



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Relógio com turbilhão tri axial de força constante

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Produção e Projeto

Autor

Miguel Lino Diogo dos Santos

Orientador

Prof. Fernando Jorge Ventura Antunes

Júri

Presidente	Prof. José Domingos Moreira da Costa
Vogal	Prof. Amílcar Lopes Ramalho
Orientador	Prof. Fernando Jorge Ventura Antunes

Coimbra, Junho, 2014

To break the rules, you must first master them.

Para quebrar as regras, primeiro é preciso dominá-las.

[Audmars Piguet]

Aos meus pais e avós

Agradecimentos

O estudo desenvolvido nesta tese, e a conseqüente escrita da mesma, representaram uma grande parte da minha vida ao longo dos últimos 5 anos, pelo que, foram muitas as pessoas com as quais tive conversas e trocas de ideias, que me ajudaram, de uma forma ou de outra, a completar este trabalho, às quais, gostaria de prestar a minha gratidão e peço desde já desculpa se por lapso me esquecer de mencionar alguma.

Gostaria de expressar os meus mais sinceros agradecimentos ao Professor Fernando Jorge Ventura Antunes, meu orientador, que me incentivou, ajudou e guiou ao longo de todo este percurso, mantendo-me sempre com os pés assentes na terra, sem deixar que me dispersasse para os muitos assuntos que tentei abordar, e mantendo-me sempre fiel, a todos os meus objetivos. Sem o seu incentivo, certamente que esta tese não teria existido e sem a sua ajuda esta tese seria muito diferente.

Também gostaria de agradecer aos meus pais, por me permitirem frequentar o curso de Eng. Mecânica, por me ajudarem em tudo o que precisei ao longo do meu percurso académico, e por toda a paciência que demonstraram, nas frequentes trocas de ideias e revisões que esta tese requereu.

Um especial obrigado à Filipa Gouveia pela sua dedicação, intermináveis conversas e colaborações, e ao meu amigo César Silva, pela sua paciência e contribuições dadas.

Aos meus amigos Cláudio Almeida, Dinis Pereira, João Pimenta, João Marques, Joel Costa, Jorge Quaresma, Pedro Carreira, Pedro Severino, Rui Sérgio e Tiago Morgado um agradecimento muito grande por todas as tertúlias, trocas de ideias e intermináveis conversas que tivemos neste âmbito.

E a todos os que contribuíram de alguma forma para a realização e conclusão desta tese fica aqui um muito obrigado.

Resumo

Pretende-se com esta tese, estudar e melhorar a cronometria de um relógio mecânico, introduzindo e combinando conceitos, mais ou menos recentes, desenvolvidos pelas indústrias relojoeiras de todo o mundo como o turbilhão tri axial, a espiral dupla e o mecanismo de força constante. Individualmente, figuram em diversos relógios mecânicos presentes no mercado e possuem todos, a característica de serem mecanismos implementados ao movimento com vista à melhoria cronométrica do mesmo. Cada um destes mecanismos acrescenta um valor monetário considerável aos relógios a que estão associados, com a promessa que a sua presença significa performances mais elevadas de cronometria. Sendo que, em teoria, os conceitos parecem fazer sentido, aparentemente o mercado carece de estudos conclusivos acerca das suas reais eficácias. É efetuado neste sentido um estudo teórico de cada um destes mecanismos, a trabalharem individualmente e em conjunto, num movimento criado pelo autor para o efeito, para que se retirem resultados conclusivos acerca da eficácia dos mesmos.

O desenvolvimento desta tese passou pela criação de um movimento em base *SolidWorks*, onde foi implementado cada um dos mecanismos. O movimento foi desenhado de acordo com todas as regras tradicionais de relojoaria, tendo o autor, recorrido às normas NIHS (Normas da indústria relojoeira Suíça), e a peças chave catalogadas, com vista a tornar o movimento o mais realista e fiável possível. Toda a estrutura de suporte ao movimento também foi criada, mais uma vez, tornando o movimento, e assim o relógio projetado, num produto final pronto a ser fabricado e comercializado.

A segunda fase da tese centrou-se nos aspetos cronométricos do movimento projetado.

Foi inicialmente efetuada uma breve revisão bibliográfica, onde são descritos e estudados cada um dos fatores responsáveis pela perda das propriedades cronométricas de um relógio mecânico, como a amplitude e frequência, e posteriormente, apresentadas soluções para cada um desses problemas, soluções estas, que foram adotadas no movimento anteriormente projetado.

Após este estudo, o autor, centrou-se na obtenção dos resultados cronométricos acerca do comportamento do movimento criado face a um movimento comum, que também foi desenhado, embora apenas nas suas partes fundamentais ao estudo. Para o efeito, recorreu ao programa de simulação dinâmica *Simulink*, que tem por base a linguagem *Matlab*, mas que simplifica a construção da programação ao permitir a introdução de dados por blocos à semelhança de um fluxograma. Neste programa dois modelos foram criados, um que simula o comportamento do movimento projetado, e outro que simula o comportamento de um movimento comum.

As variáveis introduzidas em cada um destes modelos controlam diretamente os aspetos anteriormente estudados na revisão bibliográfica, que influenciam a cronometria, e os valores destas foram obtidos direta, e indiretamente do projeto efetuado em *Solidworks*. Daí a necessidade do mesmo.

Os outputs obtidos nos dois modelos, a frequência e a amplitude do órgão oscilador, indicaram quão preciso cada um dos dois movimentos é face ao outro, permitindo assim, retirarem-se conclusões acerca das propriedades cronométricas de cada um e da eficácia que os conceitos introduzidos (no movimento projetado) têm num movimento comum.

Os resultados a que se chegou após a comparação, indicam favoravelmente que, em teoria, os diferentes conceitos funcionam, quer estejam a trabalhar em conjunto quer estejam a trabalhar em separado.

**O mundo da relojoaria é um nicho muito específico, contendo um vocabulário próprio muito extenso, e às vezes, de difícil compreensão. Alguns dos conceitos que foram introduzidos, bem como alguns dos termos utilizados, são da exclusividade desse mundo, pelo que, para o leitor que não esteja habituado aos mesmos, o texto desta tese pode tornar-se um verdadeiro desafio. Assim, antes de iniciar a leitura da mesma, o autor, aconselha a passar uma revista pelo apêndice 1, que nada mais é que um glossário ilustrado de relojoaria.

Palavras-chave: Relógio mecânico, movimento, cronometria, turbilhão tri-axial, dupla espiral, mecanismo de força constante, órgão regulador

Abstract

The aim of this thesis is to study and improve the timing of a mechanical watch and matching introducing more or less recent concepts developed by the watchmaking industries worldwide like the tri axial tourbillon the double hairspring and the mechanism of constant force. Individually listed in various mechanical watches in the market and all of them have the characteristic of being implemented mechanisms to movement with an objective in improving its timekeeping. Each of these mechanisms adds considerable value to mechanical watches with the promise that their presence means higher performances in timing. While in theory these concepts seem to make sense apparently the market lacks conclusive studies about its real efficacy. A theoretical study of each of these mechanisms is done working individually and together in a movement created by the author with the objective of withdrawing conclusive results about the effectiveness of them.

The development of this thesis began by creating a movement based on SolidWorks where each mechanism has been implemented. The move was designed in accordance with all the rules of traditional watchmaking with the author consulting NIHS standards (Standards of Swiss watchmaking industry), and the key pieces catalogued in order to make the most realistic and reliable movement possible. The entire support structure (case) is also designed once again making the movement and thus making the watch designed in a final product ready to be manufactured and marketed.

The second phase of the thesis focused on the chronometric aspects of movement designed.

Was initially performed a brief literature review which are described and analysed each of the factors responsible for the loss of chronometric properties of a mechanical watch such as the amplitude and frequency and then presented solutions for each and every one of these problems. These solutions have been adopted in movement previously designed.

After this study, the author focused on obtaining chronometric results of the behaviour of the created movement in comparison to a common movement which was also designed but only in its basic parts needed for the study. For this purpose the author used

the dynamic simulation program named Simulink which is based on the *Matlab* language, but that simplifies the construction of the program to allow the introduction of data blocks similarly to a flowchart. In this program, two models were created, one which simulates the behaviour of the designed movement and another to simulate the behaviour of a common movement

The variables to be introduced in each of these models directly control the previously studied aspects that influence the timing and the amounts of these were obtained directly and indirectly from the project done in SolidWorks. Hence the need of it.

The outputs from the two models, the frequency and amplitude of the oscillator unit, indicated how accurate each of the two movements is compared to another thus allowing to withdraw conclusions from chronometric perspective about the properties of each and efficiency that the concepts introduced (in the projected movement) have in a common movement.

The obtained results after comparing favourably indicate that in theory the different concepts work whether they are working together or are working separately.

The world of horology is a very specific niche containing a very large and difficult to understand vocabulary. Some of the concepts that were introduced as well as some of the terms used are exclusive to this world so for the reader who is not accustomed to them the text of this thesis can become a real challenge. So before you start with reading the author kindly advises to spend an overall reading at Appendix 1 which is nothing more than an illustrated glossary of watchmaking.

Keywords Mechanical watch, movement, timing, tri axial tourbillon, double hair spring, mechanism of constant force, regulating unit

Índice

Índice de Figuras	xi
Índice de Tabelas	xix
Simbologia.....	xxi
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. PROJETO	7
2.1. Parâmetros do projeto	8
2.2. Design	9
2.3. O movimento	11
2.3.1. Estrutura básica de um movimento mecânico	12
2.4. As Engrenagens	15
2.5. Transmissão	16
2.5.1. Transmissão principal.....	17
2.6. Órgão regulador	20
2.6.1. Turbilhão tri axial	21
2.7. O relógio mecânico completo	30
3. CRONOMETRIA.....	35
3.1. Fatores que afetam a cronometria de um movimento mecânico.....	36
3.1.1. Amplitude	36
3.1.2. Frequência	47
3.1.3. Esquematização dos fatores e soluções que afetam a cronometria.	50
3.2. Simulações	51
3.2.1. Resultados para as variações de posição	53
3.2.2. Resultados para a dupla espiral	54
3.2.3. Resultados para a variação do amortecimento viscoso	54
3.2.4. Variação de binário da mola principal.....	54
3.2.5. Estímulos externos.....	55
4. ANÁLISE ENERGÉTICA.....	57
4.1. Força desenvolvida pela mola principal	57
5. MATERIAIS	59
CONCLUSÕES	61
Síntese.....	61
Resultados.....	63
Constrangimentos	64
Objetivos atingidos.....	66
Questões em aberto e propostas para trabalhos futuros.....	66
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	67
ANEXO A	71

ANEXO B	81
ANEXO C	99
APÊNDICE A	109
APÊNDICE B	137
1. Projeto	137
1.1. Transmissão de corda e acerto de hora	137
1.1. Transmissão de tempo	143
1.2. Complicações.....	147
1.2.1. Segundos descentrados.....	148
1.2.2. Indicador de reserva de marcha.....	151
1.2.3. Espiral dupla.....	155
1.2.4. Mecanismo de força constante	155
1.2.5. Cronógrafo monobotão e horas e minutos do cronógrafo retrógrados.....	158
APÊNDICE C	161
1. Cronometria.....	161
1.1. Modelo em <i>Simulink</i> do turbilhão tri axial	161
1.1.1. Sistema oscilatório	161
1.1.2. Impulso de âncora	165
1.1.3. Amortecimento de Coulomb e amortecimento viscoso	166
1.1.4. Estímulos externos	168
1.1.5. Movimento de escape comum.....	170
1.1.6. Movimento com escape do tipo turbilhão tri axial.....	173
1.2. Variáveis.....	175
1.2.1. Seleção do par espiral roda de balanço	176
1.2.3. Amortecimento Viscoso	204
1.2.4. Impulso de Âncora	207
APÊNDICE D	213
1. Análise energética	213
1.1. Análise energética da transmissão principal.....	213
1.2. Análise energética do estágio 1 do turbilhão tri axial:	226
1.3. Análise energética do estágio 2 do turbilhão tri axial:	233
1.4. Análise energética do engrenamento do mecanismo de força constante.....	240
1.5. Dimensionamento da espiral do mecanismo de força constante	244
1.6. Seleção da mola principal.....	250
1.7. Reserva de marcha.....	254
1.8. Esquematização da análise energética efetuada	256
APÊNDICE E.....	257
1. Materiais.....	257
1.1. Pontes e placas.....	257
1.2. Rodas dentadas e tambores.....	258
1.3. Pivôs, pinhões, parafusos, pinos, alavancas, cames, molas de alavanca	258
1.4. Roda de balanço e buchas.....	259
1.5. Caixa.....	260

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Áreas de aplicação da indústria relojoeira.....	2
Figura 1.2. Movimento mecânico.....	2
Figura 1.3. Relógio mecânico.....	2
Figura 1.4. Logótipo do concurso internacional de cronometria.....	3
Figura 2.1. Vista isométrica da caixa	10
Figura 2.2. Vistas da caixa: A-topo, B-lado, C-frente, D-Esquema do mostrador, E-Mostrador	10
Figura 2.3. Dimensões internas da caixa que limitam o tamanho do movimento.....	11
Figura 2.4. Vista isométrica do movimento projetado	12
Figura 2.5. Vista esquemática explodida de um movimento mecânico comum	13
Figura 2.6. Movimentos mecânicos “supercomplicados”	14
Figura 2.7. Exemplos de códigos estéticos de movimentos mecânicos, da esquerda para a direita, dois movimentos característicos ingleses, dois movimentos característicos germânicos e dois movimentos característicos suíços.	15
Figura 2.8. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência da transmissão principal.....	17
Figura 2.9. <i>Layout</i> da transmissão principal.....	18
Figura 2.10. Vistas isométricas do <i>layout</i> da transmissão principal.....	19
Figura 2.11. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência do órgão regulador.....	20
Figura 2.12. Sistema de escape de âncora suíço.....	20
Figura 2.13. Roda de balanço e espiral.....	21
Figura 2.14. Turbilhão tri axial projetado.....	21
Figura 2.15. Terceiro estágio do turbilhão tri axial projetado (evidenciado a azul).....	22
Figura 2.16. Simplificação do turbilhão (3º estágio) para apenas o escape e o órgão oscilador	23
Figura 2.17. Partes constituintes do sistema de escape e respetiva transmissão	23
Figura 2.18. Geometria do sistema de escape	24
Figura 2.19. Segundo estágio do turbilhão tri axial projetado (evidenciado a azul).....	25
Figura 2.20. Simplificação das partes do segundo estágio para apenas as parte a sua transmissão	25

Figura 2.21. <i>Layout</i> da transmissão do segundo estágio	26
Figura 2.22. Primeiro estágio do turbilhão tri axial projetado (evidenciado a azul).....	27
Figura 2.23. Simplificação das partes do primeiro estágio apenas na sua transmissão	27
Figura 2.24. <i>Layout</i> da transmissão do primeiro estágio.....	28
Figura 2.25. Vista isométrica do <i>Layout</i> do órgão regulador.....	29
Figura 2.26. Sucessão da montagem do movimento mecânico e da união do mesmo com a caixa e bracelete	31
Figura 2.27. Movimento, vista isométrica topo, fundo e pormenor do turbilhão tri axial ..	32
Figura 2.28. Relógio mecânico concluído.....	33
Figura 3.1. Tambor e mola principal.....	37
Figura 3.2. Gráfico representativo do binário de uma mola principal	38
Figura 3.3. Efeito de um limitador de binário no gráfico representativo do binário de uma mola principal	39
Figura 3.4. Figuras e gráfico representativo de um mecanismo de força constante	40
Figura 3.5. Diagrama de comparação do efeito de Grossmann com outros 2 tipos de geometrias de espirais	42
Figura 3.6. Diagrama do efeito de Grossmann para uma espiral dupla	43
Figura 3.7. Posições horizontais.....	44
Figura 3.8. Posições verticais.....	44
Figura 3.9. Posição mais frequente de utilização	45
Figura 3.10. Turbilhão e turbilhão tri axial	46
Figura 3.11. Relógio mecânico antimagnético e respetiva roda de balanço em silicone....	49
Figura 3.12. Modelo em <i>Simulink</i> de um turbilhão tri axial	52
Figura 3.13. Modelo em <i>Simulink</i> de um movimento comum.....	52
Figura 3.14. Gráfico representativo dos dois estímulos externos adicionados aos modelos	55
Figura A.1. Norma NIHS 20-01	71
Figura A.2. Norma NIHS 20-02.....	72
Figura A.3. Norma NIHS 20-10.....	73
Figura A.4. Norma NIHS 20-10.....	74
Figura A.5. Norma NIHS 20-25.....	75
Figura A.6. Norma NIHS 20-25.....	76
Figura A.7. Representação de uma transmissão intermédia.....	77
Figura A.8. Representação de uma transmissão multiplicadora	78
Figura A.9. Representação de uma transmissão redutora	79
Figura A.10. Representação de duas rodas dentadas e das suas respetivas características.	80

Figura B.1. Gráfico da amplitude/tempo do comportamento do par espiral roda de balanço	81
Figura B.2. Gráfico da amplitude/tempo do órgão oscilador sujeito a um amortecimento de Coulomb de valor obtido teoricamente	82
Figura B.3. Gráfico da amplitude/tempo do órgão oscilador sujeito a um amortecimento de Coulomb de valor obtido empiricamente	83
Figura B.4. Gráfico da amplitude/tempo do órgão oscilador sujeito a um amortecimento viscoso de valor obtido empiricamente	84
Figura B.5. Gráfico da amplitude/tempo do órgão oscilador sujeito a um amortecimento viscoso (deteriorado) de valor obtido empiricamente	85
Figura B.6. Gráfico de binário/tempo do impulso de âncora	86
Figura B.7. Gráfico de binário/tempo do impulso de âncora (pormenor)	87
Figura B.8. Gráfico de amplitude/tempo do órgão oscilador	88
Figura B.9. Gráfico de amplitude/tempo do órgão oscilador pormenor	89
Figura B.10. Gráfico de posição/tempo do órgão oscilador de um movimento mecânico comum	90
Figura B.11. Gráfico de posição/tempo do órgão oscilador de um turbilhão tri axial	91
Figura B.12. Gráfico de amplitude/tempo do órgão oscilador de um movimento mecânico comum	92
Figura B.13. Gráfico de amplitude/tempo do órgão oscilador de um turbilhão tri axial	93
Figura B.14. Gráficos de amplitude/tempo de um órgão oscilador com dupla espiral (esquerda) e de um órgão oscilador sem dupla espiral (direita)	94
Figura B.15. Gráficos de amplitude/tempo do órgão oscilador do turbilhão tri axial com lubrificação total (esquerda) e com lubrificação deteriorada (direita)	95
Figura B.16. Gráficos de amplitude/tempo do órgão oscilador de um movimento comum com lubrificação total (esquerda) e com lubrificação deteriorada (direita)	96
Figura B.17. Gráficos de amplitude/tempo do órgão oscilador de um movimento comum sem mecanismo de força constante sujeito a uma reserva de marcha total (esquerda) e a uma reserva de marcha já no fim (direita)	97
Figura B.18. Gráficos de amplitude/tempo do órgão oscilador de um movimento mecânico comum à esquerda e de um movimento mecânico com turbilhão tri axial à direita sujeitos aos mesmos estímulos externos	98
Figura AB.1. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência da transmissão de corda e acerto de hora	137
Figura AB.2. Vista isométrica da transmissão de corda	138
Figura AB.3. Funcionamento do “ <i>keyless work</i> ”	138
Figura AB.4. Pormenor da roda de fricção	139
Figura AB.5. <i>Layout</i> das transmissões de corda e acerto de hora	140

Figura AB.6. Engrenamento da transmissão principal com a roda de fricção	141
Figura AB.7. Vistas isométricas do <i>layout</i> da transmissão de corda e da transmissão de acerto de hora	142
Figura AB.8. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência da transmissão de tempo	143
Figura AB.9. Estudo inicial para o mostrador.....	143
Figura AB.10. Vistas de topo do <i>layout</i> da transmissão de tempo.....	144
Figura AB.11. Vistas isométricas da transmissão de tempo	144
Figura AB.12. <i>Layout</i> da transmissão de tempo	145
Figura AB.13. Dimensionamento da transmissão de tempo	146
Figura AB.14. Vista isométrica do <i>layout</i> da transmissão de tempo	146
Figura AB.15. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência os segundos descentrados	148
Figura AB.16. Esquema inicial do mostrador indicando a posição dos segundos descentrados	148
Figura AB.17. Vista de topo do <i>layout</i> dos segundos descentrados	149
Figura AB.18. Vista isométrica do <i>layout</i> dos segundos descentrados.....	150
Figura AB.19. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência da reserva de marcha	151
Figura AB.20. Esquema inicial do mostrador para o indicador de reserva de marcha localizado na parte posterior do movimento	151
Figura AB.21. <i>Layout</i> da transmissão da reserva de marcha	153
Figura AB.22. <i>Layout</i> do diferencial da reserva de marcha.....	153
Figura AB.23. Vista isométrica do <i>Layout</i> da reserva de marcha.....	154
Figura AB.24. Órgão oscilador compreendendo a espiral dupla e roda de balanço	155
Figura AB.25. Simplificação das partes do turbilhão (terceiro estágio) apenas no mecanismo de força constante	156
Figura AB.26. <i>Layout</i> do mecanismo de força constante e do sistema de escape	156
Figura AB.27. Vista em corte do eixo do pivô roda de escape	157
Figura AB.28. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência para o cronógrafo	158
Figura AB.29. Vista de topo do mecanismo do cronógrafo.....	159
Figura AB.30. Vista isométrica de topo do mecanismo do cronógrafo	159
Figura AB.31. Vista isométrica de fundo do mecanismo do cronógrafo.....	159
Figura AC.1. Modelo em <i>Simulink</i> de um sistema de vibração forçada amortecido	164

Figura AC.2. Modelo em <i>Simulink</i> de um sistema de vibração forçada por impulso de âncora amortecido	165
Figura AC.3. Modelo em <i>Simulink</i> de um sistema de vibração forçada por impulso de âncora, com amortecimento de Coulomb e viscoso Erro! Marcador não definido.	
Figura AC.4. Modelo em <i>Simulink</i> de um sistema de vibração forçada por impulso de âncora, com amortecimento de Coulomb e viscoso e passível a estímulos externos	Erro! Marcador não definido.
Figura AC.5. Modelo em <i>Simulink</i> de um movimento com escape comum Erro! Marcador não definido.	
Figura AC.6. Modelo em <i>Simulink</i> de um movimento com escape do tipo turbilhão tri axial	Erro! Marcador não definido.
Figura AC.7. Órgão oscilador vista frontal em cima e vista de lado em baixo	176
Figura AC.8. Órgão oscilador vista isométrica	Erro! Marcador não definido.
Figura AC.9. Propriedades mássicas do órgão oscilador	177
Figura AC.10. Tabela NIHS 35-10 para os valores CGS	181
Figura AC.11. Modelo de um par espiral roda de balanço	185
Figura AC.12. Órgão oscilador de um movimento comum com uma só espiral	186
Figura AC.13. Da esquerda para a direita: vista em corte do órgão oscilador da posição um e posição dois	186
Figura AC.14. Diagrama de forças para a posição um	187
Figura AC.15. Vista esquemática do contacto entre o pivô do órgão oscilador e os respetivos rolamentos de suporte	189
Figura AC.16. Vista em corte do órgão oscilador da posição três e respetivo diagrama de forças	190
Figura AC.17. Vista em corte do órgão oscilador da posição quatro e respetivo diagrama de forças	192
Figura AC.18. Vista de topo e em corte do órgão oscilador da posição cinco e seis e respetivos diagrama de forças	194
Figura AC.19. Órgão oscilador do movimento com escape do tipo turbilhão tri axial come espiral dupla	195
Figura AC.20. Diagrama de forças da posição um	196
Figura AC.21. Da esquerda para a direita: vista em corte do órgão oscilador da posição um e posição dois	196
Figura AC.22. Modelo em <i>Simulink</i> de um órgão oscilador com amortecimento de Coulomb	201
Figura AC.23. Modelo em <i>Simulink</i> de um órgão oscilador com amortecimento de Coulomb	203
Figura AC.24. Modelo em <i>Simulink</i> de um órgão oscilador com amortecimento viscoso	206

Figura AC.25. Modelo em <i>Simulink</i> de um órgão oscilador com amortecimento viscoso	207
Figura AC.26. Representação esquemática das partes intervenientes no impulso de âncora (escape)	208
Figura AC.27. Representação esquemática do sistema de escape	209
Figura AC.28. Âncora e respetivos <i>banking pins</i> localizados no turbilhão	210
Figura AC.29. <i>Layout</i> da âncora e respetivos <i>banking pins</i>	210
Figura AC.30. Modelo em <i>Simulink</i> de um órgão oscilador	211
Figura AD.1. Vista de topo da transmissão principal com identificação dos eixos principais à análise energética	214
Figura AD.2. Momentos e forças relativos ao eixo 1 da transmissão principal.....	218
Figura AD.3. Diagrama de forças do eixo 1 da transmissão principal.....	219
Figura AD.4. Momentos e forças relativos ao eixo 2 da transmissão principal.....	220
Figura AD.5. Diagrama de forças do eixo 2 da transmissão principal.....	222
Figura AD.6. Engrenamento entre o eixo 2 e o eixo 3 pertencente ao turbilhão tri axial .	223
Figura AD.7. Momentos e forças relativos ao eixo 3 da transmissão principal.....	224
Figura 2.8. Diagrama de forças do eixo 3 da transmissão principal	224
Figura AD.9. Primeiro estágio do turbilhão tri axial.....	226
Figura AD 10. Transmissão do primeiro estágio do turbilhão tri axial.....	227
Figura AD.11. Transmissão (eixo 1) do primeiro estágio do turbilhão tri axial	228
Figura AD.12. Momentos e forças relativos eixo 1 do primeiro estágio do turbilhão tri axial	229
Figura AD.13. Diagrama de forças relativos ao eixo 1 do primeiro estágio do turbilhão tri axial.....	230
Figura AD.14. Momentos e forças relativos ao eixo 2 do primeiro estágio do turbilhão tri axial.....	231
Figura AD.15. Diagrama de forças relativos ao eixo 2 do primeiro estágio do turbilhão tri axial.....	231
Figura AD.16. Segundo estágio do turbilhão tri axial.....	233
Figura AD.17. Transmissão de segundo estágio do turbilhão tri axial	233
Figura AD.18. Momentos e forças relativos ao eixo 1 de segundo estágio do turbilhão tri axial.....	235
Figura AD.19. Diagrama de forças relativos ao eixo 1 de segundo estágio do turbilhão tri axial.....	236
Figura AD.20. Momentos e forças relativos ao eixo 2 de segundo estágio do turbilhão tri axial.....	237
Figura AD.21. Diagrama de forças relativos ao eixo 2 de segundo estágio do turbilhão tri axial.....	238

Figura AD.22. Turbilhão com engrenamento do mecanismo de força constante evidenciado a azul.....	240
Figura AD.23. Transmissão do mecanismo de força constante	240
Figura AD.24. Momentos e forças relativos ao eixo 1 da transmissão do mecanismo de força constante.....	242
Figura AD.25. Diagrama de forças relativos ao eixo 1 da transmissão do mecanismo de força constante.....	243
Figura AD.26. Sistema de escape.....	245
Figura AD.27. Gráfico representativo do comportamento do binário num mecanismo de força constante.....	247
Figura AD.28. Parte do mecanismo de força constante que compreende os componentes relativos ao eixo da roda de escape	248
Figura AD.29. Mola principal	253
Figura AD.30. Vista de topo das partes interveniente para o cálculo da reserva de marcha	254
Figura AD.31. Vista isométrica da transmissão redutora de horas	255
Figura AE.1. Placa principal, placas e pontes do movimento	257
Figura AE.2. Da esquerda para a direita: arras de latão e terceira roda em latão.....	258
Figura AE.3. Da esquerda para a direita: tubos de aço e vários componentes projetados em aço	259
Figura AE.4. Da esquerda para a direita: contra peso, roda de balanço e bucha de ouro com respetivo rubi.....	259
Figura AE.5. Da esquerda para a direita: relógio mecânico projetado em platina com mostrador esmaltado, e variação do modelo com caixa e mostrador em fibra de carbono	260

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1. Características dimensionais da transmissão principal.....	19
Tabela 2.2. Características dimensionais da transmissão do sistema de escape.....	24
Tabela 2.3. Características dimensionais da transmissão do segundo estágio	26
Tabela 2.4. Características dimensionais da transmissão do primeiro estágio	29
Tabela AB.1. Características dimensionais da transmissão de corda.....	139
Tabela AB.2. Características dimensionais da transmissão de acerto de hora	140
Tabela AB.3. Características dimensionais da transmissão redutora das horas	142
Tabela AB.4. Características dimensionais da transmissão de tempo.....	146
Tabela AB.5. Características dimensionais da transmissão dos segundos descentrados ..	150
Tabela AB.6. Características dimensionais da transmissão da reserva de marcha.....	154
Tabela AC.1. Características dimensionais de cada espiral	184
Tabela AC.2. Forças de atrito para cada órgão regulador e para cada posição	201
Tabela AC.3. Forças de atrito para cada órgão regulador e para cada posição	204
Tabela AD.1. Resultados para o dimensionamento da espiral do remontoir	249
Tabela AD.2. Parâmetros da espiral do remontoir	249
Tabela AD.3. Resultados para o dimensionamento da mola principal.....	253

SIMBOLOGIA

A	Amplitude [°]
b	Braço [m]
C	Coeficiente de amortecimento [N.s/m]
D	Diâmetro externo [m]
d	Diâmetro interno [m]/Diâmetro [m]
E	Módulo de Young [MPa]
e	Espessura [m]
E_c	Energia cinética [J]
F	Força [N]
F	Frequência [Hz]
F_a	Força de atrito [N]
g	Velocidade da gravidade [m/s]
h	Altura [m]
I	Inércia [Kg.m ²]
I_{eq}	Inércia equivalente [Kg.m ²]
k	Coeficiente de elasticidade [N.m/rad]
k_{CGS}	Coeficiente de elasticidade [dynes.cm ³ /rad]
L	Comprimento [m]
M	Momento [N.m] /Módulo/Massa [Kg]
N	Força normal [N]
n	nº de voltas
P	Peso [Kg]
P_m	Amplitude [°]
p	Passo [m]
R_i	Raio interno [m]
R_f	Raio externo [m]

rRaio [m]
tTempo [s]
vVelocidade [m/s]
$W_{ext.}$Trabalho das forças externas [J]
$W_{int.}$Trabalho das forças internas [J]
W_fFrequência [Hz]
xPosição [m]
\dot{x}Velocidade [m/s]
\ddot{x}Aceleração [m/s ²]
Znº de dentes
α_nAceleração angular [rad/s ²]
θPosição angular [rad]
$\dot{\theta}$Velocidade angular [rad/s]
$\ddot{\theta}$Aceleração angular [rad/s ²]
θ_LComprimento angular [rad]
μCoeficiente de atrito
$\sigma_{m\acute{a}x.}$Tensão de deformação máxima [MPa]
φFase
\emptysetDiâmetro [m]

1. INTRODUÇÃO

Apresentação do tema

Os relógios mecânicos estão atualmente mais populares que nunca. Quando colocada a questão do porquê, acredita-se que seja devido a uma combinação de fatores que variam muito de país para país. Um deles é a prosperidade, pois os relógios mecânicos costumam ser relativamente caros e até “superfluamente” caros, tendo em conta que é possível obter medições temporais a partir de relógios de quartzo, telemóvel, tablier do carro, computador ou até mesmo do forno micro-ondas. No entanto, face ao consumismo frenético em que a vida útil dos objetos do dia-a-dia é cada vez mais curta e as pessoas se veem obrigadas a procurar cada vez mais rápido a “nova e a melhor versão”, impõe-se a necessidade de procurar algo que mantenha o seu valor, que possa ser estimado e passado de geração em geração. Para satisfazer esta necessidade não há melhor objeto que um relógio mecânico. Eles são intemporais...

Um relógio é um dos raros produtos que refletem a personalidade do seu criador bem como a dos que o usam. É um produto que emite uma mensagem positiva cheia de beleza e otimismo apesar de todo o constrangimento da matemática e precisão que estão inevitavelmente inerentes à sua criação. Aqueles que escolhem usar um relógio mecânico fazem-no para marcar uma posição: é uma expressão de estilo, sentido de arte e classe.

Assim, a profissão de relojoeiro tem vindo a ganhar grande importância sendo uma arte em ascensão em que os criadores destas maravilhas da micromecânica necessitam de possuir uma vasta gama de conhecimentos profundos em diferentes áreas, nomeadamente materiais, escultura, sensibilidade artística, bem como dominar áreas de tecnologias e ciências de precisão desde mecânica até eletrónica.

Estes fatores fizeram do mercado de relógios mecânicos de luxo um império que movimenta mais de 10 biliões de euros anualmente e emprega mais de 50 mil pessoas, só na Suíça, com crescimentos consistentes na ordem dos dois dígitos desde 2009 (ver referência 1). Com estas quantidades astronómicas de receitas entre os diversos grupos relojoeiros é inevitável que cada vez mais pessoas tentem entrar neste mercado o que o

torna bastante competitivo. Assim as empresas relojoeiras apostam na inovação e tecnologia de ponta de modo a manterem os seus modelos mecânicos sempre na vanguarda da tecnologia, o que leva inevitavelmente a desenvolvimentos muito importantes nas áreas dos materiais, engenharia de precisão e maquinagem, desenvolvimentos estes, que posteriormente são aplicados a outras indústrias como a médica, a aeroespacial e a automóvel.



Figura 1.1. Áreas de aplicação da indústria relojoeira.

Relógio mecânico porquê?

O início deste projeto deveu-se principalmente ao gosto pessoal, que adveio do facto de o movimento de um relógio representar, não só uma conquista ao nível de microengenharia, como representa também, em alguns casos, uma conquista ao nível artístico. Um movimento mecânico é das poucas máquinas que consegue conjugar perfeitamente esses dois mundos aparentemente imiscíveis.



Figura 1.2. Movimento mecânico



Figura 1.3. Relógio mecânico

Ao longo da projeção do movimento mecânico do relógio, mais precisamente do turbilhão tri axial várias perguntas foram surgindo, sendo que, aparentemente pouca ou nenhuma informação sobre as mesmas se encontrava disponível. Assim, surgiu um

interesse e uma oportunidade de desenvolver um estudo nesta área, juntando um gosto pessoal ao trabalho de investigação que neste caso se traduziu na tese de mestrado.

Ao tentar responder a estas perguntas, o trabalho de pesquisa e desenvolvimento, permitiu chegar à conclusão que não havia qualquer estudo publicado sobre o assunto. As perguntas que foram postas pelo autor, eram também, em alguns casos, perguntas que alguns especialistas da área possuíam e para as quais não conseguiam obter uma resposta clara.

Assim, de uma forma independente e imparcial, com a dissertação desta tese de mestrado poder-se-ão produzir resultados, que levem a conclusões fiáveis para as questões que neste momento não possuem uma resposta clara, levando assim a desenvolvimentos, melhoramentos e inovações na indústria relojoeira e nas indústrias que dela beneficiam.

Sendo a indústria relojoeira um mercado extremamente competitivo, qualquer forma de destaque de uma marca ou grupo em relação a outro é extremamente bem-vinda, sejam estas a nível de *design* ou a nível técnico, e podendo render a uma empresa milhões de euros num curto espaço de tempo, sendo igualmente benéficos a longo prazo devido a questões de *marketing*. Para o efeito, todos os anos realiza-se uma competição internacional de cronometria, dirigida por entidades privadas imparciais, que visa distinguir entre as marcas participantes quais aquelas que possuem dentro de regras bem definidas os relógios mecânicos mais precisos e mais resistentes. Este concurso é realizado na Suíça e confere grande prestígio às marcas vencedoras podendo, nalguns casos, catapultar as menos conhecidas para o sucesso. Os vencedores normalmente são aqueles que mais apostam na inovação, dando-lhes assim o concurso, não só visibilidade internacional e reputação de que os seus relógios são bem concebidos, bem como a prova que a aposta em novas ideias realmente compensa.



Figura 1.4. Logótipo do concurso internacional de cronometria

O lugar da tese no curso

Uma tese de mestrado pretende essencialmente juntar todos os conhecimentos adquiridos ao longo do curso, e levar a que um aluno os utilize de forma a resolver um problema proposto, desenvolver um projeto, responder a uma questão, de forma mais ou menos autónoma, obtendo resultados e por fim chegando a uma conclusão, seja ela esperada ou não.

No caso do tema da tese apresentado, pretendem-se utilizar diferentes ferramentas adquiridas ao longo do curso, e mais especificamente, os conhecimentos adquiridos em projeto, que constitui uma parte fundamental do trabalho desenvolvido. No entanto, uma outra área da engenharia teve de ser igualmente aprofundada e estudada de modo a que este tema fosse abordado corretamente. Assim, procedeu-se a um estudo aprofundado do mundo da relojoaria que vai desde a microengenharia e a construção micromecânica até ao estudo de técnicas de marketing.

Estes novos temas permitiram fomentar os conhecimentos adquiridos ao longo do curso bem como abrir portas a toda uma nova área.

A presente tese também tem uma forte componente de investigação que constitui parte importante da mesma. Esta investigação em particular pretende descobrir e introduzir conceitos novos para que posteriormente se possam retirar benefícios dos mesmos.

Objetivos e metodologia

Com a dissertação desta tese, pretendeu-se criar um relógio mecânico de raiz, que fosse, em teoria, o mais preciso possível cronometricamente, e que ainda assim, respeitasse os valores e técnicas tradicionais da alta relojoaria, tendo sempre em vista o aperfeiçoamento e melhoramento das mesmas.

Para isso, esta tese de mestrado foi dividida em duas componentes fundamentais. Uma componente de projeto e uma componente de investigação.

Numa primeira fase foi criado um modelo em base 3D de um movimento mecânico com escape turbilhão tri axial de força constante. Este modelo foi desenvolvido em *SolidWorks* de acordo com as normas NIHS, normas da indústria relojoeira Suíça, e recorrendo a diversos catálogos de componentes chave, de modo a se obter um controlo dimensional dos seus componentes, e tornar o modelo o mais fiável possível.

Foi também projetada a parte exterior do relógio (caixa) em *SolidWorks* tornando o modelo completo e utilizável em teoria, mais uma vez de forma a tornar o modelo o mais realista possível. Esta parte do desenvolvimento do projeto também colocou à prova novas áreas adquiridas, como *design* de produto e conhecimentos de ergonomia, muitas vezes erradamente descartados pelos projetistas mas de extrema importância para o sucesso de um produto. A criação deste projeto foi necessária, de modo a proceder-se a uma investigação conclusiva sobre o movimento de um relógio com turbilhão tri axial de força constante, sendo para o efeito necessário obterem-se informações específicas acerca dos seus componentes. Como a obtenção física de um movimento mecânico destes é extremamente dispendiosa, e ainda assim, o estudo do mesmo inaceitável devido à sua raridade, a melhor opção foi a criação de um modelo mecânico em base 3D. Este modelo virtual também permite a introdução de novos conceitos e alteração dos existentes, bem como o controlo de todas as suas variáveis.

Para a componente de investigação pretendeu-se descobrir efetivamente qual a eficácia do sistema turbilhão tri axial de força constante e de outros conceitos adicionais introduzidos. Para o efeito, procedeu-se à criação de dois modelos em base de simulação dinâmica *Simulink*, um programa que funciona em base *Matlab*. Um dos modelos criados possui as características de um movimento de relógio comum, e o outro, possui as características de um movimento com turbilhão tri axial de força constante.

Tanto para o primeiro modelo como para o segundo, os valores que serão introduzidos nas suas variáveis serão valores provenientes da primeira fase de projeto 3D.

Ao serem comparados, estes modelos responderam teoricamente a algumas questões pendentes acerca da cronometria dos diferentes tipos de órgãos reguladores desenvolvidos ao longo dos tempos por diversas marcas de renome.

O modelo em *Simulink* do turbilhão tri axial de força constante, também será útil de forma a melhorar o modelo 3D projetado na primeira fase, tendo-se procedido para o efeito, a diversas iterações entre o modelo em *Simulink* e os diversos componentes projetados em *SolidWorks*. Deste modo, foi possível obter, em teoria, um projeto de um movimento extremamente preciso e um aumento das probabilidades de que, após a sua posterior construção como protótipo, leve à realização de um dos movimentos de relógio mecânico mais precisos do mundo.

Pretende-se assim, com isto tudo, elevar o padrão de precisão que os relógios mecânicos conseguem atingir.

2. PROJETO

A realização do projeto de um relógio mecânico no âmbito da presente tese foi necessária e de extrema importância para que se pudesse responder de forma precisa e fiável às questões que o autor tenta abordar. Ao ser criado um movimento mecânico funcional, numa base virtual, foi possível extrair informações acerca do mesmo tais como, características físicas e geométricas dos seus componentes, que posteriormente foram utilizadas no capítulo da cronometria.

O processo de criação de um movimento mecânico exigiu ao autor, ao longo de vários anos, o estudo de um conjunto de matérias relacionadas com a relojoaria. Durante esse período foram criados, de forma parcial, vários movimentos em ambiente virtual, cada vez mais complexos que os anteriores, para que se pudessem conhecer e dominar todas as regras que estão inerentes ao projeto de um relógio mecânico simples. Eventualmente todo o conhecimento adquirido convergiu para o movimento apresentado, que foi projetado em *SolidWorks*, em que a complicação fundamental incluída neste é um turbilhão tri axial, razão principal pela qual esta tese foi criada.

Assim, após terem sido definidos os parâmetros mais importantes de projeto, este foi iniciado com a parte de *design*, pois é nesta secção que se define o estilo básico do relógio e as suas dimensões adaptadas para a utilização em pulso, tendo em conta a ergonomia e legibilidade. Caso o projeto se iniciasse logo a partir da projeção do movimento corria-se o risco de quando se passasse para a parte de *design*, este (o movimento), fosse demasiado volumoso, o que exigiria uma caixa demasiado grande para que esta pudesse ser utilizada confortavelmente no dia-a-dia. Um dos objetivos do projeto é que o relógio mecânico, para além de possuir todos os parâmetros a serem estudados, tem de ser também o mais realista possível, o que significa que se este for produzido, o produto final funciona corretamente de acordo com as características definidas.

Com as dimensões definidas para a caixa do relógio, e por sua vez, para o movimento contido neste, continuou-se com a esquematização e *layout* dos vários componentes pertencentes ao movimento. Por se estar a projetar num espaço muito limitado para um número muito elevado de componentes e mecanismos que compõem o

movimento do relógio mecânico, ao longo de todo projeto existiu um constante processo de otimização. Este levou a que, por várias vezes, o projeto tivesse de voltar atrás para se procederem às modificações necessárias, para assim, tornar o movimento o mais eficiente e compacto possível. Ao serem terminados todos os componentes do movimento restou concluir os aspetos de *design* como o mostrador, ponteiros, acabamentos superficiais entre outros.

A apresentação do projeto que se segue vai dividir o movimento criado nas suas partes/módulos fundamentais, sendo dada a cada uma delas uma explicação breve. Os processos de otimização que foram efetuados não serão apresentados na íntegra uma vez que iriam tornar este capítulo excessivamente extenso. Deste modo, os resultados apresentados serão os finais, já depois de terem sido efetuados todos os processos iterativos, em que apenas se faz referência onde, e como estes foram utilizados.

2.1. Parâmetros do projeto

Os parâmetros do projeto descritos neste ponto definiram as linhas gerais para todo o projeto. Foram selecionados numa fase inicial de acordo com outros movimentos existentes no mercado, mas também de acordo com o gosto pessoal do autor.

Os parâmetros definidos foram:

- O movimento mecânico deve ser baseado e projetado de acordo com os valores e técnicas tradicionais de relojoaria, mas direcionado para o século XXI;
- Sistema de corda manual;
- Reserva de marcha de 2 a 3 dias (70h);
- Frequência do órgão oscilador: 2.5 Hz (18'000 Vib./h.);
- Escape sob a forma de um turbilhão tri axial com dupla espiral e mecanismo de força constante;
- Oito complicações: Monoponteiro para horas e minutos retrógrados, cronógrafo monobotão, horas e minutos do cronógrafo retrógrados, segundos descentrados, indicador de reserva de marcha, turbilhão tri axial, espiral dupla, mecanismo de força constante;
- Indicações: Ponteiro de horas e minutos único retrógrado, segundos descentrados às 3h, cronógrafo retrógrado com indicação de segundos e

minutos dedicados, indicação de reserva de marcha visível na parte posterior às 5h;

- Caixa em safira e platina projetada de modo a dar ênfase ao turbilhão tri axial;
- Movimento visível em 5 das 6 faces da caixa;
- Forma da caixa: *tonneau*;
- Dimensões da caixa: Comprimento:38mm sem abas, 50mm com abas; Largura:44mm; Altura:15mm.

2.2. Design

Embora não se insira propriamente no curso de engenharia mecânica, a vertente do *design* das estruturas que suportam os mecanismos que a engenharia trata, são por vezes, de igual senão de maior importância que esses próprios mecanismos. O caso desta tese é um deles. Um relógio quer seja mecânico ou não, primeiramente tem de ser bem desenhado, para que possa ser utilizado sem problemas, isto é, a estrutura externa tem de se adaptar bem ao pulso do utilizador, o mostrador deve possuir boa legibilidade e os botões de funções e acertos, como por exemplo a coroa, têm de estar corretamente posicionados e serem de fácil utilização. A caixa também deve ser corretamente desenhada, para que seja o mais estanque possível, e assim, proteger as partes mais sensíveis do movimento dos elementos. É também o *design* da caixa do relógio que define a forma e tamanho do movimento que se encontra contido nesta, e não o movimento que define o tamanho da caixa.

Assim, o primeiro passo que se tomou em direção ao projeto de um relógio mecânico foi o *design* externo do relógio. Começou-se por definir a forma básica do relógio, que neste caso, foi definida nos parâmetros de projeto como tendo uma forma *tonneau*. Esta forma foi selecionada pois, na opinião do autor, foge um pouco à tradicional forma redonda que a maioria dos relógios apresenta, podendo assim destacar-se destes.

Para a maioria das marcas que possuem elevados números de vendas, o *design* do relógio, tem um papel fundamental. Estas marcas, a partir de determinados códigos estéticos definidos ao longo da sua existência, criam uma identidade, que é extremamente importante para os colecionadores pois, por mais diferentes que sejam cada um dos modelos que são apresentados todos os anos, eles obedecem sempre aos mesmos códigos

estéticos, e os colecionadores sabem sempre com o que contar. Esta familiaridade que se cria entre clientes e marca é fundamental, pois é ela, que cria os laços entre ambos, tornando o cliente fiel à marca. Neste sentido, começou-se por definir uma série de códigos estéticos que separam a forma de *tonneau* deste relógio em particular de todos os outros que possuem formas similares. Foram efetuados vários esboços que delinearão as formas principais da caixa, que foram traduzidos para *SolidWorks*, representados nas figuras 2.1 e 2.2, onde se procedeu ao correto dimensionamento da caixa para que esta possa ser utilizada num pulso de forma ergonómica e confortável.

CONFIDENCIAL

Figura 2.1. Vista isométrica da caixa

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura 2.2. Vistas da caixa: A-topo, B-lado, C-frente, D-Esquema do mostrador, E-Mostrador

Depois do processo de *design*, as dimensões internas da caixa foram extraídas, obtendo-se o volume interno onde é passível de colocar um movimento. Desta forma, delimitou-se o tamanho máximo para o movimento, e assim, ficámos em condições de iniciar o processo de projeto do mesmo.

O volume de controlo, definido pelas dimensões internas da caixa, para o movimento a ser projetado, podem ver-se na figura 2.3, onde são representadas as linhas e as respetivas dimensões que o delimitam.

CONFIDENCIAL

Figura 2.3. Dimensões internas da caixa que limitam o tamanho do movimento

2.3. O movimento

O movimento é o conjunto dos órgãos motores e respetivas estruturas de suporte de um relógio, não incluindo o mostrador e a caixa. Estes, dividem-se em duas grandes famílias, de quartzo e mecânicos, sendo que, estes últimos distinguem-se pela corda manual ou automática. Os movimentos mecânicos são sempre compostos por uma placa principal (elemento estrutural que suporta todos os órgãos), assim como engrenagens, alavancas, molas (para a transmissão do movimento) e pontes (que seguram as engrenagens fixando-as por meio de rubis), juntamente com o órgão regulador (constituído pelo balanço espiral e escape), órgão motor (constituído por mola e tambor) e sistema de recarga e reposição da hora (posicionado geralmente atrás do mostrador e encarregue de transmitir o movimento da coroa ao próprio movimento, seja pela ação de

recarga seja para a regulação dos ponteiros). Os movimentos podem ter formas, diâmetros e espessuras muito diferenciados, de acordo com as exigências do fabricante e do grau de refinação de construção. Esta forma é de extrema importância para os colecionadores mais puristas, pois para eles a forma de um movimento tem de acompanhar a forma da caixa que o protege. Para se poder reconhecer e classificar cada movimento, são-lhe atribuídos marcas e números de calibre na fábrica, para que se possa identificar a tipologia e as características técnicas dos mesmos.

CONFIDENCIAL

Figura 2.4. Vista isométrica do movimento projetado

2.3.1. Estrutura básica de um movimento mecânico

Um movimento mecânico básico, representado pela figura 2.5, pode dividir-se em 4 grupos fundamentais:

- 1-Mola principal (*main spring*)
- 2-Transmissão (*gear train*)
- 3-Orgão regulador (*escapement*)
- 4-Orgão regulador (*balance wheel/hairspring*)

A energia necessária ao funcionamento de um relógio mecânico é fornecida pelo ato de dar corda e é armazenada na mola principal (1) dentro de uma estrutura chamada tambor (*barrel*). Essa energia é transferida pela transmissão (2) até ao órgão regulador (3 e 4), cuja função é regular de forma constante o modo como a energia é despendida. Ao definir um passo constante em que a mola principal é desenrolada, torna-se possível efetuar medições de tempo precisas. Todos estes componentes são sustidos por várias pontes e placas conectadas a uma placa principal.



Figura 2.5. Vista esquemática explodida de um movimento mecânico comum

Nem todos os movimentos são assim tão simples, pois muitos deles possuem funções adicionais, como é o caso do cronómetro, calendário perpétuo, repetição de minutos entre outros. Estas funções, adicionais ao movimento básico, denominam-se por complicações e podem levar o movimento a possuir mais de mil componentes diferentes por vezes compactados num espaço que não excede mais do que alguns milímetros de espessura e diâmetro.

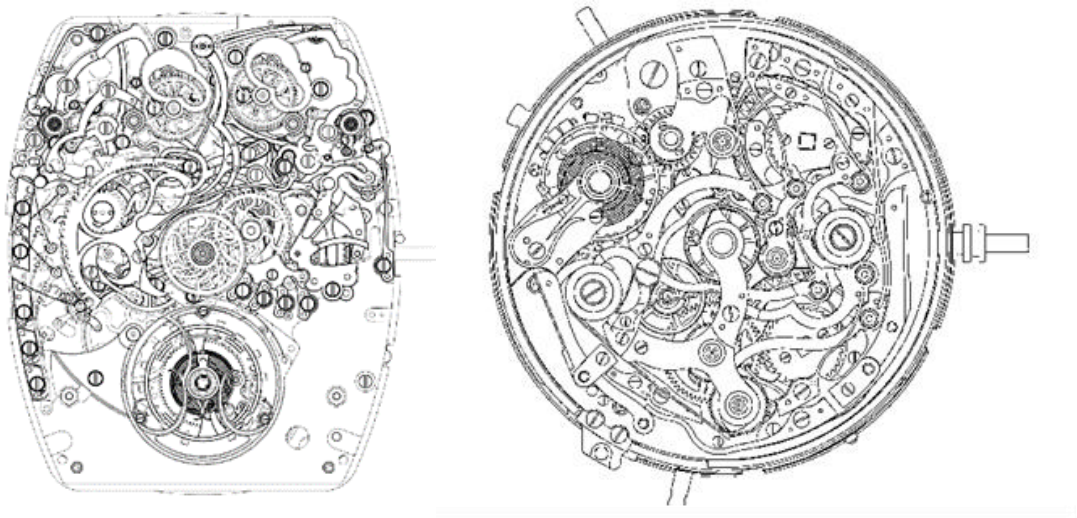


Figura 2.6. Movimentos mecânicos “supercomplicados”

Além do número e da função dos componentes, as suas formas e acabamentos também são muito importantes do ponto de vista comercial. É aqui que o *design* entra mais uma vez. Hoje em dia, a maioria dos relógios mecânicos possuem nas caixas partes em vidro que dão acesso visual para o movimento, além, está claro, do vidro do mostrador. Isto permite aos colecionadores que usufruam não só da estética exterior do relógio, bem como a estética que é conferida ao movimento, que por vezes é ainda mais apreciada que a parte exterior. É a forma e o acabamento que se confere a cada um dos componentes do movimento que fazem com que alguns relógios mecânicos assumam preços de venda extremamente elevados, facto que se explica com as horas, dias ou até meses de trabalho, que as partes do movimento, algumas com apenas alguns milímetros, demoram a ser acabadas e polidas até aos padrões impostos pela marca. Também os movimentos possuem códigos estéticos (figura 2.7), que estão ligados à cultura relojoeira de cada país e da cada marca, que tentam dar o seu cunho aos mesmos. Este fator, considerado mais estético, também foi tido em conta aquando o projeto de cada um dos componentes do movimento mecânico que este foi projetado.



Figura 2.7. Exemplos de códigos estéticos de movimentos mecânicos, da esquerda para a direita, dois movimentos característicos ingleses, dois movimentos característicos germânicos e dois movimentos característicos suíços.

2.4. As Engrenagens

As engrenagens são o pilar fundamental de qualquer relógio mecânico. Estas são responsáveis pela transmissão da força que a mola principal armazena, e são constituídas por conjuntos de rodas dentadas e pinhões, que podem produzir relações de redução ou multiplicação. As rodas dentadas dependem dos dentes de forma a transmitirem a energia disponível entre elas. Para o projeto mecânico é usual ter-se à disposição dois tipos de dentados, o dentado involuto e o cicloidal. No caso dos relógios mecânicos, e conforme as normas NIHS da indústria relojoeira Suíça, o dentado utilizado é o cicloidal. Este dentado confere não só um engrenamento mais suave, mas também maiores taxas de eficiência de transmissão. Quando se tem uma quantidade de energia limitada, e um espaço muito confinado para a armazenar, torna-se muito importante aproveitar toda a energia disponível.

Para os diferentes cálculos, necessários ao dimensionamento de cada uma das transmissões presentes no projeto realizado, recorreu-se então às normas NIHS, que

permitiram a definição das características das transmissões e do dentado de cada uma das rodas.

Serão assim apresentadas, todas as equações necessárias ao dimensionamento das rodas dentadas, bem como ao dimensionamento das transmissões que são efetuados nos pontos a seguir. Esse dimensionamento de rodas dentadas de acordo com as normas NIHS 20-01, NIHS 20-10 e NIHS 20-25 é apresentado em ANEXO A das páginas 71 à 76.

As equações necessárias aos dimensionamentos da transmissão, são apresentadas em ANEXO A das páginas 77 à 80.

2.5. Transmissão

A energia potencial elástica que está armazenada na mola principal, depois de esta ter sido enrolada pelo ato de dar à corda, tem de chegar de alguma forma ao órgão oscilador. Para isso, o movimento possui um conjunto de engrenagens e pinhões denominados por transmissão. Esta transmissão, por sua vez, também vai estar conectada ao sistema de engrenagens responsável pelo movimento dos ponteiros do mostrador, e ao sistema de corda do tambor e acerto de hora.

A transmissão divide-se assim em três subsistemas:

- Transmissão principal, que compreende o conjunto de engrenagens do tambor ao órgão oscilador;
- Transmissão de corda e acerto de hora, que compreende as transmissões de acerto de hora e de transferência de movimento da coroa ao tambor;
- Transmissão de tempo, que compreende as engrenagens responsáveis pelo controlo dos ponteiros.

Procedeu-se assim à determinação das características de cada uma destas transmissões. Para o efeito, foi necessário definir o aspeto do mostrador (definido em *design*), que por sua vez vai direcionar o *layout* do movimento. É nesta fase de *layout* que é determinada a aparência do movimento, uma vez que o *layout* determina onde é que as diferentes pontes e placas se vão localizar, bem como a forma da placa principal.

A determinação da disposição de cada um dos conjuntos de engrenagens passa por um processo iterativo, em que teremos de balançar o diâmetro destas (engrenagens), de modo a não exceder o tamanho definido para o movimento, com a relação de transmissão

de cada conjunto. Estas relações são definidas pelas características de projeto do movimento.

2.5.1. Transmissão principal

CONFIDENCIAL

Figura 2.8. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência da transmissão principal

A transmissão principal é, por norma, composta por 3 conjuntos de engrenagem-pinhão. Estes têm uma função multiplicadora no sentido do tambor para o órgão oscilador. A disposição destes conjuntos foi definida com vista a se obter o máximo de espaço periférico no movimento, para que se possam adicionar posteriormente as complicações que foram planeadas. Assim, o *layout* da transmissão principal, tem uma configuração linear e central, em que se tem dois tambores na parte superior do movimento, para se obter uma maior força necessária à movimentação de todo mecanismo, e depois, tem-se a transmissão em si, que tem a particularidade de possuir uma terceira engrenagem sobredimensionada, que, além de ser uma característica estética, permite que exista um contacto com o quarto pinhão a uma distância que posiciona o turbilhão tri axial o mais longe possível dos componentes do movimento, evitando desta forma eventuais interferências, e permitindo ao autor, atingir os objetivos definidos pelo *design* do movimento.

Como já foi referido, o processo de se achar a configuração ideal entre cada uma das engrenagens, exigiu um processo de otimização, que relacionou os seus diâmetros com a relação de transmissão pretendida. Após este ter sido concluído os resultados obtidos que caracterizam a transmissão foram:

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura 2.9. *Layout da transmissão principal*

Relação (i): sabendo que o quarto pinhão tem de efetuar 60 revoluções por hora, e que a roda principal faz uma rotação por hora tem-se:

$$i = \frac{n_{\text{Quarto pinhão}}}{n_{\text{Pinhão principal}}} = \frac{60/h}{2/h} = 30 \quad (2.1)$$

$$\frac{n_{\text{Quarto pinhão}}}{n_{\text{Pinhão principal}}} = \frac{Z_{\text{Roda principal}} \times Z_{\text{terceira roda}}}{Z_{\text{Terceiro pinhão}} \times Z_{\text{Quarto pinhão}}} \quad (2.2)$$

CONFIDENCIAL

Ao se determinar o número de dentes para cada roda e pinhão de forma a se conseguir cumprir com a relação definida de $\frac{60}{2}$, tiveram de se calcular os diversos diâmetros dessas mesmas rodas e pinhões, tendo em conta não só o número de dentes, mas também os seus módulos. De notar que para rodas e pinhões que estejam corretamente engrenados um no outro, os módulos destes têm de ser iguais.

Assim, recorrendo à expressão:

$$M = \frac{d}{Z} \quad (2.3)$$

Em que M é o módulo da roda dentada, Z o número de dentes e d o diâmetro primitivo, obtiveram-se os resultados apresentados na tabela 2.1.

Tabela 2.1. Características dimensionais da transmissão principal

CONFIDENCIAL

Os dimensionamentos das transmissões de corda, acerto de hora e de tempo foram remetidas para o APÊNDICE B, pois, estas não desempenham um papel crucial nos estudos que foram efetuados para a presente tese.

CONFIDENCIAL

Figura 2.10. Vistas isométricas do *layout* da transmissão principal

2.6. Órgão regulador

CONFIDENCIAL

Figura 2.11. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência do órgão regulador

O órgão regulador compreende o sistema de escape e a roda de balanço que em conjunto têm a função de distribuir e regular a energia proveniente da mola principal.

O sistema de escape (figura 2.12), em particular, tem a função de manter e contar as oscilações da roda de balanço, recebendo a energia para o efeito através da transmissão principal desde o tambor e da mola principal. A energia é libertada para a roda de balanço, por períodos regulares no tempo, pelo escape, de forma a manter o mesmo em movimento, que de outra forma, iria parar, devido à resistência da fricção. O escape deve ser projetado de forma a interagir o menos possível com o órgão regulador não deixando no entanto o mesmo parar.



Figura 2.12. Sistema de escape de âncora suíço

A regulação do sistema de escape, ou seja, a periodicidade com que este liberta a energia da mola principal, é da responsabilidade da roda de balanço (figura 2.13). Esta é composta por uma massa oscilatória normalmente em forma de anel e uma espiral, sendo que, uma das suas extremidades está conectada à roda de balanço e a outra encontra-se fixa

a uma parte não móvel do movimento, normalmente à ponte que sustem o eixo do órgão oscilador (roda de balanço e espiral).

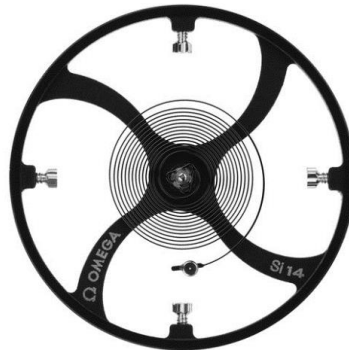


Figura 2.13. Roda de balanço e espiral

Para um movimento comum, os componentes descritos em cima são os “únicos” que integram o órgão regulador. Porém, no presente projeto, a composição do órgão regulador, além de compreender estes elementos, irá ser composto por mais alguns, que o transformam de um simples órgão regulador para um turbilhão tri axial.

2.6.1. Turbilhão tri axial

O turbilhão tri axial, representado na figura 2.14, é uma complicação criada para melhorar a cronometria de um relógio mecânico, atuando principalmente na força de gravidade a que o órgão oscilatório está sujeito. A teoria por detrás deste mecanismo bem como a sua fiabilidade serão expostos e abordados no capítulo 3, que trata dos aspetos cronométricos do movimento projetado. Neste capítulo, e mais precisamente, neste ponto, vai-se proceder a uma descrição dos seus componentes bem como a descrição do processo de dimensionamento deste mecanismo.

CONFIDENCIAL

Figura 2.14. Turbilhão tri axial projetado

Para o projeto do turbilhão tri axial foi necessário criar primeiro, um turbilhão, que consiste num modelo mais simplificado do turbilhão tri axial. O turbilhão tem como finalidade pegar no órgão regulador e fazer com que este gire sobre si mesmo segundo um eixo. O turbilhão tri axial por sua vez pega no conceito do turbilhão e acrescenta-lhe dois eixos adicionais, o que permite ao órgão oscilador, girar sobre 3 eixos, o dos xx, o dos yy e o dos zz, um pouco à semelhança de um giroscópio. Estes três eixos serão denominados de estágios, e cada um deles, gira a uma velocidade diferente de forma a conferir ao turbilhão tri axial, a propriedade de o órgão oscilador contido neste, assumir todas as posições possíveis no espaço num dado intervalo de tempo.

Assim, definiram-se as características principais do turbilhão tri axial:

- A frequência para o órgão oscilador de projeto é de 2.5Hz;
- O turbilhão (terceiro estágio) efetua 5 revoluções por minuto;
- O segundo estágio do turbilhão tri axial efetua 2.5 revoluções por minuto;
- O primeiro estágio, e por sua vez, todo o turbilhão tri axial em si, efetua uma revolução a cada minuto pois o eixo principal do turbilhão tri axial está fixo ao quarto pinhão, criando desta forma uma ligação com a transmissão principal.

2.6.1.1. Dimensionamento do terceiro estágio (turbilhão):

CONFIDENCIAL

Figura 2.15. Terceiro estágio do turbilhão tri axial projetado (evidenciado a azul)

O turbilhão (figura 2.16 à esquerda) é a parte do turbilhão tri axial, que contém os componentes do órgão oscilador, e os faz girar sobre um eixo. Neste caso o turbilhão, que é apresentado, contém também as partes representadas de outra complicação, que será abordada mais à frente, denominada de força constante. Estas partes serão ignoradas por enquanto.

CONFIDENCIAL

Figura 2.16. Simplificação do turbilhão (3º estágio) para apenas o escape e o órgão oscilador

Esta simplificação expõe apenas o órgão oscilador, o sistema de escape e as engrenagens responsáveis pela transmissão de energia.

Sabendo que o órgão oscilador possui uma frequência de 2.5Hz, e sabendo as características do sistema de escape, nomeadamente, o número de dentes presentes na roda de escape, pode-se proceder então ao dimensionamento das engrenagens, tendo em conta que o turbilhão completa 5 voltas a cada minuto, e tendo também em conta as distâncias impostas pelas interações entre os componentes do sistema de escape e o órgão oscilador temos:

CONFIDENCIAL

Figura 2.17. Partes constituintes do sistema de escape e respetiva transmissão

$$f = 2.5Hz \rightarrow 18.000Vib/h$$

$$f = x \times \frac{Z_{4^{\circ} Roda do turbilhão} \times 2 \times Z_{Roda de escape}}{Z_{Pinhão de escape} \times 2 \times 3600} \quad (2.4)$$

em que o valor de x normalmente é de 60 segundos para uma revolução. No presente caso, o valor de x será igual a 300 segundos, correspondentes a 5 min, ou seja, uma revolução de 12 em 12 segundos.

Depois de um processo iterativo, em que se conjugaram as variáveis dos diâmetros das rodas com as restrições impostas pela geometria, representadas na figura 2.18, obteve-se o seguinte resultado:

CONFIDENCIAL

Figura 2.18. Geometria do sistema de escape

CONFIDENCIAL

Sendo as características da transmissão dadas no seguinte quadro:

Tabela 2.2. Características dimensionais da transmissão do sistema de escape

CONFIDENCIAL

2.6.1.2. Dimensionamento do segundo estágio:

CONFIDENCIAL

Figura 2.19. Segundo estágio do turbilhão tri axial projetado (evidenciado a azul)

O segundo estágio vem conferir ao turbilhão um novo eixo de rotação. Este, como foi definido inicialmente, irá efetuar uma rotação a cada 24s, ou seja, 2.5 rotações por minuto. Para isso, este eixo de rotação irá recorrer a um conjunto de 3 engrenagens, que irão partir das 5 rotações por minuto do turbilhão e reduzir para 2.5 rotações por minuto do segundo estágio.

CONFIDENCIAL

Figura 2.20. Simplificação das partes do segundo estágio para apenas as parte a sua transmissão

Simplificando o sistema fica-se então com as três engrenagens a serem dimensionadas:

CONFIDENCIAL

Figura 2.21. *Layout* da transmissão do segundo estágio

Sabendo que o 4º pinhão do turbilhão efetua 5 rotações por minuto, pois este está fixo ao eixo que vem diretamente do turbilhão, que o segundo estágio tem de efetuar 2.5 rotações por minuto, e que a 2ª roda intermédia é estacionária para permitir que todo o conjunto gire em torno do seu eixo tem-se:

CONFIDENCIAL

Depois de ter sido efetuado um processo iterativo, onde se conjugou os diâmetros das rodas, os seus módulos, e nº de dentes, de acordo com o espaço disponível e determinado para o segundo estágio, obtiveram-se as seguintes características para cada uma das rodas:

Tabela 2.3. Características dimensionais da transmissão do segundo estágio

CONFIDENCIAL

2.6.1.3. Dimensionamento do primeiro estágio:

CONFIDENCIAL

Figura 2.22. Primeiro estágio do turbilhão tri axial projetado (evidenciado a azul)

O primeiro estágio é o que efetua a ligação com a transmissão principal, e adiciona um último eixo ao nosso turbilhão transformando-o, deste modo, num turbilhão tri axial. Para efetuar a ligação, o turbilhão tri axial, está fixo ao 4º pinhão da transmissão principal, suportado por um rolamento de esferas para que o seu peso interfira o menos possível na transferência de energia. Para o 4º pinhão, foi definido em projeto que este iria girar uma vez por minuto, conferindo assim ao primeiro estágio do turbilhão igual número de rotações por minuto. Será necessário então criar uma transmissão redutora entre o segundo estágio e o primeiro de forma a reduzir as 2.5 rotações por minuto do segundo estágio para 1 rotação por minuto do 1º estágio.

CONFIDENCIAL

Figura 2.23. Simplificação das partes do primeiro estágio apenas na sua transmissão

Efetuuou-se uma simplificação do primeiro estágio às suas engrenagens essenciais:

CONFIDENCIAL

Figura 2.24. *Layout da transmissão do primeiro estágio*

Procedeu-se a uma série de cálculos, à semelhança do segundo estágio, para determinar as características das engrenagens. Sabendo que a 3º roda intermédia gira 2.5 vezes por minuto uma vez que esta está fixa ao segundo estágio, que o 4º pinhão efetua uma volta a cada minuto e por sua vez todo o primeiro estágio, que a 4º e 5º rodas intermédias partilham o mesmo eixo fixo ao primeiro estágios e giram à mesma velocidade e que a 6º roda intermédia é estacionária tem-se:

$$\frac{n_{6^\circ \text{ Roda intermédia}}}{n_{3^\circ \text{ Roda intermédia}}} = \frac{Z_{3^\circ \text{ Roda intermédia}} \times Z_{5^\circ \text{ Roda intermédia}}}{Z_{4^\circ \text{ Roda intermédia}} \times Z_{6^\circ \text{ Roda intermédia}}} \quad (2.6)$$

CONFIDENCIAL

Com estes resultados e, mais uma vez, tendo em conta as limitações geométricas foram conferidas as seguintes características às rodas:

Tabela 2.4. Características dimensionais da transmissão do primeiro estágio

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura 2.25. Vista isométrica do *Layout* do órgão regulador

Além do turbilhão tri axial, que é uma complicação em si, mais 7 foram incluídas no movimento mecânico projetado. A descrição e dimensionamento destas encontra-se no APÊNDICE B. Duas delas, o mecanismo de força constante e a espiral dupla, desempenham papéis importantes nos capítulos que se seguem, não tendo sido incluídos no corpo principal da tese apenas por limitações de espaço. Recomenda-se assim que o leitor se familiarize com estes mecanismos. Os restantes, embora de igual importância no todo do relógio mecânico como produto final, não são mecanismos que entrem em qualquer estudo efetuado nesta tese, deixando assim, ao critério do leitor o aprofundamento dos mesmos.

2.7. O relógio mecânico completo

Ao serem concluídos os dimensionamentos cada um dos componentes do movimento, procedeu-se à criação destas partes em *Solidworks*, sendo que de seguida efetuou-se uma montagem final, também em *SolidWorks*.

Esta montagem inclui não só todos os componentes descritos acima como também inclui todas as placas e pontes que os sustentam, os rolamentos rubis inseridos nessas mesmas placas e pontes, que tem a função de reduzir os atritos nos pivôs principais das diferentes transmissões e os pinos e parafusos que fixam tudo no respetivo lugar. Juntos figuram mais de 600 peças diferentes.

Terminada a montagem do movimento procedeu-se a uma calibração de todos os componentes, isto é, efetuou-se uma verificação de todas as interferências existentes e se cada uma das rodas dentadas comes e alavancas estavam corretamente posicionados e projetados.

Finalmente uniu-se o movimento com a caixa do relógio terminando o processo com a respetiva bracelete.

As imagens apresentadas nas três páginas seguintes, representam o processo de montagem efetuado em *SolidWorks* e as renderizações do movimento e do relógio terminados. As renderizações, em particular, permitem uma visualização mais realista dos materiais utilizados e dos acabamentos definidos em projeto, constituindo assim, a melhor aproximação/representação possível de um produto final.

CONFIDENCIAL

Figura 2.26. Sucessão da montagem do movimento mecânico e da união do mesmo com a caixa e bracelete

CONFIDENCIAL

Figura 2.27. Movimento, vista isométrica topo, fundo e pormenor do turbilhão tri axial

CONFIDENCIAL

Figura 2.28. Relógio mecânico concluído

3. CRONOMETRIA

A cronometria de um relógio define, o quão preciso este é na medição do tempo, razão pela qual foi projetado. Se um relógio, mecânico ou não, não consegue cumprir a tarefa de medir o tempo com precisão, então torna-se obsoleto.

O desenvolvimento do movimento apresentado no capítulo anterior tem, como já foi referido, o propósito de colmatar erros de cronometria presentes nos relógios mecânicos. Assim, o estudo e aprofundamento desta matéria no âmbito da tese e do projeto torna-se especialmente importante, para se poderem provar, corretos ou não, os conceitos e mecanismos introduzidos no projeto.

Para um relógio mecânico existem inúmeros fatores que interferem com a precisão que este possui de medir do tempo, fatores esses que podem ser controlados ou eliminados. Este controlo permite obter um equilíbrio entre todos os elementos do relógio, de modo a que, a constante alteração dos mesmos, não afete de uma forma crítica os componentes do movimento mecânico responsáveis pelo controlo cronométrico. Para que um relógio mecânico possa manter a precisão cronométrica ao longo de toda a sua reserva de marcha, é necessário incidir sobre os seus componentes, que de uma forma ou outra a alteram, quer seja por influência de provocações externas ou por influência de fatores internos ao movimento. Cada fator ou componente que afeta diretamente a cronometria do movimento projetado, foi então devidamente identificado e analisado, sendo posteriormente apresentada uma solução para o anular ou calibrar, de modo a que todos os componentes do movimento funcionem de forma harmoniosa para se obter um relógio mecânico cronometricamente perfeito.

A criação de um movimento com um escape do tipo turbilhão tri axial vem providenciar os dados, que de outra maneira seriam impossíveis de se obter, necessários ao estudo dos conceitos introduzidos no projeto para o controlo da cronometria. A posterior comparação com os dados fornecidos por um movimento com um tipo de escape comum, projetado apenas nas partes de interesse ao estudo, dá a confirmação ou não se algum destes conceitos fornece uma vantagem cronométrica clara ao movimento desenvolvido para esta tese em comparação com os movimentos considerados comuns. Para a realização

destes estudos, foi criado em *Simulink* um modelo matemático para cada um dos dois movimentos, permitindo a introdução dos dados obtidos em projeto que afetam diretamente a cronometria, primeiro para calibrar cronometricamente os dois movimentos e então compará-los, de forma a se retirar conclusões acerca da fiabilidade do movimento com um escape do tipo turbilhão tri axial.

3.1. Fatores que afetam a cronometria de um movimento mecânico

3.1.1. Amplitude

A amplitude é a deslocação angular a que o par espiral-roda de balanço está sujeito, aquando o funcionamento regular do movimento mecânico, e é um dos fatores mais importantes no controlo da precisão cronométrica de um relógio mecânico

A força que chega à âncora, proveniente da mola principal, é transmitida em intervalos regulares ao órgão oscilador, provocando o deslocamento angular do mesmo idealmente na ordem dos 275° a 315° . Estes deslocamentos, denominados por oscilações, têm de ser o mais isócronos possível, para que o movimento seja cronometricamente preciso. Devido a diversos fatores, a amplitude está sempre sujeita a ligeiras e grandes alterações durante o funcionamento regular de um relógio mecânico, como choques, alterações da posição do relógio e alterações da força proveniente da mola principal. Estas variações na amplitude levam a adiantamentos e a atrasos, normalmente na ordem dos segundos por minuto. Se estas variações se tornarem prolongadas podem ocorrer variações ainda maiores inutilizando o relógio.

Para amplitudes mais baixas, ocorre um adiantamento no relógio, uma vez que, considerando a frequência do órgão oscilador fixa, este demora menos tempo a completar uma oscilação. Para amplitudes mais altas, ocorre um atraso no relógio, uma vez que, considerando novamente a frequência do órgão oscilador fixa, este demora mais tempo a completar uma oscilação, para além de que pode ocorrer um fenómeno denominado *rebanking*, em que o órgão oscilador completa uma volta de mais de 360° e entra em contacto com a âncora de forma errada, podendo levar mesmo à paragem do relógio mecânico.

Deste modo, de forma a se poder controlar a amplitude de um relógio mecânico, e mais precisamente, do movimento projetado, foi necessário identificar as principais causas de alteração da amplitude de um órgão oscilador bem como arranjar soluções que controlassem ou eliminassem os problemas, como a seguir se descreve.

3.1.1.1. Força motriz

A força motriz fornecida pelo utilizador do relógio no ato de “dar à corda”, é armazenada na mola principal, que é basicamente composta por uma tira em liga de aço (NIVAROX) de secção retangular fina (figura 3.1). A mola principal, posteriormente, transmite a sua energia para todo o movimento, através do dentado presente na periferia do tambor. Idealmente, o binário seria transmitido de uma forma constante ao órgão oscilador, de modo a que este mantivesse uma amplitude constante ao longo de toda a reserva de marcha. No entanto, devido às características físicas da mola, esta não consegue produzir uma força/binário constante durante todo o processo de fornecimento de energia ao movimento. Esta variação de binário, constitui um problema relevante em termos de precisão cronométrica do relógio, levando a uma das alterações mais dramáticas de amplitude ao longo da reserva de marcha do movimento, e com consequências graves para a precisão do relógio mecânico, como adiantamento horário.

Para se contornar esta situação, várias soluções foram adotadas, nomeadamente o limitador de binário, o mecanismo de força constante entre outras. Estes mecanismos resolvem em parte, o problema do excesso ou a falta de binário que a mola produz.



Figura 3.1. Tambor e mola principal

3.1.1.1.1. A mola principal moderna

Em 1760 Jean-Antoine Lépine, concebeu uma mola, que pelas suas peculiares características conseguia mais ou menos resolver o problema de binário por si só, produzindo uma força relativamente constante. Para isso simplesmente recorreu ao uso de uma mola com um comprimento maior do que o necessário que apresentava uma secção em s , sendo que, mesmo quando desenrolada dentro do barril, esta mantinha alguma tensão. Esta tensão cria matematicamente, uma secção plana de declive próximo de 0, apresentada no gráfico da figura 3.2, sendo que, só essa secção do gráfico, é que é usada para a reserva de marcha do movimento.

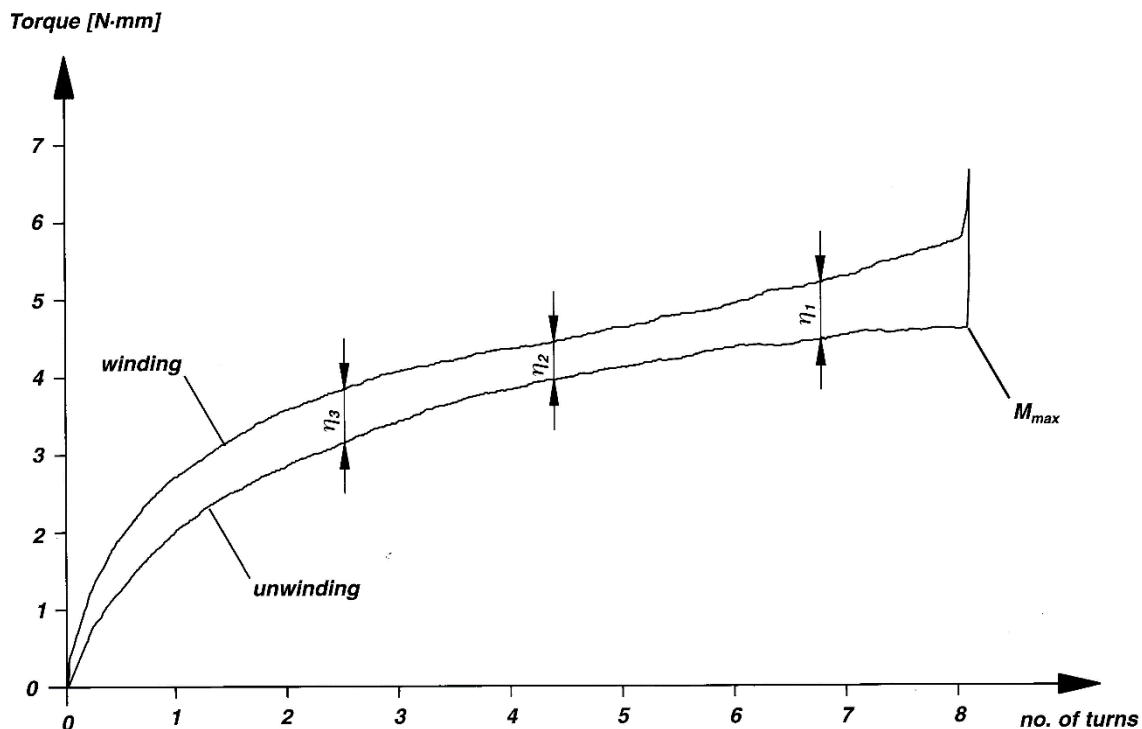


Figura 3.2. Gráfico representativo do binário de uma mola principal

3.1.1.1.2. Geneva stop-work (Limitador de binário)

É um mecanismo, que limita a curva de binário proveniente da mola principal à sua zona mais plana/constante. Este mecanismo, está posicionado diretamente no tambor, e é controlado automaticamente pelo “ato de dar à corda”, girando ao mesmo tempo que a mola principal ao ser enrolada, e após esta ser enrolada, ao mesmo tempo que o tambor.

O limitador de binário, representado no gráfico da figura 3.3 pelas duas linhas verticais, elimina as áreas em que o binário se torna um problema realmente grave para a amplitude, e por sua vez, para a precisão cronométrica do relógio mecânico, permitindo ao movimento funcionar sempre numa faixa de binário considerada ótima.

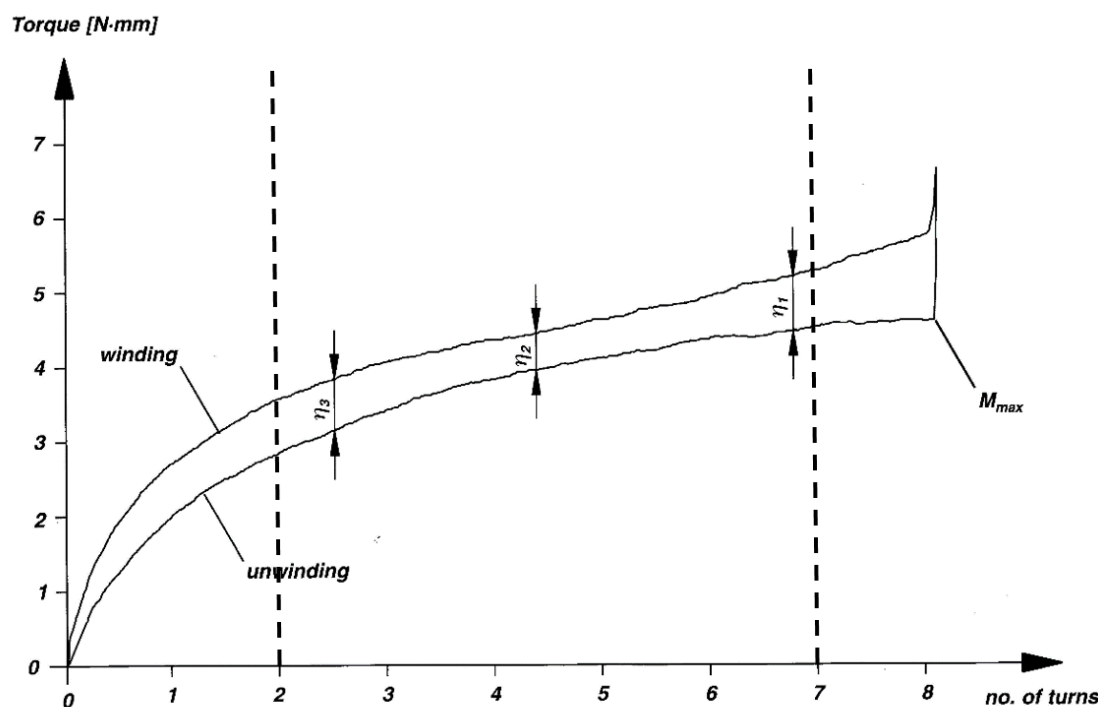


Figura 3.3. Efeito de um limitador de binário no gráfico representativo do binário de uma mola principal

3.1.1.1.3. Mecanismo força constante

O mecanismo força constante, é basicamente uma segunda mola principal, direcionada apenas para a parte do órgão regulador, que se auto recarrega periodicamente alimentando-se da energia da mola principal. É um sistema que coloca a fonte de energia mais próxima do regulador, eliminando os distúrbios ao longo da transmissão, mas a sua principal função é fornecer uma alimentação constante de energia ao órgão regulador, independentemente das variações inerentes à mola principal.

O mecanismo de força constante auto recarrega-se periodicamente ao longo da duração de toda a reserva de marcha da mola principal. Este auto carregamento é feito por um mecanismo semelhante ao escape de âncora, e é controlado pelo mesmo, sendo a energia armazenada numa mola secundária, com períodos de reserva que vão de quinze segundos a uma hora. Embora esta mola esteja à mercê das leis da física, à semelhança da

mola principal no que toca ao desenvolvimento do binário, a periodicidade muito mais frequente com que esta energia é libertada para o órgão regulador e a sua muito menor força, leva a que seja possível obter uma força constante, o que permite calibrar o órgão oscilador de modo a que a amplitude deste seja também praticamente constante ao longo de toda a reserva de marcha.

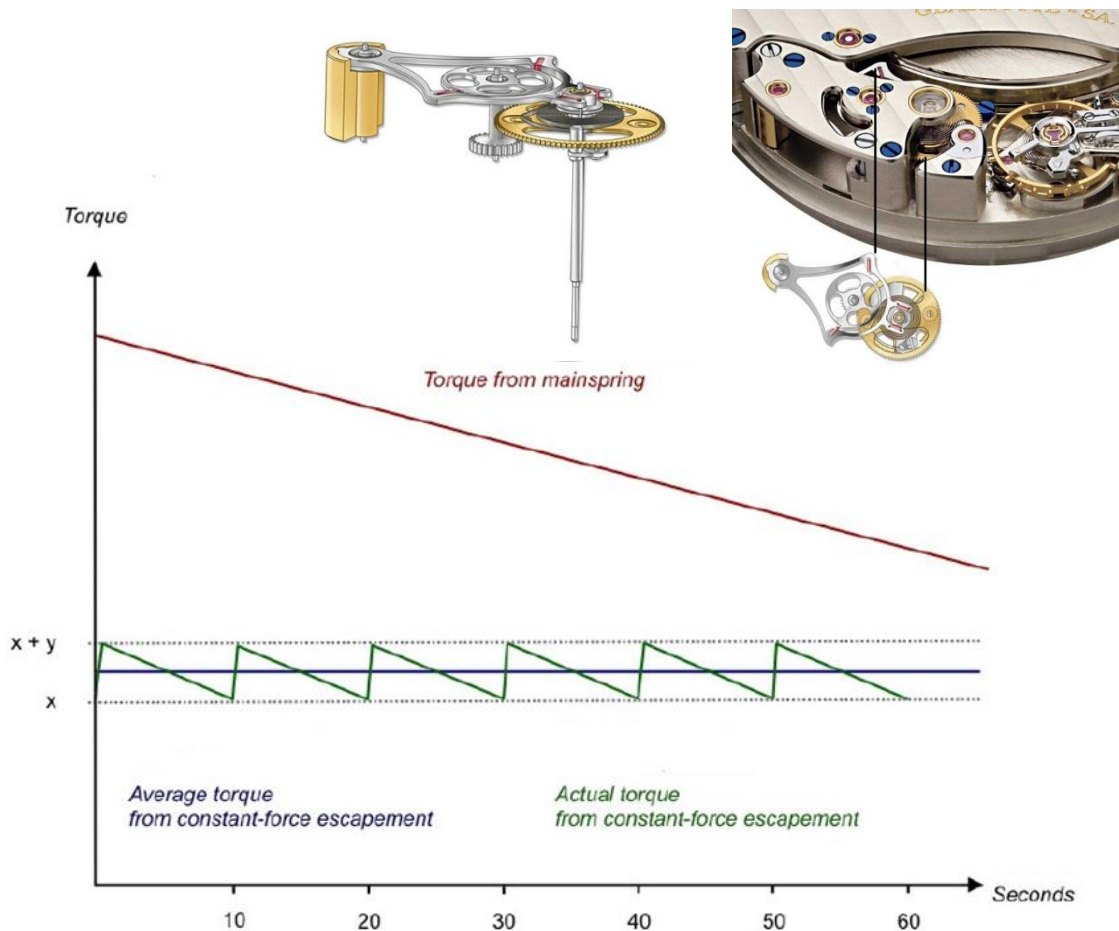


Figura 3.4. Figuras e gráfico representativo de um mecanismo de força constante

3.1.1.2. Eficiência do sistema de escape

É no sistema de escape de um relógio mecânico que se verificam as maiores perdas de energia proveniente do tambor em todo o movimento. Os melhores sistemas de escape de âncora existentes na atualidade têm apenas uma eficiência a rondar os 30 %. Estas perdas de força motriz, devem-se a fatores como, a geometria do escape, a inércia inerente aos componentes que têm de ser colocados em movimento muito rapidamente, à fricção existente nos eixos dos pivôs e entre os diversos componentes que compõem o sistema de escape, e aos diversos choques que este sofre e produz durante o seu

funcionamento. Para se obter um sistema de escape com máxima eficiência é necessário colmatar e controlar todos estes fatores. Assim procedeu-se a:

- Uma redução do tempo de contacto com o órgão oscilador;
- Uma redução na fricção existente nas partes móveis do movimento;
- Utilização de materiais de baixa densidade para os componentes do escape;
- Projeção do sistema de escape com geometrias simples e robustas;
- Projeção das partes com tolerâncias muito apertadas para se obterem componentes com elevada precisão geométrica.

3.1.1.3. Variações causadas pelos pontos de fixação da espiral

Os pontos de fixação de uma espiral são os pontos onde esta se encontra em contacto com o eixo do oscilador, e com a ponte que o sustenta. Disposta concentricamente à espiral, encontra-se uma bucha/colar (*collet* em francês), que fixa a espiral ao eixo do oscilador. Na extremidade oposta da espiral, encontra-se um pino que a vai fixar a uma parte não móvel do movimento em relação ao órgão oscilador. Estas fixações vão permitir que a mola expanda e contraia, provocando o característico comportamento do órgão oscilador de um relógio mecânico.

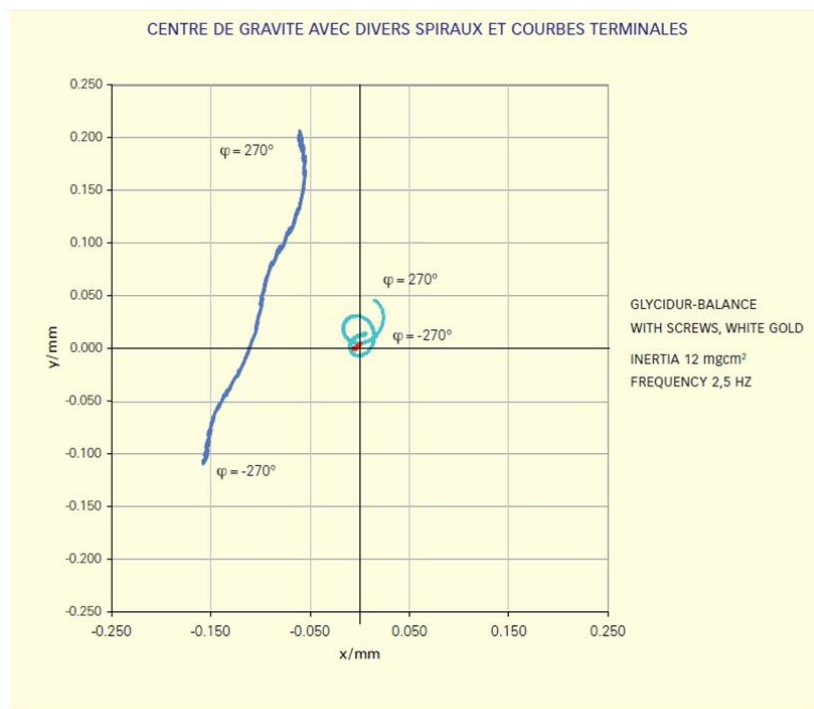
Uma mola espiral, devido aos seus pontos de fixação e às suas características geométricas, não pode contrair ou expandir de forma concêntrica, e assim o centro de gravidade desta não se mantém centrado com o eixo de revolução do órgão oscilador, sendo deslocado transversalmente ao eixo, a cada contração ou expansão. Esta deslocação do centro de gravidade cria forças transversais ao eixo, que se vão traduzir num aumento dos atritos presentes nas extremidades do eixo de revolução do órgão oscilador, tornando o mesmo não isócrono. Estes atritos serão diferentes consoante a mola está em expansão ou contração, levando a que a amplitude do oscilador varie, e que a força necessária ao movimento oscilatório proveniente do tambor tenha de ser superior ao desejado, para que sejam atingidas amplitudes aceitáveis.

Este problema é conhecido como efeito de Grossmann, e foi estudado extensivamente ao longo do tempo, tendo surgido diversas soluções com resultados aceitáveis, que tentam controlar ou eliminar o erro que é introduzido como a espiral com curva de Breguet, espiral cilíndrica ou dupla espiral de Straumann® entre outras.

A solução que foi adotada no movimento projetado para fazer face aos erros que o efeito de Grossmann causa, foi a introdução da espiral dupla.

3.1.1.3.1. Espiral dupla

A espiral dupla introduzida em 2007 por H. Moser & Cie, em conjunto com a Precision Engineering AG, apareceu como alternativa à curva terminal de Breguet, e é caracterizada pelo uso de duas espirais de características físicas e geométricas iguais, dispostas 180 graus uma da outra simetricamente. A espiral dupla tem como objetivo principal eliminar o deslocamento transversal do pivô, induzido por forças de corte aplicadas pela espiral, reduzindo assim os esforços que o pivô tem de suportar, bem como as forças de atrito presentes nos rolamentos do pivô do órgão regulador. Esta solução demonstrou ser de mais fácil manufatura que a curva terminal de Breguet, pese embora, que para haver sucesso de conceito, ambas as espirais tenham de possuir exatamente as mesmas características. Ainda assim, demonstrou resultados excelentes quando comparada com outras soluções anteriores, como está demonstrado nos seguintes diagramas.



Die dargestellten Kurven sind als Beispiele zu verstehen und können variieren.
Les tableaux représentés sont à titre indicatif.



Figura 3.5. Diagrama de comparação do efeito de Grossmann com outros 2 tipos de geometrias de espirais

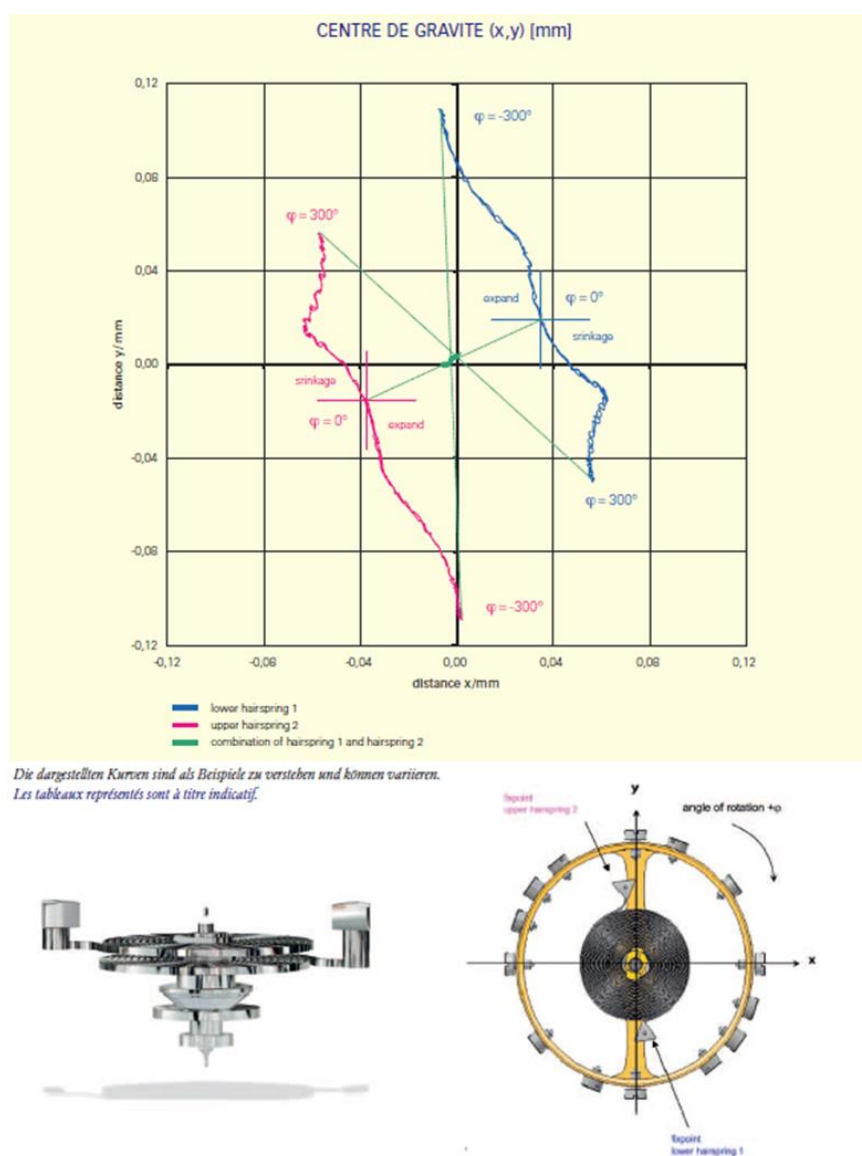


Figura 3.6. Diagrama do efeito de Grossmann para uma espiral dupla

3.1.1.4. Variação de posição do movimento mecânico

Um relógio mecânico e o movimento nele contido estão constantemente sujeitos a variações de posição, devido ao local onde o relógio é utilizado, ou seja, no pulso. Estas variações aleatórias e constantes constituem um problema para a cronometria de um relógio mecânico, uma vez que alteram as condições iniciais em que este foi regulado pelo relojoeiro, aquando a fabricação do relógio. Assim, as posições ao variarem, permitem ao órgão regulador posicionar-se de formas diferentes ao longo do tempo em relação ao centro de gravidade terrestre. Este facto, leva a que as forças a que este está sujeito se alterem constantemente, criando uma alteração nas forças de atrito a que o eixo

do oscilador está sujeito, e estas, são o suficiente para modificar, em alguns casos, a amplitude do movimento em cerca de 45° de umas posições para as outras, o que constitui claramente um problema para a precisão cronométrica do relógio mecânico.

Por este motivo foram criadas 6 posições de teste, direcionadas para a calibração do movimento no processo de fabrico, que tentam cobrir de uma forma geral todas as posições a que o movimento mecânico está sujeito durante o período de utilização. As 6 posições em relação ao centro de gravidade da terra são as seguintes:

- Duas posições horizontais: uma em que o mostrador do relógio está voltado para cima e outra em que o mostrador está voltado para baixo;

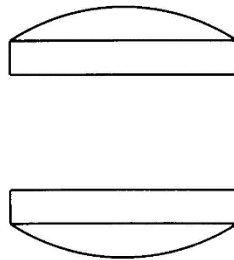


Figura 3.7. Posições horizontais

- Quatro posições verticais: sendo que na primeira, o marcador das 3h está voltado para cima na segunda, o marcador das 6h está voltado para cima na terceira, o marcador da 9h está voltado para cima na quarta, o marcador das 12h está voltado para cima;

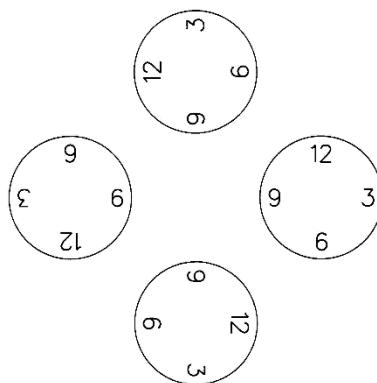


Figura 3.8. Posições verticais

- Existe ainda uma 7ª, que se refere à posição mais frequente em que o relógio se encontra durante a sua utilização, que se caracteriza por ter o marcador das 8h

voltado para cima e o relógio disposto num ângulo de 30 graus. Esta posição é utilizada para ajustar o relógio para condições de utilização normais.

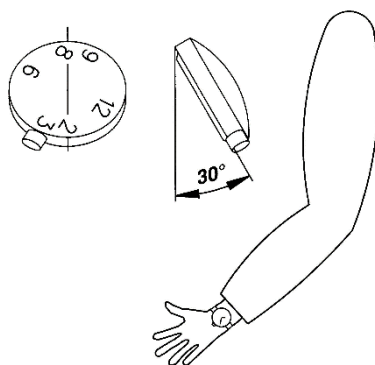


Figura 3.9. Posição mais frequente de utilização

Esta calibração efetuada pelo relojoeiro, embora tente contornar o problema, apenas consegue mitigá-lo. A variação de amplitude continua a existir, e, embora as correções que são feitas pelo relojoeiro sejam o suficiente para conferir funcionalidade ao relógio mecânico, os erros cronométricos persistem, levando os movimentos comuns a possuírem atrasos ou adiantamentos.

Uma das primeiras soluções a aparecer para este problema, e também uma das mais apreciadas complicações entre colecionadores, foi o turbilhão. O escape turbilhão foi inventado pelo famoso relojoeiro francês Abraham Louis Breguet em 1795. Este tipo de escape dá resposta à falta de precisão que os relógios (de bolso) apresentavam na época, devido as posições verticais que estes assumiam. Para isso, Abraham Louis Breguet pegou no escape comum, e compactou-o numa unidade que gira sobre si mesmo a cada minuto, com o propósito de anular a força da gravidade a que o órgão regulador está constantemente sujeito, “debitando” para o efeito, uma média das quatro posições verticais, permitindo que o relógio seja ajustado de modo a compensar a média das diferentes posições verticais. Na altura foi um grande salto em frente no que toca à precisão, levando a cronometria dos relógios de bolso a um novo nível.

Este tipo de complicação era muito eficiente para relógios de bolso mas assim que se passou a utilizar relógios de pulso no início do séc. XX, o turbilhão perdeu praticamente a sua finalidade, pois com os relógios de pulso introduziram-se duas novas posições horizontais, para as quais o turbilhão não estava preparado. Assim, foi

desenvolvido um novo tipo de turbilhão. O turbilhão tri axial veio dar resposta à necessidade de levar a ideia da invenção de Breguet para os relógios de pulso. Desenvolvido por Richard Good em 1987, este tipo de escape parte do conceito do turbilhão, que gira segundo um só eixo, e leva-o a girar em torno de 2 eixos adicionais. Deste modo, o sistema passou a ter em conta todas as seis posições e tornou-se muito mais eficiente a anular as forças exercidas pela gravidade quando um relógio é colocado no pulso. Em teoria, o turbilhão tri axial é o escape mais preciso que já foi introduzido no mundo da relojoaria.

Nesta tese foi utilizado um escape do tipo turbilhão tri axial, pois apresenta-se não só como um mecanismo muito interessante mecanicamente, mas também a melhor solução a nível cronométrico no que toca ao controlo da amplitude quando afetada por distúrbios causados por variações de posição.



Figura 3.10. Turbilhão e turbilhão tri axial

3.1.1.5. Estímulos externos

Todos os relógios mecânicos aquando do uso estão sujeitos a estímulos externos, designadamente: choques, forças g e variações de temperatura.

À exceção das variações de temperatura, assunto que será abordado mais à frente no ponto 3.1.2.1, tanto os choques como as forças g, são fatores de difícil controlo, não só pela sua natureza aleatória, como pela imprevisibilidade das suas magnitudes. Estes estímulos são causados pela atividade do utilizador do relógio e consoante o seu estilo de vida, também estes estímulos terão maior ou menor impacto sobre os componentes do movimento. Por exemplo, atividades do foro desportivo, como ténis ou golfe oferecem ao

movimento cargas extremamente elevadas, pelo que este tem de estar preparado para lidar com as mesmas.

Como já foi referido a imprevisibilidade dos estímulos externos torna virtualmente impossível atuar a nível cronométrico no movimento. No entanto, é importante quando se projeta um relógio mecânico muni-lo de uma estrutura interna robusta, bem como, de um conjunto de características de segurança que evitem a rotura dos componentes mecânicos ou a falha na contagem do tempo. Várias soluções de isolamento do movimento e prevenção foram adotadas ao longo do tempo de modo a proteger o melhor possível o movimento destes choques. No movimento apresentado no capítulo anterior foram inseridas algumas dessas características, como o sistema antichoque *incabloc*, que protege o órgão oscilador, e mais precisamente o eixo do mesmo, de uma rutura crítica. Também se teve em consideração uma estrutura robusta que permitiu que o movimento apresentasse características de maior resistência. Foi usado na âncora um sistema de segurança, que permite travar o órgão oscilatório quando este apresentar movimentos de amplitude superiores a 360°, situação que pode ocorrer aquando de um choque.

3.1.2. Frequência

A frequência de um relógio mecânico dita quantas vezes é que a espiral em conjunto com a roda de balanço oscila por segundo. É um valor que deve ser fixo ao longo de toda a duração da reserva de marcha, sendo de extrema importância para a precisão de um relógio mecânico, pois é ela (frequência), que define a velocidade a que a mola principal é desenrolada, e por sua vez, os intervalos em que o relógio divide o tempo. Teoricamente, qualquer frequência pode ser usada para o órgão regulador, no entanto, as normas da indústria relojoeira suíça fixam quatro frequências diferentes que devem ser usadas, sendo por este motivo, as adotadas em toda a indústria relojoeira. Estas frequências são:

- 2.5 Hz (18,000 Vib/h);
- 3 Hz (21,600 Vib/h);
- 4 Hz (28,800Vib/h);
- 5 Hz (36,000 Vib/h).

Atualmente a tendência é para se utilizarem as frequências mais altas de 4 ou 5 Hz pois estas conferem ao órgão oscilador uma boa estabilidade. No entanto, quanto mais alta é a frequência, maior o desgaste dos componentes, bem como serão menores os períodos de reserva de marcha. Existem ainda alguns osciladores com frequências de 50 ou 100 Hz que normalmente são utilizados em cronômetros de alta precisão. O valor da frequência depende do par espiral roda de balanço, e da sua constante de elasticidade e inércia respectivamente. No decorrer do projeto do órgão oscilador é de extrema importância ter em conta estes dois fatores, para se atingir a frequência desejada com o máximo de precisão possível. Se este par não for bem projetado e conseguido o órgão oscilador nunca terá a frequência desejada.

Já as variações de frequência, que podem ocorrer ao longo de todo o período de funcionamento de um relógio mecânico, fazem com que este perca as propriedades cronométricas. Estas alterações devem-se sobretudo às variações de temperatura, que alteram a geometria da espiral ou da roda de balanço, e por sua vez a sua inércia. Devem-se também a distúrbios causados por campos magnéticos que alteram as propriedades físicas da espiral alterando o seu comportamento.

3.1.2.1. Alterações provocadas por variação de temperatura

A roda de balanço e a espiral como já foi dito, sofrem alterações nas suas geometrias devido as alterações de temperatura. Consoante o coeficiente de expansão térmico do material utilizado para a roda de balanço ou espiral, maior ou menor será a expansão dos mesmos com a variação da temperatura, alterando a geometria e logo a inércia da roda de balanço, ou o comprimento ativo da espiral, com consequências drásticas para a frequência de oscilação.

Este problema assolou a comunidade relojoeira durante muitos séculos, tendo sido desenvolvidas várias soluções que tentaram lidar com o mesmo, como a aplicação de materiais bimetálicos, ou com a aplicação de geometrias autocompensantes. Atualmente o problema da expansão térmica é praticamente inexistente, pois a evolução de materiais muito mais estáveis a variações de temperatura permitiu a introdução, a um custo baixo, de rodas de balanço imunes à temperatura. Esses materiais são por exemplo, o NIVAROX, o Glucydur ou ligas de níquel.

3.1.2.2. Alterações provocadas por campos magnéticos

Os relógios mecânicos estão constantemente expostos a todo o tipo de campos magnéticos produzidos pela maioria dos eletrodomésticos ou equipamentos digitais. Um relógio quando exposto a um campo magnético de apenas alguns amperes por metro, tem muitas probabilidades de entrar em falha se não possuir mecanismos adequados de proteção. Felizmente, campos deste foro são escassos, pois eles diminuem muito rapidamente com a distância à sua fonte, o que não significa, que não ocorram distúrbios mesmo com campos mais reduzidos.

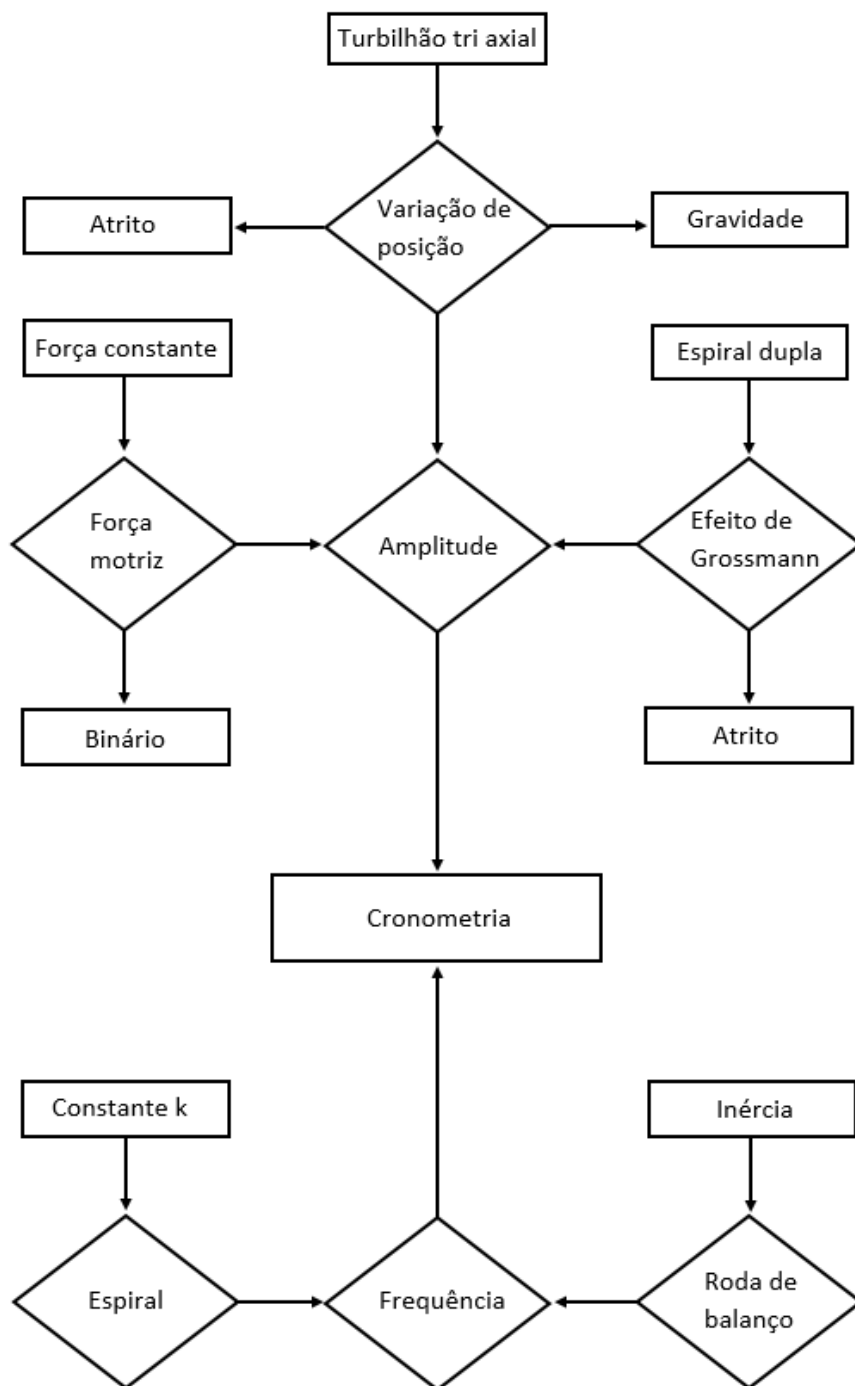
Durante muito tempo as espirais produzidas em aço eram altamente sensíveis aos campos magnéticos, levando a que os relógios tivessem de ser desmagnetizados nas lojas da especialidade, com recurso a equipamentos próprios. Atualmente as espirais são construídas em ligas de ferro-níquel e a sua suscetibilidade ao magnetismo persiste de uma forma mais reduzida e temporária, pois as suas propriedades de elasticidade estão diretamente relacionadas com as suas propriedades magnéticas. Embora estas ligas se denominem de antimagnéticas na realidade não o são. A exposição a esses campos cria efeitos como, a paragem, variações de frequência e variações na contagem do tempo. Um relógio para ser considerado antimagnético, tem de resistir a campos na ordem dos 4800A/m sem parar, e o seu efeito na cronometria não deve exceder os 30 segundos diários para relógios com diâmetros superiores a 20 mm, e 45 segundos diários, para relógios com diâmetros menores.

Sendo um problema que ainda persiste, algumas marcas lançam modelos para trabalhos especializados, que possuem o movimento selado numa caixa de ferro, com o objetivo de desviar os campos magnéticos, tornando assim o relógio imune a estes. Outras soluções passam por fabricar espirais em materiais antimagnéticos como o silicone ou até fabricar todo o movimento em materiais antimagnéticos.



Figura 3.11. Relógio mecânico antimagnético e respetiva roda de balanço em silicone

3.1.3. Esquematização dos fatores e soluções que afetam a cronometria.



O fluxograma apresentado acima condensa a informação do ponto 3.1, onde se encontram representados os fatores que afetam a cronometria e as respectivas soluções adotadas para o controlo desses mesmos fatores.

3.2. Simulações

Para se conseguir determinar teoricamente se os sistemas introduzidos para melhorar cronometricamente o movimento mecânico projetado, apresentados no capítulo anterior, são fiáveis, teve de proceder-se a uma simulação dinâmica do movimento. Esta simulação dinâmica foi realizada em ambiente *Matlab*, mais especificamente na aplicação *Simulink*, que permite a modelação, criação e análise de uma maneira compreensiva e rápida, de sistemas dinâmicos. Este programa utiliza blocos para o efeito, com uma construção em ambiente gráfico semelhante a um fluxograma. Selecionado o programa para a simulação dinâmica, procedeu-se à identificação e modelação dos sistemas que mais se aproximam dos tipos de mecanismos presentes num movimento mecânico.

O processo de modelação foi remetido para o APÊNDICE C.

Após a criação desses sistemas, que simulam os movimentos mecânicos que ocorrem no movimento essenciais à cronometria, os dados físicos que foram obtidos recorrendo ao projeto e que compreendem todos os sistemas de melhoramento cronométrico, foram introduzidos no modelo, e assim foram obtidos os resultados da cronometria do relógio mecânico projetado. O modelo do projeto foi então comparado com um outro modelo, criado também em *Simulink*, de um movimento mecânico comum, ou seja, um movimento ao qual não foi acrescentado qualquer mecanismo de melhoria cronométrica. Os dados obtidos pelos dois modelos foram assim comparados e analisados, com o objetivo de se chegar a uma conclusão acerca das vantagens ou desvantagens de se introduzirem mecanismos adicionais para a melhoria cronométrica de um relógio mecânico, face a um movimento comum que não dispõe destes e que deste modo fica muito menos dispendioso de ser produzido. Assim após a obtenção de todos os parâmetros inerentes aos dois modelos, dados também no APÊNDICE C (ponto 1.2) foram criadas condições, para se proceder às simulações que permitem a comparação entre o projeto efetuado do turbilhão tri axial e um movimento comum, para que se obtenham conclusões claras acerca de cada um dos diferentes mecanismos adicionados com vista à melhoria cronométrica de um movimento mecânico. Assim foram introduzidas cada uma das variáveis obtidas no ponto 1.2 do APÊNDICE C nos dois movimentos diferentes modelados em *Simulink*:

CONFIDENCIAL

Figura 3.13. Modelo em *Simulink* de um movimento comum

CONFIDENCIAL

Figura 3.12. Modelo em *Simulink* de um turbilhão tri axial

Para ambos os movimentos, foi adicionado o módulo de impulso de âncora que foi analisado no APENDICE C no ponto 1.2, sendo que para o movimento comum o impulso de âncora vai variar no tempo, devido às características físicas da mola principal que impossibilitam esta de fornecer uma força (binário) constante ao órgão oscilador, daí existir uma duplicação do módulo, em que um deles fornece a energia com a mola principal no início da reserva de marcha, e o outro com a mola principal no final da reserva de marcha. Já no caso do turbilhão tri axial, ou seja, no caso do movimento que foi criado, este tem incluído um mecanismo de força constante, pelo que o modelo só possui um módulo para o impulso de âncora, pois devido às características do mecanismo de força constante o impulso de âncora vai ser constante ao longo de toda a reserva de marcha.

Procedeu-se então às simulações para um intervalo de tempo de 0 a 1800s, ou seja, simulações de 30 minutos.

3.2.1. Resultados para as variações de posição

Os resultados da variação de posição vão demonstrar o efeito que a introdução de um mecanismo do tipo turbilhão tri axial tem sobre o órgão oscilador. Para se proceder à simulação, foram tidas em conta algumas noções já obtidas anteriormente:

O turbilhão tri axial assume todas as 6 posições num período de 5 min sendo a sua ordem: 1,3,5,2,4,6.

Uma vez que se está a trabalhar com variáveis discretas, a variação de posição também vai ser discreta o que, embora não corresponda exatamente à realidade, pode ser considerado suficientemente aproximado para o realismo pretendido.

A variação de posição aleatória do movimento comum corresponde à variação de posição aleatória de um pulso humano. Para fins de cálculo, o autor desta tese considerou que a média de tempo de variação de posição de um pulso é de 30seg., para uma atividade considerada normal.

Os gráficos obtidos (ver ANEXO B, pág. 90 e pág. 91) a amarelo, mostram essas mesmas variações de posição para os dois movimentos numeradas de 1 a 6. De notar, que para as variações de posição de um movimento comum dado pelo gráfico página 104, o valor que é obtido para a posição é sempre o número inteiro mais próximo.

Os gráficos a azul, (ver ANEXO B, pág. 92 e pág. 93) correspondem aos resultados de aceleração, de velocidade e posição para o órgão oscilador.

3.2.2. Resultados para a dupla espiral

Já se concluiu que a utilização de uma espiral dupla, tem influência no atrito que se faz sentir no pivô do órgão oscilador para algumas posições, nomeadamente nas posições: 3, 4, 5 e 6. Estas posições, são as que conferem a maior amplitude ao órgão oscilador, pelo que apenas essas áreas do gráfico obtido pelo bloco *scope* serão estudadas em pormenor. Demonstra-se então, recorrendo aos simuladores, o efeito que a dupla espiral tem na amplitude do órgão oscilatório. (ver ANEXO B, página 94).

3.2.3. Resultados para a variação do amortecimento viscoso

Ao amortecimento viscoso foram atribuídos dois valores para cada um dos dois modelos: um para um movimento que apresenta os lubrificantes em boas condições e outro para um movimento que apresenta os lubrificantes deteriorados. A simulação do comportamento do órgão oscilador de cada um dos movimentos para cada um destes valores é apresentada no ANEXO B, pág. 95 e pág. 96.

3.2.4. Variação de binário da mola principal

A simulação efetuada para a variação de binário da mola principal, apenas é relevante para o movimento comum, uma vez que apenas este vai sofrer com a perda de binário da mola principal. O movimento do turbilhão tri axial possui um mecanismo de força constante, que mantém sempre o mesmo binário independentemente da perda deste pela mola principal. Assim, considera-se que o valor de impulso de âncora para o movimento comum, baixa de

para

CONFIDENCIAL

Este valor foi obtido por observação gráfica e posterior interpolação. É uma descida pouco acentuada de binário e serve apenas para verificar o que acontece quando o movimento, e mais precisamente o órgão oscilador, se depara com uma descida na força e por sua vez no impulso que a âncora lhe transmite (ao órgão oscilador). Para se obter um valor mais realista, do binário que a mola possui no final da sua reserva de marcha seria

necessário ter acesso a uma mola principal real e a máquinas especializadas que medissem este valor. Ainda assim, o autor pretendeu expor este problema de forma a justificar a utilização de um mecanismo de força constante no movimento projetado. Os resultados são apresentados no ANEXO B, pág. 97.

3.2.5. Estímulos externos

Por fim analisou-se o que ocorria em termos de variação de amplitude, e qual o tempo de resposta de ambos os órgãos osciladores, aquando de uma série de estímulos externos. Pretende-se com este teste, verificar se existem diferenças nas respostas de um órgão oscilador de um movimento de escape comum e de um movimento com um turbilhão tri axial. O gráfico seguinte mostra os estímulos que foram introduzidos nos dois modelos:

Os seus valores são:

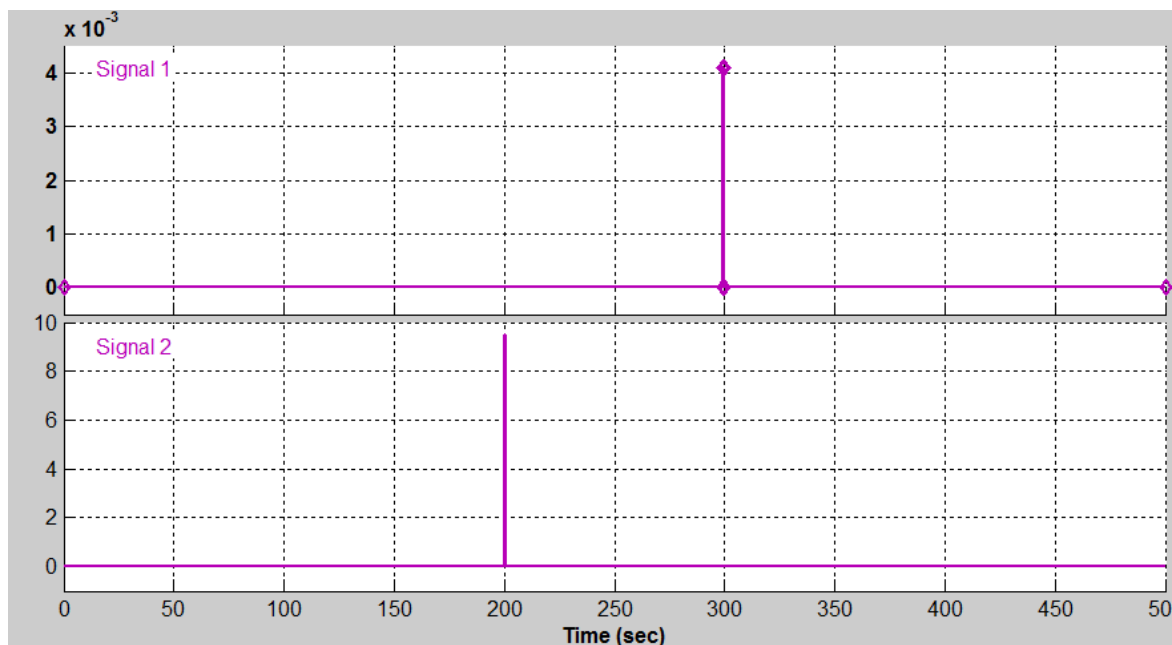


Figura 3.14. Gráfico representativo dos dois estímulos externos adicionados aos modelos

$$F_{estímulo\ 1} = 4 \times 10^{-3} N$$

$$F_{estímulo\ 2} = 9.5 \times 10^{-3} N$$

Assim depois de corrida a simulação os resultados obtidos para as amplitudes e para os tempos de resposta são apresentados no ANEXO B, pág. 98.

4. ANÁLISE ENERGÉTICA

4.1. Força desenvolvida pela mola principal

Os princípios inerentes à mola principal já foram desenvolvidos no ponto 3.1.1.1. Faltam, os cálculos necessários para a seleção da mola principal para o movimento. Um dos fatores determinantes é a força que a mola principal consegue armazenar e o binário que esta transmite para todo o movimento mecânico até ao órgão oscilador. Esta força é determinada pelo número de voltas que se consegue obter da mola principal aquando do ato de dar à corda. A energia potencial elástica é, desta forma, armazenada na mola principal, sendo depois transferida sob a forma de energia cinética, pelo desenrolar da mesma, ao tentar adquirir a sua forma inicial.

Uma mola principal é um dos poucos componentes do movimento projetado a serem adquiridos por catálogo, devido à sua dificuldade de fabrico relacionado com o controlo das suas propriedades mecânicas. Desta forma, a mola principal, terá de possuir características pré definidas pelo fabricante das mesmas. A seleção da mesma depende em muito, das características que queremos conferir ao nosso movimento, das complicações que este compreende e da amplitude de projeto definida para o órgão oscilador. Um movimento que possua uma mola principal sobredimensionada, leva a que o órgão oscilador oscile a amplitudes muito elevadas, levando-o a entrar em *rebanking*, ou levando mesmo, a falhas críticas dos seus componentes. Já uma mola principal subdimensionada pode nem sequer causar qualquer movimento do órgão oscilador, mesmo que esta se encontre completamente enrolada no tambor. Assim, é necessário proceder-se a um dimensionamento cuidado da mola principal, selecionando uma que se adeque ao movimento projetado, tendo sempre em conta, o espaço físico limitado que se possui num relógio de pulso, e mais objetivamente, das dimensões conferidas ao tambor.

Para selecionar a mola principal e, por sua vez, o binário necessário à partida, procedeu-se a uma avaliação energética, que relaciona a transmissão de força através de todos os constituintes do movimento mecânico até ao órgão oscilador, e os momentos necessários para vencer as forças de atrito e atritos internos de cada uma das partes do

mecanismo, que se opõem a essa mesma transmissão de binário. Torna-se necessário, deste modo, proceder a um processo iterativo, em que vamos equilibrar o binário desenvolvido pela mola principal e a força transmitida pela âncora ao órgão oscilador, de modo a este, atingir a amplitude de projeto de 270° , definida inicialmente.

Os cálculos realizados para a análise energética foram remetidos para o APÊNDICE D por limitação de número de páginas.

5. MATERIAIS

Neste capítulo, serão introduzidos os materiais que foram selecionados para as partes do movimento, assim como, os materiais selecionados para a caixa.

Um relógio mecânico emprega frequentemente e tradicionalmente, materiais nobres, como o ouro, ou a platina, especialmente nas estruturas que protegem o movimento como a caixa. Para alguns movimentos de alta gama, estes, chegam mesmo ser produzidos quase inteiramente de materiais nobres. Recentemente, tem-se verificado a utilização de outro tipo de materiais como os compósitos. Estes, oferecem elevadas resistências poupando no peso e, em alguns casos, nos custos. A indústria relojoeira tem uma grande tradição no que toca à utilização de materiais, quer sejam nobres ou de vanguarda, contribuindo muitas vezes com a criação de novos materiais, que, além de serem empregues nos relógios, revelam-se de grande utilidade noutras indústrias.

Como o movimento mecânico projetado tem o objetivo de ser posteriormente produzido pelo autor, este, teve-se de cingir aos materiais mais facilmente obtidos no mercado, o que não significa necessariamente que estes sejam piores, mesmo que o controlo dos materiais seja uma das mais-valias que grandes indústrias relojoeiras têm.

Na escolha dos materiais, o autor, baseou-se na indústria relojoeira independente. Este departamento da indústria relojoeira, compreende todos os fabricantes independentes, que possuem produção própria de relógios mecânicos de alta qualidade em números muito reduzidos, e que são totalmente fabricados à mão com recurso apenas a máquinas tradicionais de relojoaria. O autor, ao estudar cada um dos movimentos que estas pequenas empresas produzem, ficou com uma ideia generalizada dos materiais que são empregues no processo de produção. Segue-se então uma lista dos materiais utilizados nos diversos componentes do relógio projetado, baseada não só nesses materiais, mas também no gosto do autor e nas necessidades estruturais.

A seleção de materiais foi remetida para o APÊNDICE E.

CONCLUSÕES

Síntese

A fase de projeto da presente tese resultou de inúmeras horas de estudo de conceitos anteriormente desconhecidos para o autor. Cada um dos componentes e mecanismos presentes num relógio mecânico são o resultado de séculos de desenvolvimento e otimização por parte da indústria relojoeira e dos engenheiros de micromecânica, que se esforçam para produzirem movimentos cada vez melhores e mais precisos. Esses mesmos componentes e mecanismos obedecem assim, a determinadas regras, que definem a forma como cada um deles se desenha e projeta, a forma como cada um deles se encontram dispostos no movimento, e a forma como cada um deles se constrói. Embora seja sempre possível dar o cunho pessoal ao movimento, alterando um pouco cada uma destas regras, as mesmas evitam que se regrida na evolução e permitem a busca por movimentos mecânicos cada vez melhores.

Assim, todos os componentes tiveram de ser estudados individualmente nas suas características mais básicas, para que se conseguisse produzir um movimento de acordo com as regras tradicionais da relojoaria mecânica. Recorreu-se deste modo, a uma pesquisa e a estudos intensos e contínuos de toda a teoria por detrás da relojoaria mecânica antiga e moderna. Vários manuais utilizados em escolas e universidades que se dedicam ao estudo e fabrico de movimentos mecânicos de relojoaria foram adquiridos, assim como, um livro de normas da indústria relojoeira Suíça. Também se procedeu ao estudo de cada uma das principais marcas relojoeiras, bem como, a um estudo de fabricantes independentes, que ofereceram uma visão de todos os processos de produção e marketing por de trás destas empresas de sucesso. Ao terem sido percorridas as diferentes marcas relojoeiras, assim como as respetivas coleções que estas oferecem nos mercados, o autor, foi identificando os materiais utilizados, as geometrias de cada um dos movimentos, os diferentes acabamentos que são utilizados e os diferentes códigos estéticos, que as diferenciam (essas marcas) umas das outras. Estes códigos, presentes tanto nos movimentos como nas partes exteriores nomeadamente na caixa, são de extrema

importância a nível de marketing, contribuindo definitivamente para o sucesso de uma marca. Outro dos aspetos identificados neste estudo foi a busca incessante que algumas marcas e produtores têm, por introduzir novos conceitos e novos mecanismos que melhorem as propriedades cronométricas dos seus movimentos. Esta busca varia de marca para marca, mas as que o fazem frequentemente, e apresentam resultados positivos, parecem definitivamente ter uma vantagem quer em publicidade quer em vendas, em relação às que não o fazem tão frequentemente.

A fase de projeto em si, foi desenvolvida de acordo com estes estudos, considerando também a parte referente ao marketing, e dividiu-se em três fases, cada uma correspondendo a um movimento projetado diferente, sendo que o último criado, é o que foi aqui apresentado. Esse processo foi necessário, de modo a que, se fosse descobrindo, como cada um dos componentes interage no movimento, e como é que as forças se distribuem no mesmo. A passagem de uns movimentos para os outros, permitiu a evolução dos conhecimentos e a evolução dos conceitos introduzidos sendo que no primeiro movimento criado, por exemplo, apenas figurava a complicação turbilhão, num movimento relativamente simples.

Já o movimento que foi apresentado teve um período de desenvolvimento e projeto de aproximadamente 2 anos. É composto por mais de 600 peças diferentes e nele figuram 8 complicações, 3 das quais, se dedicam exclusivamente à melhoria das suas propriedades cronométricas. Foi um movimento projetado de acordo com as regras estudadas, descritas em cima, e é apresentado como um produto final, em que se incluiu o processo de *design* da caixa e a projeção da mesma.

Para o projeto todos os objetivos foram cumpridos com sucesso, havendo sempre espaço, claro, para a melhoria e otimização de cada um dos conceitos introduzidos.

A segunda fase da tese teve como objetivo principal o estudo das propriedades cronométricas do relógio mecânico projetado na primeira fase, e a consequente validação dos mecanismos introduzidos, mecanismos estes que, em teoria, melhoram a sua cronometria, mas que careciam de estudos publicados que indicassem a sua real eficácia.

Foram primeiro estudados todos os diferentes fatores que afetam a cronometria, e as respetivas soluções já existentes para as controlar, sendo que algumas estão integradas no próprio mecanismo projetado.

O estudo dos parâmetros de amplitude e frequência do órgão regulador, responsáveis pelas alterações de cronometria, exigiram que se efetua-se uma simulação dinâmica do movimento do oscilador projetado, que compreendesse todos os fatores que o afetam, e que produzisse então, um output dessas mesmas frequência e amplitude.

Procedeu-se nesse sentido, à criação de um modelo em *Simulink*. Este modelo representa fielmente o movimento mecânico que foi projetado, e todos os seus mecanismos, responsáveis pelo controlo da cronometria, e baseia-se nas equações do movimento para sistemas de vibração forçada amortecida. De forma a se provar que os mecanismos introduzidos são fiáveis, e que estes realmente afetam de uma forma positiva a cronometria, existiu a necessidade de se criar outro modelo para servir de termo de comparação. Este segundo modelo, funciona de forma muito semelhante ao primeiro, mas no entanto, é modelado de forma a representar um movimento mecânico comum, em que não estão presentes quaisquer mecanismos para a melhoria cronométrica.

Com os dois modelos corretamente concluídos procedeu-se então à obtenção dos resultados.

Resultados

A cada um dos modelos foram adicionadas diferentes variáveis (valores de input). Estas variáveis são valores obtidos diretamente do projeto, e daí a necessidade da criação do mesmo.

Após terem sido corridos ambos os modelos, os resultados obtidos, indicaram favoravelmente que os mecanismos introduzidos surtem os efeitos desejados na cronometria.

O turbilhão tri axial cumpre a sua função, em que as curvas obtidas que mostram amplitude dos dois modelos, demonstram claramente, uma diferença em que a curva que representa o turbilhão tri axial, embora apresente quedas de amplitude na ordem dos 45°, previstas pelas mudanças de posição, entre as posições 1 e 2, e 3, 4, 5 e 6, essas quedas são regulares e monótonas no tempo, ao contrário do movimento comum que não possui tal mecanismo. A regularidade na alteração de amplitude, conferida pelo turbilhão tri axial, permite ajustes, efetuados pelo relojoeiro, que tornam as diferenças nessa mesma

amplitude irrelevantes. Já para o movimento comum, essas variações não são regulares, pelo que um ajuste é muito mais difícil de ser efetuado com sucesso.

A espiral dupla também apresentou resultados positivos no controle da amplitude. Quando comparada com o movimento comum, que só apresenta uma espiral, verificou-se claramente que, para as posições 3, 4, 5 e 6, a dupla espiral, confere à amplitude uma regularidade não verificada para uma só espiral. Embora as diferenças de amplitude entre as posições 3, 4, 5 e 6 sejam mínimas, essas diferenças são o suficiente para causar alterações de cronometria a longo prazo. Já entre as posições 1 e 2 e 3, 4, 5 e 6 a espiral dupla não apresenta qualquer efeito assinalável.

Estes resultados do turbilhão tri axial e espiral dupla indicam que cada um atua para variações entre diferentes posições, complementando-se um ao outro.

O mecanismo de força constante também se revelou muito eficaz no trabalho que efetua. Verifica-se que para um movimento comum, a perda de binário da mola principal realmente leva a uma perda drástica de amplitude, e esta pode ser evitada pela adição de um mecanismo de força constante.

Na variação das condições de lubrificação, os dois movimentos demonstraram comportamentos semelhantes de perda de amplitude com a degradação dos lubrificantes nos rolamentos do órgão oscilador ao longo do tempo. Uma possível solução para este problema é a eliminação total da lubrificação, e a substituição dos rolamentos rubi por outros de um material que apresente um coeficiente de atrito com o aço semelhante ao coeficiente de atrito com o aço lubrificado, que os rolamentos rubi apresentam.

O par espiral roda de balanço foi bem dimensionado de acordo com as normas NIHS, pois efetua a sua oscilação a um ritmo de 2.5 Hz como foi definido inicialmente nos parâmetros do projeto e pôde ser verificado nas curvas provenientes das simulações.

Constrangimentos

A realização desta tese não foi imune ao aparecimento de um ou dois problemas que foram surgindo, à medida que se ia progredindo para as conclusões da mesma.

O primeiro advém do mecanismo de reserva de marcha. Este mecanismo foi superficialmente falado no APENDICE B, aquando a descrição das diferentes

complicações implementadas no movimento mecânico. Embora não seja um módulo importante para a tese, o mecanismo de reserva de marcha foi adicionado como parte do objetivo de efetuar um projeto que fosse um produto final, pronto a ser fabricado.

Nos cálculos efetuados para as transmissões entre o mecanismo de reserva de marcha e os componentes que o movimentam, foi definido que a reserva de marcha, que esta teria de medir, era de 85h. Com a progressão do projeto do movimento, e com todas as otimizações que este foi sofrendo, essa reserva de marcha subiu de 85h para 256h. No final o sistema de reserva de marcha acabou por não sofrer qualquer alteração que acompanhasse as posteriores otimizações, pelo que este apenas indica as 85h iniciais para que foi projetado.

Embora seja um problema que não afete o objetivo da tese não deixa de estar presente, e é um erro, que será corrigido “pós tese”, por ter sido identificado também já numa fase muito terminal da escrita.

Um ponto que não foi abordado é o dimensionamento estrutural de algumas partes do movimento. Esta análise será realmente importante se de facto se avançar com a produção do relógio projetado.

Outro problema com que o autor se deparou, e talvez o mais relevante e interessante, foi a disparidade de resultados obtidos aquando a medição teórica e prática dos valores para o amortecimento de fricção ou de coulomb.

Para a determinação de um valor para os amortecimentos viscoso e de coulomb, devido às dificuldades que estas medições apresentam, o autor, decidiu efetuar uma medição prática, e posteriormente compará-la com os resultados obtidos, recorrendo aos modelos teóricos de simulação em *Simulink*.

Aquando da comparação dos valores para o amortecimento de um movimento sem lubrificação, ou seja, de um movimento onde apenas temos fricção de coulomb os dados que a via teórica apresentava comparados com a via experimental prática, desfasavam por uma ordem de 10^{-4} .

Tendo tentado eliminar, de uma forma progressiva, cada um dos fatores que poderiam estar a causar tal disparidade, esta persistiu.

No final acabaram por ser utilizados os valores obtidos pela via teórica, corroborados por outras vias, que incluem a literatura, mas ficou a questão em aberto do porquê da existência desta tão grande diferença de valores.

Objetivos atingidos

Considera-se que os objetivos propostos foram cumpridos. Efetuou-se com sucesso o projeto integral de um relógio mecânico passível de ser produzido, compreendendo diversas complicações, em que uma parte delas é direcionada para a melhoria cronométrica do relógio mecânico.

Procedeu-se também com sucesso ao estudo teórico das complicações responsáveis para a melhoria cronométrica do movimento, em que se verificou, que de facto estas fazem uma diferença positiva na cronometria, colmatando assim a falta de dados e respostas, com que o autor iniciou esta tese.

Os resultados obtidos permitiram um melhoramento cronométrico do projeto realizado, que em teoria, o tornam cronometricamente muito preciso.

Em última análise, este projeto, que começou simplesmente por um gosto pessoal, levou o autor a se imergir completamente no mundo da relojoaria, onde adquiriu um grande volume conhecimentos na área, que permitiram com a orientação certa, responder a perguntas que são colocadas por muitas das pessoas que se relacionam com esse mundo. Permitiu também o contacto do autor com novas ferramentas, como o *Simulink*, fomentar o conhecimento que já tinha adquirido noutras como o *SolidWorks*, e a oportunidade de explorar novas áreas como o *design* de produto ou a micro fabricação, que no âmbito da presente tese de mestrado de engenharia mecânica são fundamentais.

Questões em aberto e propostas para trabalhos futuros

A questão principal que fica em aberto com esta tese é a diferença de valores que se achou ao efetuar os cálculos teóricos para o amortecimento de Coulomb em relação aos valores obtidos de forma empírica.

CONFIDENCIAL

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Lista de referências incluídas no texto

- 1- Federation of the swiss watch industry_Watch industry statistics_FH <http://www.fhs.ch/eng/statistics.html>
- 2- Charles-Andre Reymondini, Georges Monnier, Didier Jeanneret, Umberto Pelaratti_The theory of Horology_ Swiss Federation of Technical Colleges_Watchmakers of Switzerland Training and Educational Program Neuchâtel WOSTEP_2cd edition_2003
- 3- National Association of Watch and Clock Collectors Message Board ,Horological Education, Watches, Watch Repair, Small amplitude question..._ <http://people.timezone.com/library/wglossary/wglossary631695568455929104>
- 4- Timezone.com_The Balance Wheel: Amplitude <http://people.timezone.com/library/wglossary/wglossary631695568455929104>
- 5- Fernando Antunes_Mecânica aplicada uma abordagem prática_ _Lidel_Pág.505_6.6.4 Teorema da energia cinética
- 6- Precision engineerin_AG_MATIERE PE 3000 http://www.precision-engineering.ch/Material_PE_3000_2.html
- 7- OTTO FREI_ Regular Mainsprings 0.60mm to 1.00 mm Widths http://www.ofrei.com/page_111_1.html

Outras referências utilizadas na realização da tese

Literatura geral

Extrait des Normes de l'industrie horlogère Suisse_7 édition 2005_ Fédération de l'industrie horlogère Suisse FH, Bienne; 2005

A guide to complicated watches_François Lecoultré_Published by Antoine Simonin_3rd edition 2004

Moura Branco, J. Martins Ferreira, J Domingos da Costa, A. Silva Ribeiro_ Projecto de Órgãos de Máquinas_.Fundação Calouste Gulbenkian_3ªEdição_2012

Luis Veiga da Cunha_ Desenho Técnico_ Fundação Calouste Gulbenkian_4ªEdição_1980

José Manuel de Simões Morais_Desenho Técnico Básico - 3 desenho de construções mecânicas_ Porto Editora, LDA_25ª Edição-2ªtiragem_2012

Artigos on-line

Sobre a mola principal

Mingtai_Constant torque

Springs http://www.powerspring.com.tw/constant_torque_spring.php

Mecca C&S spiral springs Solution_Power Spring Basics http://www.spiral-spring.com/about_power_springs.html

Nivarox-FAR, S.A. <http://www.nivarox.com/fr/presentation>

Sobre o mecanismo de força constante

Peter Chong_ Timezone.com_Lange 31 - Too much power?_

<http://people.timezone.com/pchong/lange31/part2/index.html>

Sobre a amplitude

Bunn Special demonstrating low amplitude

problema <https://www.youtube.com/watch?v=D81WPvMcY5A>

Sobre a dupla espiral

Precision Engineering AG_ SPIRAL STRAUMANN http://www.precision-engineering.ch/Straumann_2.html

mob_PuristsPro_Horological Meandering_ Straumann Double Hairspring Explained <http://mob.watchprosite.com/show-forumpost.classic/fi-16/pi-3158556/ti-520266/s--5/>

Sobre rubis

Timezone.com_83 jewels too

many? <http://people.timezone.com/library/workbench/workbench0025>

Sobre o turbilhão tri axial

Jean Pierre Golay_Janeiro 9 2007_United States Patent US7160026_

<http://www.freepatentsonline.com/7160026.pdf>

PuristsPro_Jaeger-LeCoultre_Jaeger-LeCoultre Gyrotourbillon 2: A fascinating chronometric Reverso!_ <http://jlc.watchprosite.com/show-forumpost/fi-2/pi-2513941/ti-417876/s-0/>

PuristsPro_AHCI & Independent Haute Horlogerie_ Testing Time: Explaining Greubel Forsey's EWT - Experimental Watch Technology_219_

<http://ahci.watchprosite.com/?show=forumpost&fi=16&pi=3060676&ti=506876&msid=&s=>

Sobre a lubrificação

Don Corso_PuristsPro_Watch Tech_Watch Service Intervals_

<http://www.watchprosite.com/show-forumpost/fi-1223/pi-5500008/ti-815733/s-0/t-watchtech-watch-service-intervals/>

Sobre materiais

Steve_PuristsPro_AHCI & Independent Haute Horlogerie_ Sandvik 20 AP steel_ <http://ahci.watchprosite.com/show-forumpost/fi-16/pi-1803703/ti-277159/t-ahci-sandvik-20-ap-steel/>

ANEXO A

CONFIDENCIAL

Figura A.1. Norma NIHS 20-01

CONFIDENCIAL

Figura A.2. Norma NIHS 20-02

CONFIDENCIAL

Figura A.3. Norma NIHS 20-10

CONFIDENCIAL

Figura A.4. Norma NIHS 20-10

CONFIDENCIAL

Figura A.5. Norma NIHS 20-25

CONFIDENCIAL

Figura A.6. Norma NIHS 20-25

Dimensionamento de transmissões

Como foi referido as transmissões que se utilizaram para o projeto são de três tipos, transmissões intermédias, transmissões multiplicadoras e transmissões redutoras, sendo que os cálculos efetuados para caracterizar cada uma delas são diferentes.

Transmissões intermédias:

As transmissões intermédias utilizam uma série de rodas dentadas que engrenam umas nas outras sendo os módulos destas é iguais.

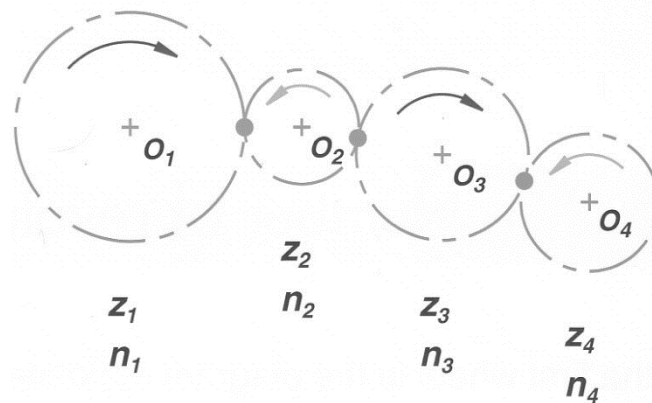


Figura A.7. Representação de uma transmissão intermédia

Para os eixos O_1 e O_2 temos:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} \quad (\text{A.1})$$

Para os eixos O_2 e O_3 temos:

$$\frac{n_3}{n_2} = \frac{z_2}{z_3} \quad (\text{A.2})$$

Para os eixos O_3 e O_4 temos:

$$\frac{n_4}{n_3} = \frac{z_3}{z_4} \quad (\text{A.3})$$

As equações acima podem ser simplificadas numa só equação:

$$\frac{n_2 \times n_3 \times n_4}{n_1 \times n_2 \times n_3} = \frac{z_1 \times z_2 \times z_3}{z_2 \times z_3 \times z_4} (=) \frac{n_4}{n_1} = \frac{z_1}{z_4} \quad (\text{A.4})$$

Em que Z é o número de dentes e n o número de revoluções.

A transmissão multiplicadora:

Este tipo de transmissão é composto por um conjunto de rodas dentadas e pinhões onde as rodas dentadas engrenam nos pinhões. Este é o tipo de transmissão utilizada por exemplo na transmissão principal

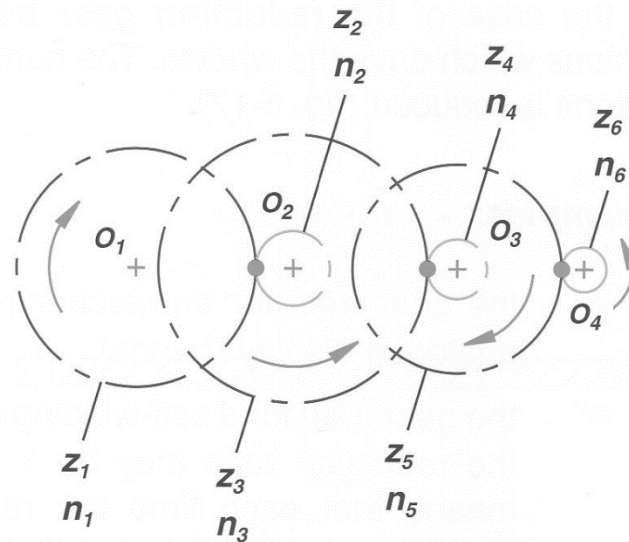


Figura A.8. Representação de uma transmissão multiplicadora

Para os eixos O_1 e O_2 temos:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} \quad (\text{A.5})$$

Para os eixos O_2 e O_3 temos:

$$\frac{n_4}{n_3} = \frac{z_3}{z_4} \quad (\text{A.6})$$

Para os eixos O_3 e O_4 temos:

$$\frac{n_6}{n_5} = \frac{z_5}{z_6} \quad (\text{A.7})$$

As equações acima podem ser simplificadas numa só equação:

$$\frac{n_2 \times n_4 \times n_6}{n_1 \times n_3 \times n_5} = \frac{z_1 \times z_3 \times z_5}{z_2 \times z_4 \times z_6} \quad (=) \quad \frac{n_6}{n_1} = \frac{z_1 \times z_3 \times z_5}{z_2 \times z_4 \times z_6} \quad (\text{A.8})$$

Em que Z é o número de dentes e n o número de revoluções.

Transmissão redutora:

No caso da transmissão redutora são os pinhões que engrenam nas rodas conferindo assim uma redução no número de revoluções.

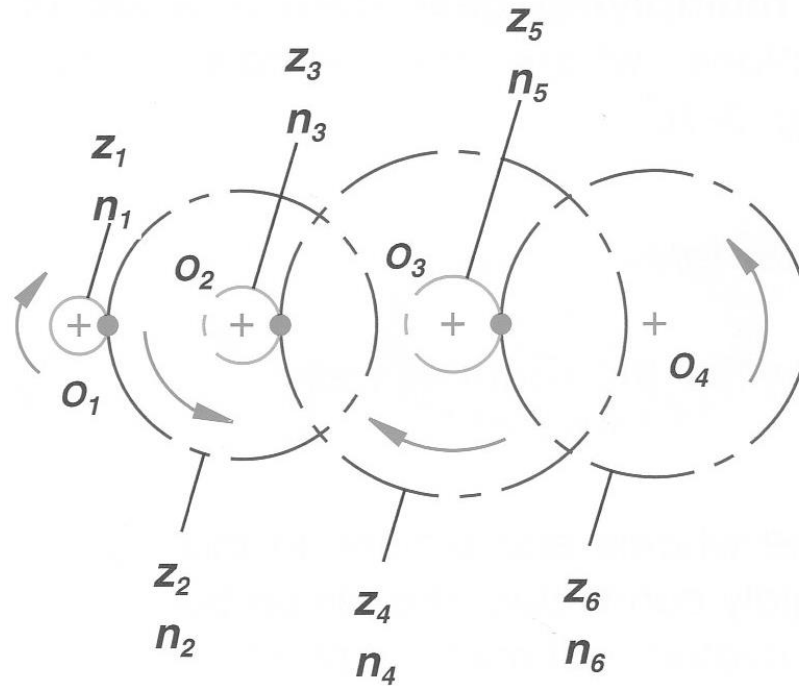


Figura A.9. Representação de uma transmissão redutora

$$\frac{n_6}{n_1} = \frac{Z_1 \times Z_3 \times Z_5}{Z_2 \times Z_4 \times Z_6} \quad (\text{A.9})$$

Em que Z é o número de dentes e n o número de revoluções.

Os módulos

De forma a uma rodas engrenarem com outras ou com pinhões é necessário que ambas tenham o mesmo módulo Este valor é obtido dividindo o diâmetro primitivo pelo número de dentes.

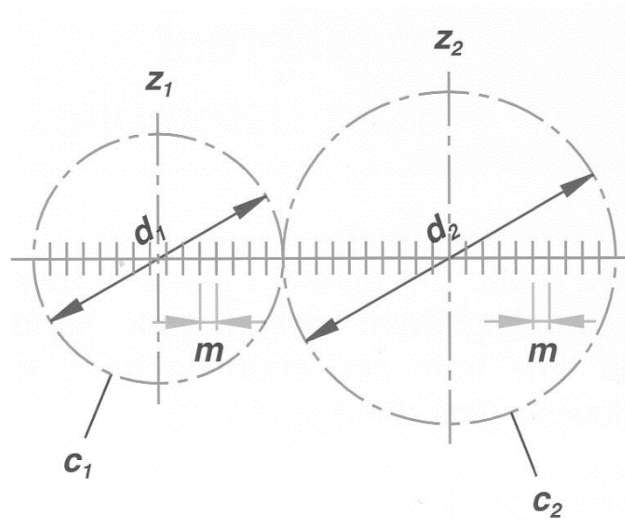


Figura A.10. Representação de duas rodas dentadas e das suas respectivas características

$$m = \frac{d}{Z} \quad (\text{A10})$$

Em que m é o módulo d é o diâmetro primitivo da roda ou pinhão e Z corresponde ao número de dentes.

ANEXO B

CONFIDENCIAL

Figura B.1. Gráfico da amplitude/tempo do comportamento do par espiral roda de balanço

CONFIDENCIAL

Figura B.2. Gráfico da amplitude/tempo do órgão oscilador sujeito a um amortecimento de Coulomb de valor obtido teoricamente

CONFIDENCIAL

Figura B.3. Gráfico da amplitude/tempo do órgão oscilador sujeito a um amortecimento de Coulomb de valor obtido empiricamente

CONFIDENCIAL

Figura B.4. Gráfico da amplitude/tempo do órgão oscilador sujeito a um amortecimento viscoso de valor obtido empiricamente

CONFIDENCIAL

Figura B.5. Gráfico da amplitude/tempo do órgão oscilador sujeito a um amortecimento viscoso (deteriorado) de valor obtido empiricamente

CONFIDENCIAL

Figura B.6. Gráfico de binário/tempo do impulso de âncora

CONFIDENCIAL

Figura B.7. Gráfico de binário/tempo do impulso de âncora (pormenor)

CONFIDENCIAL

Figura B.8. Gráfico de amplitude/tempo do órgão oscilador

CONFIDENCIAL

Figura B.9. Gráfico de amplitude/tempo do órgão oscilador pormenor

CONFIDENCIAL

Figura B.10. Gráfico de posição/tempo do órgão oscilador de um movimento mecânico comum

CONFIDENCIAL

Figura B.11. Gráfico de posição/tempo do órgão oscilador de um turbilhão tri axial

CONFIDENCIAL

Figura B.12. Gráfico de amplitude/tempo do órgão oscilador de um movimento mecânico comum

CONFIDENCIAL

Figura B.13. Gráfico de amplitude/tempo do órgão oscilador de um turbilhão tri axial

CONFIDENCIAL

Figura B.14. Gráficos de amplitude/tempo de um órgão oscilador com dupla espiral (esquerda) e de um órgão oscilador sem dupla espiral (direita)

CONFIDENCIAL

Figura B.15. Gráficos de amplitude/tempo do órgão oscilador do turbilhão tri axial com lubrificação total (esquerda) e com lubrificação deteriorada (direita)

CONFIDENCIAL

Figura B.16. Gráficos de amplitude/tempo do órgão oscilador de um movimento comum com lubrificação total (esquerda) e com lubrificação deteriorada (direita)

CONFIDENCIAL

Figura B.17. Gráficos de amplitude/tempo do órgão oscilador de um movimento comum sem mecanismo de força constante sujeito a uma reserva de marcha total (esquerda) e a uma reserva de marcha já no fim (direita)

CONFIDENCIAL

Figura B.18. Gráficos de amplitude/tempo do órgão oscilador de um movimento mecânico comum à esquerda e de um movimento mecânico com turbilhão tri axial à direita sujeitos aos mesmos estímulos externos

ANEXO C



DIEHL
Metall

Nickel Silver NB18



Material Designation		Nominal Composition (mass content in %)		About The Alloy
DIN-EN Symbol	CuNi18Zn20	Cu	Balance	
DIN-EN	CW409J	Ni	18	
UNS	≈ C 76400	Zn	20	
JIS	C7521	Fe	< 0.2	
The Miller Company	C764	Mn	< 0.5	
		Pb	< 0.01	
		Other	< 0.2	
Physical Properties		Typical Applications		
Electrical conductivity soft	3 MS/m	<ul style="list-style-type: none"> • Coins • Caps for quartz crystals • Electromagnetic shieldings • Deep drawing parts • Tableware • Security keys • Cutlery • Contact springs • Connector • Leaf springs for relays • Electric contacts 		
Thermal conductivity	27 W/(m·K)			
Thermal expansion coefficient **	17 10 ⁻⁶ /K			
Density	8.7 g/cm ³			
Modulus of elasticity	135 GPa = kN/mm ²			
* Reference values at room temperature				
** Between 20 and 300 °C				

Mechanical Properties *)						
Temper condition		O R 370 H 85	H02 R 450 H 115	H04 R 500 H 160	H06 R 580 H 180	H08 R 640 H 200
Tensile strength in N/mm ²		370 - 460	450 - 520	500 - 590	580 - 680	640 - 730
0.2 % yield Strength in N/mm ²		250	250	410	510	600
Elongation A ₅₀ %		> 35	> 9	> 3	> 2	-
Vickers hardness HV		85 - 120	115 - 160	160 - 190	180 - 210	200 - 230
Electrical conductivity in % IACS		5	4	4	4	4
Minimum radius of the bending mandrel for 90° bend and strip thickness s						
0.10 ≤ s ≤ 0.25 mm	transverse	0 x s	0 x s	0 x s	0 x s	0 x s
	parallel	0 x s	0 x s	0 x s	0 x s	0 x s
0.25 < s ≤ 1.0 mm	transverse	0 x s	0 x s	0 x s	0 x s	-
	parallel	0 x s	0 x s	0 x s	1 x s	-
*) Reference values						



Brass (Copper-Zinc) MB30



Material Designation		Nominal Composition (mass content in %)		About The Alloy
DIN-EN Symbol	CuZn30	Cu	Balance	
DIN-EN	CW505L	Sn	< 0.05	
UNS	C26000	Zn	30	
JIS	C2600	Ni	< 0.2	
The Miller Company	C260	Fe	< 0.05	
		Al	< 0.02	
		Pb	< 0.005	
		Other	< 0.1	
Physical Properties		Typical Applications		
Electrical conductivity soft	15.7 MS/m	<ul style="list-style-type: none"> • Jewellery • Metal ware • Transistor carriers • Deep drawing parts • Stamped-bent parts • Connectors 		
Thermal conductivity	124 W/(m·K)			
Thermal expansion coefficient **	19.6 10 ⁻⁶ /K			
Density	8.5 g/cm ³			
Modulus of elasticity	115 GPa = kN/mm ²			
* Reference values at room temperature				
** Between 20 and 300 °C				

Mechanical Properties *)							
Temper condition		O30 R 270 H 55	H01 R 350 H 90	H02 R 410 H 120	H04 R 480 H 150	H06 R 540 H 170	H08 R 630 H 190
Tensile strength in N/mm ²		270 - 350	350 - 430	410 - 490	480 - 560	540 - 620	> 630
0.2 % yield Strength in N/mm ²		< 160	> 240	> 370	> 440	> 520	> 610
Elongation A ₅₀ %		> 45	> 30	> 15	> 12	> 8	> 2
Vickers hardness HV		55 - 90	90 - 125	120 - 150	150 - 180	170 - 200	> 190
Electrical conductivity in % IACS		27	27	26	26	25	25
Minimum radius of the bending mandrel for 90° bend and strip thickness s							
0.10 ≤ s ≤ 0.25 mm	transverse	0 x s	0 x s	0 x s	0 x s	0.5 x s	2 x s
	parallel	0 x s	0 x s	0 x s	0 x s	1 x s	5 x s
0.25 < s ≤ 0.50 mm	transverse	0 x s	0 x s	0 x s	0 x s	1 x s	2 x s
	parallel	0 x s	0 x s	0 x s	0.5 x s	2 x s	6 x s
*) Reference values							



Datasheet updated 2013-11-27 10:50:00 (supersedes all previous editions)

Sandvik 20AP free-cutting wire (Wire)

Sandvik 20AP is a hardenable, free-cutting carbon steel characterized by excellent machinability and high hardness, high wear resistance and exceptional dimensional stability after hardening. The material is suitable for long, narrow components with tight tolerance.

Service temperature -50 to 100°C (-55 to 210°F). Prolonged service at elevated temperatures causes decreased hardness when used in the hardened and tempered condition.

CHEMICAL COMPOSITION (NOMINAL) %

C	Si	Mn	P	S	Others
1.0	0.2	0.4	≤0.030	0.05	Pb=0.2

FORMS OF SUPPLY

Forms of supply/ finishes	Diameter mm	Cu-Sn coating	Standard tolerance	Length, m
Wire in coils				
Drawn	0.80-1.60		D4	-
	1.60-2.50		D4	-
Straightened wire				
Drawn	0.80-1.15		D4	2
	1.15-2.00		D4	2
	2.00-2.50		D3	2
Drawn/ground	2.00-3.00		h7	2
	3.00-6.00		h7	3
	6.00-12.00		h7	3

Other sizes on request.

Quality: For D1 and D2, max. 50% of the tolerance width, for D3 max. 25% of the tolerance width. For D4 in accordance with the tolerance table, see brochure S-245.

MECHANICAL PROPERTIES

AT 20°C, NOMINAL VALUES

Forms of supply/Finishes	Diameter mm	Tensile strength R _m ¹⁾ MPa	Proof strength R _{p0.2} ^{1) 2) 3)} MPa	Elongation A ^{1) 3)} %
Wire in Coil				
Drawn	0.80-1.60	980	770	4
	1.60-2.50	930	720	7
Straightened wire				
Drawn	0.80-1.15	>980	>910	3
	1.15-2.00	>920	>850	5
	2.00-2.50	>900	>830	7
Drawn/ground	2.00-3.00	>920	>850	6
	3.00-6.00	810	670	10
	6.00-12.0	750	620	12

- 1) Nominal values. Other properties on request.
- 2) Corresponds to 0.2% proof strength.
- 3) $R_{p0.2}$ and elongation values are given for information only.

Impact strength

Observe that quenching time and temperature is dependent on material size. The specimens for impact strength are larger than standard wire dimensions.

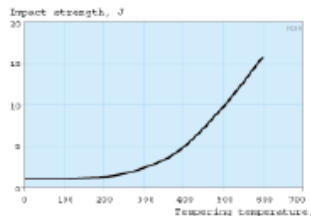


Figure 1. Impact strength after recommended hardening procedures, valid for all dimensions.

Soaking time 30 minutes. Standard Charpy-V specimens at 20°C.

PHYSICAL PROPERTIES

DENSITY

Annealed	7.8 g/cm ³ , 0.28 lb/in ³
Resistivity	
Cold drawn	0.18 μΩm
Heat treated	0.21 μΩm

THERMAL EXPANSION, PER °C ($\times 10^{-6}$), MEAN VALUES IN TEMPERATURE RANGES

Temperature, °C	20-100	20-200	20-300
Cold drawn	11.5	11.5	12.5
Heat treated	11.5	12.0	12.5

Sandvik 20ÅP is a magnetic material.

HEAT TREATMENT

Soft-annealing

When required, soft-annealing should be conducted for a period of one hour at a temperature of 650 - 680°C (1200- 1250°F).

Hardening

Wire is normally delivered in a cold drawn condition. If increased hardness is required the following is recommended.

HARDENING

Diameter mm	Temperature °C	Soaking time approx. min.	Quenching
≤ 5	800 - 820	3 - 6	in oil at 50°C
> 5	790 - 810	6 - 10	in water

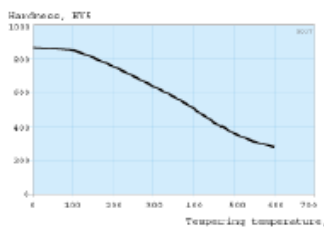
The smaller the diameter, the shorter the soaking time. To avoid oxidation and decarburization, hardening should be conducted in a protective gas atmosphere using nitrogen, argon or vacuum. Contact Sandvik for advice.

Prolonged service at elevated temperatures causes decreased hardness when used in the hardened and tempered condition. See also "Impact strength".

TEMPERING

Temperature, °C	100 - 600
Tempering time, min	30 - 60

The core of the material needs a tempering time of at least 30 minutes. To reduce the risk of cracking, tempering should be conducted immediately after hardening. The heating rate should not be too high, particularly in the case of intricately shaped components.

Hardness

Hardness after recommended hardening procedures, valid for all dimensions.
Soaking time 30 minutes.

MACHINING

The recommended values, based on Sandvik Coromant cemented carbide cutting tools or high speed steel tools from Sandvik, are to be regarded as starting data. To obtain the optimal combination of finishes, tolerances and productivity the values should be adjusted for each individual operation.

The data assumes the use of a suitable cutting fluid. In machining without a cutting fluid, the values should be reduced by about 10%. Detailed recommendations can be obtained from your nearest Sandvik Coromant or Sandvik office.

In the manufacture of sophisticated precision components, the material's highly uniform and very good machinability offers reliable production with high productivity. This is of major importance since component processing costs can be several hundred times greater than the cost of the raw material.

Material in the drawn condition up to Ø 3 mm has a Cu/Sn surface layer. The layer enables components to be machined to lathes equipped with guide bushing.

Turning

The charts below give guidance of how speed and feed affect diameter tolerances and surface roughness of turned components. The charts are based on longitudinal turning. The tolerances are given by using the ISO-system, i.e. IT7 could mean h7, k7 or js7.

The tools used in Figure 3 - 6 have been brazed cemented carbide tools and in Figure 7 indexable cemented carbide inserts. Brazed tools used: Sandvik Coromant tool 310 L197-1212-200 grade H10F, rake angle 0°, clearance angle 6° and cutting angle 90°. Indexable tools used: Sandvik Coromant insert TCMT 110202-UF GC415 and tool holder STGCL 1212F 11.

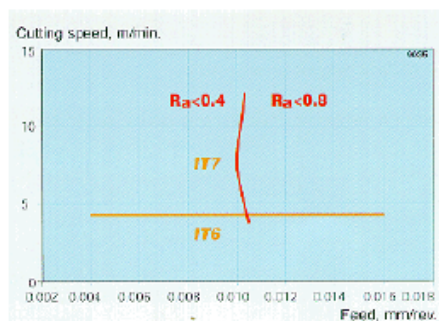


Figure 3. Wire diameter 1.20 mm, high tensile strength, drawn condition, depth of cut

between 0.2-0.3 mm. Brazed cemented carbide.

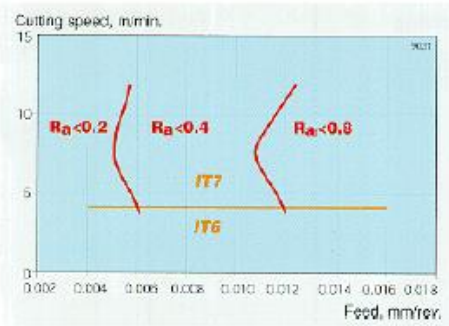


Figure 4. Wire diameter 1.20 mm, medium tensile strength, drawn condition depth of cut between 0.2-0.3 mm. Brazed cemented carbide.

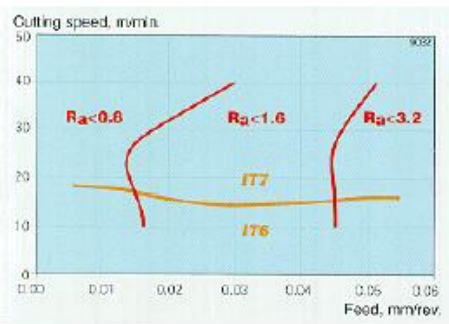


Figure 5. Wire diameter 3.00 mm, drawn condition, depth of cut between 0.4-0.6 mm. Brazed cemented carbide.

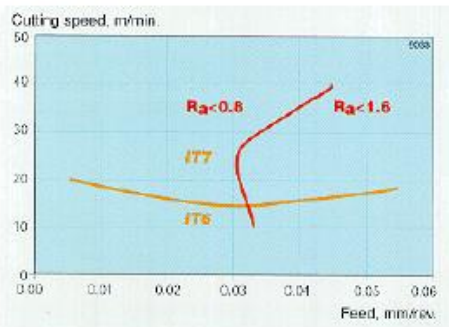


Figure 6. Wire diameter 3.50 mm, ground condition, depth of cut between 0.5-0.9 mm. Brazed cemented carbide.

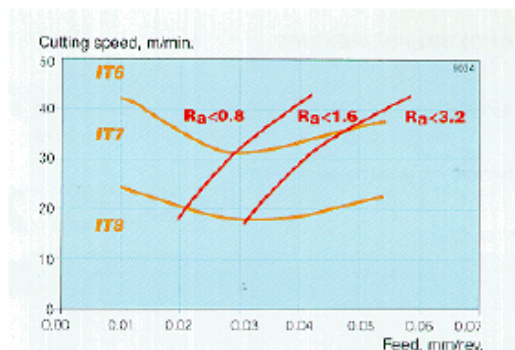


Figure 7. Wire diameter 6.0 mm, ground condition, depth of cut between 0.2-0.5 mm. Indexable cemented carbide inserts.

CNC lathes and similar

Indexable insert tools. For diameters $d <$ approx. 20 mm lower cutting speeds should be used.

Feed mm/rev.	Cutting speed m/min.		
	GC 4015 CT 5015	CT525 GC 4025	GC 235 GC 4035
0.05	310	225	-
0.15	200	190	180
0.5	-	-	150

Bar automatics

Diameter $>$ approx. 2 mm

Tool	Cutting speed m/min.
CC	45-55
HSS	25-35

Single and multiple spindle automatic lathes

Diameter $>$ approx. 10 mm

Operation	Feed, mm/rev. Finish turning	Rough turning
Single point	0.05-0.10	0.10-0.25
Forming	0.01-0.03	0.03-0.08
Plunge cutting and parting off	0.02-0.05	0.05-0.10

LONGITUDINAL TURNING AUTOMATICS, PLUNGING AUTOMATICS AND SIMILAR MACHINES

Diameter < approx. 10 mm Operation	Cutting depth mm	Feed, Finish turning ¹⁾ mm/rev.	Medium	Rough turning ²⁾
Single point turning	<1	0.005-0.01	0.01-0.015	0.025
Forming	1-3	0.02 0.01	0.03 0.02	0.05 0.03
Plunge cutting and parting off	>3	0.005 0.01	0.015 0.02	0.03 0.04

1) For parts requiring high precision.

2) For parts with moderate tolerance requirements and parts that subsequently must be finish-machined.

Parting off and grooving

PARTING OFF IN CNC LATHES AND SIMILAR

Tool	Feed mm/rev.	Cutting speed m/min.
GC 235, 4025	0.05-0.15	55-110
HSS	0.02-0.05	25-35

THREADING

Tool	Grade	Cutting speed m/min.
Threading dies	HSS	3-6
Self-opening die heads	HSS	5-10
Thread chasers	HSS CC	20-35 80-135
Thread rolling	HSS CC	10-15 15-20
Thread turning	GC1020	80-100

DRILLING

Drill diameter mm	Feed mm/rev.	Speed rpm
0.5	0.005	26500
1	0.01	2500
3 ¹⁾	0.03	1500
5 ¹⁾	0.05	1200
8 ¹⁾	0.07	900
10 ¹⁾	0.09	700

¹⁾Cemented carbide drills of Delta type with the following data can also be used:
Grade: GC1020, speed 60-100 m/min.

MILLING

Operation	Grade	Feed mm/tooth	Cutting speed m/min.
Finish milling with high cutting speed under favourable working conditions	530 or 1025	0.1 0.2	140-180 110-150
Finish and medium-rough milling under normal to difficult working conditions	4030 or 4040	0.1 0.2	130-160 100-125
Medium-rough to rough milling under difficult conditions	SM30 or 4040	0.1 0.2	90-110 80-90

END MILLING

Tool type	Grade	Cutting speed
	CC	m/mm.
Indexable insert tools	530	190
	4030	165
Solid carbide end mills	4040	135
	GC1020	120
Brazed helical fluted end mills	P40	40

HOBGING

Tool	Cutting speed m/min.
CC	30-60
HSS	25-50

Reaming

Cutting speed for diameters > about 2 mm

Reamer	Grade	Cutting speed
		m/min.
Straight/helical fluted	HSS	10
	CC	25
Gun drill geometry	HSS	15

FEED IN REAMING

Diameter	Feed	Allowance
mm	mm/rev.	mm
1-5	0.05-0.10	0.05-0.10
6-10	0.10-0.20	0.10-0.20
11-20	0.15-0.30	0.20-0.30

All data is nominal. Values refer to 20°C unless otherwise stated

For other requirements and further information please contact your Sandvik office.

DISCLAIMER

Recommendations are for guidance only, and the suitability of a material for a specific application can be confirmed only when we know the actual service conditions. Continuous development may necessitate changes in technical data without notice. This datasheet is only valid for Sandvik materials.

APÊNDICE A


Aba ou asa / Lugs (Eng.)



Parte da **caixa** dos relógios, que é caracterizada por um duplo prolongamento do aro, na qual se prende a

bracelete ou a correia. A ligação com esta, normalmente é feita por meio de barras removíveis.

Asa de mola / Spring Bar (Eng.)

Pequena barra de metal com extremidades retrácteis por meio de molas,  que permitem a ligação da bracelete à caixa do relógio, e em particular às **abas** deste. As abas possuem pequenas indentações, que permitem a fixação semipermanente destas barras.

Acabamento acetinado / Satin-finishing (Eng.)

Tipo de acabamento superficial, que dá um efeito mate ao metal, caracterizado por estrias paralelas. O acabamento acetinado é obtido com passagens sucessivas de papel abrasivo, de grão cada vez mais fino, pelo material a ser decorado, até se obter o nível desejado de reflexão.

Ajuste / Adjustment (Eng.)

Procedimento efetuado por relojoeiros especializados com a função de calibrar o

movimento, devido às inúmeras interferências, inerentes ao **órgão regulador**. Estes procedimentos têm em conta, normalmente, quatro posições diferentes do **movimento**, sendo que, para movimentos de alta gama, são utilizadas seis posições distintas. Quando efetuados corretamente, estes ajustes, influenciam positivamente a cronometria de um relógio.

Ajuste de data

Função que permite a correção da data sem alterar ou interromper a marcha do relógio. Esta é feita normalmente por meio da **coroa** ou de um **corretor**.

Alarme / Alarm (Eng.)

Sinal de aviso sonoro, produzido por um pequeno **martelo**, ao bater numa barra cilíndrica enrolada em torno do **movimento**. Esta **complicação**, presente nalguns relógios mecânicos, é programada através da coroa e de um ponteiro adicional, que marca a que horas o sinal de aviso é acionado.

Ampulheta

Instrumento, normalmente compacto, de medição temporal muito utilizado na antiguidade. Este contém um material granuloso, fino no seu interior, que escoar de forma controlada por uma estrição. Desta forma é possível obter medições temporais de forma mais ou menos precisa.

Amplitude É o ângulo que a **roda de balanço** atinge a partir da sua posição de repouso. O controlo deste ângulo,

fundamental no que toca à cronometria de um relógio mecânico, é um dos principais desafios de **ajuste** que os relojoeiros enfrentam. Normalmente este ângulo é definido entre 270° a 310°.

Analógico / Analog Indications (Eng.)

Relógio mecânico com indicações por meio de ponteiros. Contrário dos relógios com indicações por meio de numeração em discos ou digitais

Âncora / Pallet-lever (Eng.)

Uma das partes mais complexas de um relógio mecânico. Esta é fabricada em aço ou latão e possui dois **rubis** nas suas extremidades. Tem a principal função de transmitir a energia proveniente da **transmissão** para a **roda de balanço**, e trabalha em conjunto com a **roda de escape** e a roda de balanço, de modo a libertar a energia proveniente da mola principal de uma forma constante e isócrona.



Antimagnético / Anti-magnetic (Eng.)

Os campos magnéticos, produzidos por equipamentos eletrônicos do quotidiano, representam um dos principais distúrbios ao funcionamento correto de um relógio mecânico. Um relógio mecânico é considerado antimagnético, se continuar a funcionar quando sujeito a um campo de 4800 A/m (Amperes por metro), com

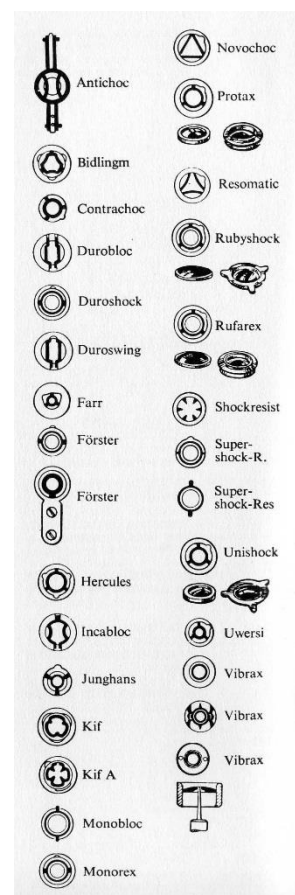


uma variação máxima de 30s por dia. Para o efeito, os componentes principais responsáveis

pela cronometria de um relógio mecânico, como o **órgão regulador**, são construídos em ligas com propriedades antimagnéticas, eliminando assim problemas de exposição aos campos magnéticos. Outras soluções são ainda adotadas por algumas marcas, como proteger todo o **movimento** com um escudo metálico condutor, como o ferro, que desvia os campos magnéticos em torno deste. Os movimentos que acabam magnetizados, perdem por completo as suas propriedades cronométricas, sendo geralmente a única opção a sua reparação, efetuada por um relojoeiro com acesso a um equipamento de desmagnetização.

Antichoque / Shock-protection (Eng.)

Um relógio que possua um sistema de proteção capaz de suportar uma queda de uma altura de cerca de 1 metro sobre uma superfície, sem que tal provoque qualquer dano ao seu mecanismo interno, diz-se antichoque. Para o efeito são introduzidos nas partes mais frágeis do **movimento**, dispositivos de proteção aos choques. Estes módulos funcionam à



semelhança de amortecedores, em que utilizam uma mola para dissipar energia de um impacto direto. Esta absorção de

energia de impacto impede, que este carregue diretamente os componentes mais delicados de um relógio, como pivôs ou a espiral. Evitam assim, reparações dispendiosas, e alteração de propriedades cronométricas, que de outra maneira seriam uma constante em relógios mecânicos. Estes módulos antichoque são produzidos normalmente por empresas independentes como a **Incabloc** ou Parachute

Automático / Automatic Winding (Eng.) É o relógio que, para além de poder obter energia através da **coroa**, obtém energia também através dos movimentos do pulso do seu utilizador.



Possuem um sistema constituído por um **rotor** de massa excêntrica, que através dos movimentos do pulso,

desencadeia oscilações que são transmitidas ao **tambor**, e por sua vez, à **mola principal**, recarregando-a.

Areamento / Sand-blasting (Eng.) Acabamento superficial, realizado em metais, que torna a sua superfície uniformemente opaca. É efetuado com recurso a jatos de areia ou fragmentos de outros materiais duros contra a superfície a ser tratada, conferindo-lhe um aspeto poroso.

Aro



É a parte central da **caixa** que sustém estruturalmente

todo o relógio, e na qual, se encontra alojado o movimento. Esta é fechada na parte superior pela **luneta**, e na parte inferior pelo **verso**. Para além disso, é no aro que se faz normalmente a ligação da bracelete do relógio através das **asas**, e são feitos os furos para o alojamento da **coroa** e, para eventuais **corretores**. Nos relógios com caixa de duas partes, o aro cumpre também a função de luneta, ao passo que nas caixas monobloco o aro é também o verso.

Árvore da corda / Winding stem (Eng.)



Peça que transmite o movimento da **coroa** às engrenagens da corda manual, e às engrenagens do ajuste da hora.

Autómatos

Figuras trabalhadas em relevo no metal e esmaltadas, presentes no mostrador, ou no **verso** de alguns relógios de alta gama, com partes do corpo ou outros elementos articulados, que se movem em simultâneo com os toques de um **repetidor**.



Botão / Pushpiece (Eng.)

É um elemento mecânico acoplado à lateral da **caixa**, que permite o controlo de determinadas funções. Este elemento liga assim a parte externa da **caixa**, ao **movimento**, permitindo ao utilizador

controlá-lo. Estes encontram-se presentes em **cronógrafos**, **GMT's** entre outros.

Botão deslizante / Slide (Eng.)



Utilizado em **relógios repetidores**. É uma peça de metal alongada, acoplada à lateral da caixa. Ao ser acionado/deslizado o botão deslizante, carrega assim, uma mola pertencente ao mecanismo percutor.

Bucha / Buching (Eng.) / Chaton (Fr.)

Pequeno anel de metal em que os rolamentos em rubi assentam.



Estes anéis são

normalmente seguros por meio de parafusos. Inicialmente o seu propósito era puramente estético, no entanto, os relojoeiros depressa arranjaram utilização prática para os mesmos, uma vez que estes permitem uma substituição muito mais rápida e eficaz dos rolamentos em rubi, que se encontrem danificados. Por serem muito mais fáceis de maquinar que os rubis que contêm, estes anéis podem ser fabricados em tamanhos *standard*, e por sua vez eliminar a necessidade de ajuste dos **engastes** maquinados nas **placas** do movimento aquando da reparação. Estes anéis em movimentos de alta gama, são normalmente fabricados em ouro.

Caixa / Case (Eng.)

Elemento que aloja e protege o movimento, na maioria das vezes formada por três partes: **aro**, **luneta** e **verso**. Se existir uma ausência da luneta ou do verso, a caixa terá então só duas partes, denominando-se assim por, **caixa monobloco**. Para a construção da caixa são normalmente utilizados materiais nobres,

como o ouro ou **platina**, podendo ser utilizados também o aço, materiais



compósitos, ou cerâmicos. As caixas podem ter inúmeras formas que vão desde a mais comum, redonda, até a formas abstratas. Esta, deve fornecer ao relógio, uma aparência tão atraente quanto possível, de modo a se adequar aos gostos dos mercados em que se inserem, nunca descurando da filosofia, de que o seu *design* deve ser intemporal.

Calendário anual / Annual calendar (Eng.)



Os relógios que contêm esta **complicação** são capazes de indicar o dia da semana, data, e, reconhecerem ainda, os meses com menos de

31 dias e o mês de fevereiro com 28 dias. Este calendário, não possui no entanto, a capacidade de prever os anos bissextos, pelo que, tem de ser corrigido manualmente pelo utilizador de quatro em quatro anos.

Calendário completo

Calendário que possui indicações do dia da semana, indicação de data, fases lunares, e meses. Estes, contrariamente ao **calendário anual**, não reconhecem os meses com menos de 31 dias, levando assim, a que se tenham de proceder a correções mensais, utilizando para o efeito **corretores**.

Calendário duplo

Relógio que no seu **mostrador** tem abertura ou janela com indicação do dia da semana e do mês.

Calendário perpétuo / Perpetual calendar (Eng.)

É a mais complexa das complicações relojoeiras ligadas à indicação do calendário, uma vez que, indica sempre a data, o dia,

e mês exatos, incluindo anos bissextos, sem necessidade de correções. Às informações referentes à data, dia e mês, acrescenta-se frequentemente a das fases da Lua.

Calendário triplo

Os relógios com este tipo de calendário identificam mês, dia do mês e o dia da semana.

Calibre / Caliber (Eng.)

Termo utilizado originalmente para definir o tamanho de um **movimento**. Pode ser expresso em milímetros ou em linhas (Ligne Fr. / 1 linha corresponde a cerca de 2,25mm). Com o tempo, este

passou a definir o tipo e forma do movimento, ligando-o à sua manufatura. Assim, o calibre permite, saber quem é o fornecedor de peças para fins de reparação ou substituição.

Caracol / Snail (Eng.)

Peça pertencente ao mecanismo de **repetição**. É um excêntrico, entalhado de modo a permitir a leitura e repetição das horas, quartos de hora, ou minutos.

Carrilhão

Mecanismo de **repetição** com três gongos de tons variados.

Chablon (Fr.)

Termo Francês para o **movimento** de um relógio, (não incluindo o mostrador e os ponteiros) apresentado sob a forma de **kit** pronto para montagem.

Champlevé (Fr.)

Trabalho efetuado à mão, na superfície de



um **mostrador** ou de uma caixa: o desenho é delimitado por fio de ouro fino, que forma cavidades, que são posteriormente preenchidas com esmalte

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

suposto suportarem atividades do tipo natação, surf, manuseamento de líquidos, etc... Os que apresentam denominação de mergulho, devem ser estanques até pelo menos 100 metros de profundidade. A resistência das caixas dos relógios à água é medida em Bars (1bar = 10 metros).

Fases de Lua / Moon-phase (Eng.)

Complicação que indica as fases da lua, através de uma janela semicircular, no mostrador do relógio. O disco que se encontra sob o mostrador possui 59 dentes, e gira duas vezes sobre o seu eixo durante

um período de 59 dias, garantindo



uma quase perfeita sincronização com o período lunar, que é de 29,53 dias (com efeito, o disco numa volta completa, mostra duas vezes as fases lunares). Este, possui assim duas figuras da lua cheia, diametralmente opostas. A discrepância de 0,03 dias, isto é, pouco mais de 44 minutos por mês, implica no entanto, um ajuste manual necessário a cada dois anos e meio, devido à perda de um dia em relação ao estado real das fases da Lua. Raramente são utilizadas relações de transmissão entre as **engrenagens** das fases da Lua, tais que apenas necessitem a correção manual a cada 100, embora tais **movimentos** existam.

Fixador da espiral / Balance spring stud (Eng.)

Pequena peça de metal contendo um parafuso, que segura a parte final da **espiral**, à ponte da **roda de balanço**.

Flyback

Complicação associada ao **cronógrafo** que permite a inicialização do mesmo sem haver necessidade de parar primeiro os contadores dos segundos e minutos.

Esta função é bastante utilizada em relógios com aplicações aeronáuticas.

Frequência

Termo geral para o número dos ciclos compreendidos na unidade de tempo, em relojoaria, é o número de oscilações por segundo, e é medida em Hertz (1Hz = 1 oscilação completa por segundo, igual a 7200 semi-oscilações por hora). Para fins práticos, a frequência de um relógio é expressa em alternância / hora (A/h).

Gaiola / Cesto do turbilhão / Turbillon Cage (Eng.)

Estrutura que suporta o **turbilhão**, na qual se encontram alojados o **órgão regulador** e o **escape**. A gaiola /



cesto é fundamental para um perfeito equilíbrio de todo o sistema, conferindo-lhe uma elevada rigidez e garantindo, ainda assim, um peso muito reduzido. Atualmente, a maioria dos turbilhões completam uma volta por minuto, pelo que a gaiola faz as vezes da engrenagem dos segundos. Além disto, o hábito de se mostrar o **turbilhão** através do **mostrador** tornou a gaiola / cesto, num elemento estético muito apreciado entre colecionadores.

Glucydur

Material metálico, como o qual são fabricadas as **rodas de balanço**, dos movimentos de elevada qualidade. Esta é constituída por uma liga de bronze e berílio (2-3%). Esta liga possui grande estabilidade estrutural, bem como características específicas, que a tornam ideais à sua utilização no **órgão regulador**. Destas características destacam-se: a resistência aos campos magnéticos e a estabilidade estrutural a

diferentes temperaturas, uma vez que apresenta um coeficiente de expansão térmica muito reduzido, garantindo assim, elevadas performances a nível cronométrico, nas mais variadas situações.

Gongo

Tira metálica, de secção circular, normalmente situada na periferia do movimento, em torno deste. Está presente na maioria dos relógios repetidores e alarmes, e tem como função fornecer um timbre específico, quando é atingida por os pequenos martelos característicos neste tipo de movimentos (**repetidores**). É normalmente fabricada em aço, uma vez que este material possui características de ressonância ideais para este tipo de aplicações. Nos movimentos **repetidores**, estão normalmente presentes dois gongos de comprimentos diferentes, conferindo duas tonalidades aos mesmos, um pouco à semelhança dos relógios presentes nas torres de igrejas.



Grande complicação / Grand complication (Eng.)



Denominação dada a relógios que possuam várias complicações inseridas no seu movimento. Relógios com esta denominação são normalmente fabricados, ao longo de um período de vários meses, devido à complexidade que o seu mecanismo apresenta. Sendo considerados relógios de luxo, alguns chegam a atingir os seis dígitos devido à sua morosa e difícil construção.

Greenwich

O Observatório de Greenwich foi fundado em 1675 e tinha como objetivo solucionar problemas de navegação em alto mar. Mais precisamente, a medição correta da longitude. Por ele passa o meridiano de longitude zero conforme convencionado em 1884 por vários países.

Guillhoché

Técnica de gravação mecânica, efetuada principalmente em **mostradores** de relógios, que consiste na execução de sulcos desenhados, conforme um padrão



intricado de linhas geométricas especificado pela própria máquina, através de um sistema de cames. A qualidade do padrão gravado, embora seja executado por uma máquina, depende inteiramente da experiência do artesão que a produz, uma vez que este, é que define a pressão com que a ferramenta de corte sulca o material. Esta arte encontra-se em extinção, pois, para a dominar, os artesões necessitam de muitos anos de treino contínuo. Hoje em dia, já aparecem trabalhos de guillhoché efetuados inteiramente por máquinas, como por exemplo por cnc, que embora

produzam padrões semelhantes aos métodos mais arcaicos, não conseguem de todo, atingir a perfeição de um artesão especializado.

GMT

Os relógios que possuem a complicação GMT (Greenwich Mean Time) permitem a visualização dos 24 fusos horários, cada um ligado a uma cidade de referência importante, para indicar instantaneamente a hora exata em qualquer país (utilizando como cidade de referência a mais próxima conhecida). Normalmente nestes modelos, a escala com as cidades é gravada numa parte fixa, e um anel periférico, com as 24 horas, roda de acordo com os ponteiros, mas completando apenas uma volta por dia. Por baixo de cada cidade, é possível ler-se a hora local diurna ou noturna

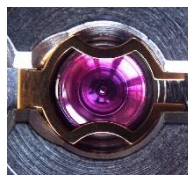
Horário de verão

Introduzido com o objetivo de as pessoas, adiantarem o início das suas atividades diárias, de forma a realizarem a maior parte delas durante duração de luz do dia, a fim de poupar energia elétrica. A primeira proposta de implantação do Horário de Verão foi realizada em Inglaterra, por William Willet, em 1907.

Horas saltantes / Jumping hours (Eng.)

Visualização em formato digital das horas, numa janela no **mostrador**, e a indicação dos minutos através de ponteiros. A cada volta completa do ponteiro dos minutos um gatilho provoca o salto instantâneo numa unidade da numeração referente à indicação da hora. Ver **mostrador digital das horas**.

Incabloc



Sistema antichoque utilizado na maioria dos relógios de proveniência Suíça. Este sistema **antichoque**, assim denominado devido às suas características e à marca que o fabrica, é utilizado nos pivôs da **roda de balanço**, evitando que estes se quebrem devido a choques de impacto. A geometria do sistema utilizado por esta marca tem bastante sucesso, pelo que é o modelo mais utilizado, no entanto não é o único disponível no mercado, havendo outras alternativas que oferecem resultados igualmente satisfatórios.

Indicador de reserva de marcha

Os relógios com esta complicação permitem saber o tempo total de funcionamento, até ao desenrolar completo da **mola principal**, ou corda. Para esta indicação é usado um ponteiro, e uma escala, à semelhança do indicador do nível de gasolina presente nos automóveis. Esta



complicação torna-se especialmente útil em relógios automáticos ou de **reservas de marcha** muito longas, (4,5 ou mais dias) uma vez que o seu utilizador não tem de dar corda aos mesmos todos os dias, não criando assim o hábito, correndo o risco de se esquecer e este parar. Assim, esta **complicação** oferece um aviso visível, de modo a que o utilizador saiba a altura correta de dar corda, bem como a altura em que o relógio já possui a corda completa.

Indicador retrógrado / Retrograde indication (Eng.)



Diz-se do ponteiro que, ao indicar uma determinada função, em vez de perfazer uma volta de 360° dá lugar a uma nova medição deslocando-se

numa escala de arco de círculo (geralmente entre 90° e 180°) voltando para trás instantaneamente, com um disparo associado a uma mola. Habitualmente os ponteiros retrógrados são utilizados para indicar a data, o dia ou o mês, mas existem também exemplos de horas, minutos e segundos retrógrados. Em relação à indicação clássica sobre 360°, a retrógrada prevê a inserção no **movimento** de base, um mecanismo apropriado, pelo que é considerado uma **complicação**.

Índices

Elementos pintados, serigrafados ou aplicados no **mostrador**, por vezes luminescentes, que normalmente servem de referência aos ponteiros para indicar os intervalos de tempo, ou outro tipo de informações. Nos relógios de nível superior, os índices, podem ser de materiais nobres como o ouro platina ou prata. Quando aplicados, independentemente do material em que são feitos, os índices são sempre colocados à mão no **mostrador** e fixos através de soldadura no verso desse mesmo **mostrador**.

Lapidação / Lapping (Eng.)

Processo de desgaste e polimento utilizado para dar forma a gemas ou

pedras preciosas. A correta lapidação de uma gema ou pedra preciosa requer treino e perícia, e uma vez corretamente efetuada, pode valorizar a mesma, mesmo que para o efeito tenham de ser desbastadas grandes quantidades de



material precioso.

Linha / Ligne (Fr.)

Antiga unidade de medida utilizada ainda nos dias de hoje na França e Suíça, que corresponde a 2,25mm e que é utilizada para determinar as dimensões de um calibre de relógio.

Lubrificação

Utilizada para reduzir os atritos de funcionamento existentes nos pontos de contacto entre os pivôs das engrenagens e os respetivos rolamentos, na **mola principal** e nos contactos entre alavancas, molas e cames. Estes são lubrificados com óleos específicos de baixíssima densidade, especialmente desenvolvidos para o efeito. Estes óleos, estão sujeitos a deterioração, devido a diversos fatores ao longo do tempo, pelo que obriga, a que os relógios mecânicos passem por uma inspeção após um período determinado pelo fabricante, de modo a continuarem a funcionar corretamente. Este facto contribui muito como dissuasor para a compra de relógios mecânicos.

Luminescência

Propriedade do material usado nos



índices e / ou ponteiros para emitir no escuro, sob a forma de radiação eletromagnética, a energia luminosa previamente absorvida. O trítio,

usado até há alguns anos, foi substituído por outras substâncias, como Superluminova e Lumibrite, capazes de assegurar emissões luminosas com radioatividade praticamente nula.

Luneta

Parte da caixa que aloja o vidro, que pode ser um todo com o aro, ou para facilitar o intercâmbio do próprio vidro e a inspeção do mostrador, um elemento independente. Neste caso, fixa-se geralmente o vidro no aro por acoplamento geométrico forçado ou por aparafusamento.

Manual

Diz-se do relógio, cuja energia potencial armazenada na **mola principal**, é fornecida à mão através do ato de dar à corda, ou seja, através da rotação manual da **coroa**. O movimento transmitido pelos dedos à coroa é enviado ao **movimento**, através da árvore de corda, e através de uma série de engrenagens até ao tambor e finalmente até à mola principal.

Martelo



Órgão em aço ou latão, presente nos movimentos dos relógios com

repetidores ou alarmes, que batem num gongo ou numa campainha, de forma a produzir o efeito sonoro de um sino ou de um toque (no caso da repetição).

Massa oscilante

Ver **rotor**.

Manufatura

Na indústria relojoeira Suíça, o termo é utilizado para fábricas/oficinas, nas quais, quase todas as peças de um relógio são fabricadas, acabadas e montadas de forma manual. Embora, a grande maioria das fábricas de relógios Suíças se auto denominem de manufaturas, estas na realidade não o são, pois o elevado número de encomendas levou a que estas se virassem para equipamentos de produção automatizados. Hoje em dia restam muito poucas manufaturas reais, sendo que estas são normalmente marcas que produzem um número muito limitado de relógios, mas que compensam pela elevada qualidade de acabamentos e fabricação.

Marca do fabricante / Makers mark (Eng.)

Marca colocada no **mostrador**, no **movimento**, ou até na caixa, que identifica a proveniência do fabricante que produziu o relógio em questão.

Mecanismo de Genebra / Stopwork (Eng.)

Nome dado a um tipo específico de mecanismo, caracterizado por duas rodas de formas semelhantes, mas não iguais, que



tem como função

principal, parar a rotação do órgão a elas associado, pela introdução de uma geometria de dentes especial nas duas rodas.

Módulo

Mecanismo autónomo e independente do calibre base, adicionado ao **movimento**



para se dispor de uma função suplementar, ou seja, de uma complicação como: **cronógrafo, reserva de marcha, GMT, calendário perpétuo ou completo**, etc. O módulo é normalmente formado por uma placa, que suporta os órgãos necessários ao funcionamento das complicações adicionadas, e é estudado para se acoplar facilmente ao movimento base.

Mola principal / Main spring (Eng.)

Força motriz de um relógio contida no **tambor**. É uma tira de aço longa, de secção retangular muito fina enrolada em espiral. É utilizada para armazenar a energia potencial elástica que um relógio mecânico precisa de forma a funcionar. A mola principal desenvolve o seu binário máximo, quando completamente enrolada. À medida que a tensão da mola diminui, também o seu binário sofre uma redução, o que afeta a marcha normal do relógio. Em relógios com corda automática, a mola principal é continuamente enrolada, o que provoca um nível de binário constante,

assegurando-se desse modo que a marcha do relógio se mantém praticamente invariável, enquanto este estiver a ser utilizado. Nos relógios de pulso modernos, utiliza-se frequentemente uma mola principal denominada por "Nivaflex", (nome atribuído pela marca que a produz), fabricada numa liga especial de grande elasticidade e resistência prolongada e com uma forma característica que tenta diminuir ao máximo as diferenças entre binários nos dois extremos de funcionamento da mola.



Mola de retenção / Swan neck regulator (Eng.)

Elemento que, em conjunto com o **parafuso micrométrico**, trava e guia a **raqueta**. Este sistema, garante uma regulação da precisão do movimento, de modo a se atingirem margens de erro de poucos segundos. A forma curva da mola (que recorda a forma de um pescoço de um cisne, daí também o nome de "regulação de pescoço de cisne") e o seu acabamento contribuem para o sucesso estético do próprio **movimento**.



Monopulsante / Monopusher (Eng.)

Termo relativo a um tipo de **cronógrafos**. Nestes cronógrafos a função, normalmente realizada por dois botões, de iniciar, parar e reiniciar, é realizada apenas por um botão, normalmente situado na coroa

Mostrador / Dial (Eng.)

Placa em metal, ou outro material, contendo os **índices** e outras indicações, com a função de mostrar as horas, minutos, segundos entre outros. Os mostradores variam muito em forma, decoração, material, etc... sendo fulcrais para o *design* geral do relógio, uma vez que são o elemento primário, para que o relógio é construído. O mostrador é fixo à placa do movimento por meio de parafusos, posicionados sobre a parte de trás, aparafusados ou inseridos à pressão. Para dar relevo a zonas particulares, a superfície é tratada ou aplicam-se elementos independentes (**índices**, trabalhos em **gillhoché**, ou **mostradores pequenos**).

Mostrador pequeno

Um dos pequenos mostradores suplementares que podem estar presentes, em diversas posições excêntricas, no mostrador principal para indicações relativas de várias funções: contadores de segundos e similares. São frequentemente



postos em relevo com um trabalho diferente do mostrador principal.

Mostrador analógico

Mostrador clássico constituído por um par de ponteiros ou mais. A leitura das horas é obtida através da posição que os ponteiros têm sobre o mostrador do relógio.

Mostrador analógico-digital

Diz-se do mostrador que é constituído por ponteiros e por indicadores numéricos.

Mostrador regulador / Regulator dial (Eng.)

Neste tipo de mostradores as horas, minutos e segundos são apresentados em pequenos mostradores, independentes uns dos outros. Estes relógios são



construídos, de modo a serem certificados como cronómetros, e são utilizados por colecionadores como referência horária para toda a coleção.

Mostrador digital das horas

A indicação das horas em relógios mecânicos também pode ser feita através de números contrariamente aos ponteiros. É o que acontece nos relógios que



possuem discos marcados com números, que giram por baixo do mostrador, e cuja leitura das horas é realizada através de janelas existentes no **mostrador** principal do relógio.

Movimento



Conjunto dos órgãos motores principais de um relógio não incluindo o **mostrador** e a **caixa**. Os movimentos dividem-se em duas grandes famílias, de quartzo e mecânicos, estes últimos distinguem-se pela corda manual ou automática. Os

movimentos mecânicos são sempre compostos por uma **placa principal** (elemento estrutural que suporta todos os órgãos) assim como **engrenagens**, alavancas, molas (para a transmissão do movimento) e **pontes** (que seguram as engrenagens prendendo-as entre elas por meio de rubis) juntamente com o **órgão regulador** (formados pelo balanço espiral e escape), **órgão motor** (formado por mola e tambor) e sistema de recarga e reposição da hora (posicionado geralmente atrás do mostrador, e encarregue de transmitir o movimento da **coroa** ao próprio movimento, seja pela ação de recarga, seja para a regulação dos ponteiros). Os movimentos podem ter formas, diâmetros e espessuras muito diferenciados, de acordo com as exigências do fabricante e do grau de refinação de construção. Para se poder reconhecer e classificar cada movimento,

são-lhe atribuídos marcas e número de calibre na fábrica, para que se possa identificar a tipologia e as características técnicas dos mesmos.

Movimento de oito dias

São os movimentos, e portanto os relógios, que possuem uma **reserva de marcha** de oito dias. Para isso neste tipo de movimentos é utilizado uma engrenagem adicional na transmissão.

Nivarox

Nome de uma liga metálica utilizada na fabricação das **molas principais** e **espirais**. Possui características especiais como ser inoxidável, antimagnética e praticamente insensível a variações de temperatura.

Órgão regulador / Regulating organ (Eng.) Conjunto das peças que compreendem o sistema regulador (**roda de balanço** e **espiral**) e o **escape**, roda de escape e **âncora**). Este conjunto determina a subdivisão isócrona do tempo, num movimento mecânico, assegurando a cronometria e a precisão do mesmo. De modo a conseguir isto, é necessário que a roda de balanço e espiral não sejam influenciados por variações de temperatura, (que provocam dilatações térmicas e variações do índice de elasticidade da espiral), por variações de posição (por uma equilibragem imperfeita da **roda de balanço**) e por



variações de amplitude da oscilação (à medida que a mola descarrega, a força motriz diminui de intensidade e os impulsos transmitidos pela **âncora** à roda de **balanço** são menos eficazes e por isso mais fracos).

Parafuso micrométrico

Elemento posicionado na **raqueta** que permite deslocamentos infinitesimais para se obter uma afinação precisa do movimento. O parafuso micrométrico tem geralmente na cabeça dois orifícios de passagem num ângulo de 90°, para permitir a utilização de um instrumento apropriado e fazê-lo rodar, em qualquer posição que este se encontre, tornando assim fácil o processo de ajustamento do relógio.

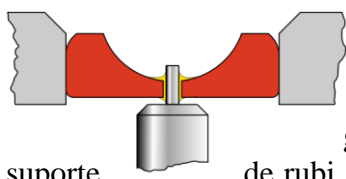
Perlage (Fr.)



Decoração superficial das placas, pontes ou rotores em forma de numerosas rosetas ligeiramente sobrepostas, que se obtém com uma fresa de pontas cilíndricas em conjunto com uma pasta abrasiva.

Pino

Parte terminal do eixo de uma engrenagem ou do eixo da roda de balanço, que gira num suporte de rubi. Sendo a forma



e dimensões determinantes para a redução do atrito, os pinos do eixo da roda de balanço são particularmente finos, o que implica uma maior fragilidade do mesmo. Para evitar eventuais fraturas, estes pinos estão assentes em sistemas antichoque.

Pinhão

Elemento, que com a roda dentada e o eixo forma uma engrenagem. O pinhão tem menos dentes do que a roda dentada e é o órgão que transmite a força motriz de uma engrenagem para a outra. Os dentes do pinhão (normalmente entre 4 e 12) são polidos até ao espelhado, para reduzir ao máximo o atrito de contacto entre engrenagens.

Placa principal / MainPlate (Eng.)



Parte do **movimento** que suporta a maioria dos seus componentes, incluindo o **tambor**, **engrenagens**, **pontes**, **órgão regulador** etc.

Placa de três quartos / Three-quarter plate (Eng.)

É um tipo de placa que suporta o **tambor** e as **engrenagens** do **movimento** em simultâneo, com a exceção do **órgão regulador**. Este tipo de placa,



embora de difícil construção e montagem, confere a todo o movimento grande resistência e excelente precisão dimensional.

Platina / Platinum (Eng.)

Metal precioso, raro e muito valioso, de considerável dureza e resistência utilizado na relojoaria.

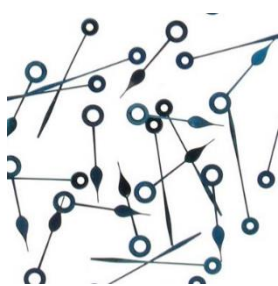
Ponte

Elemento metálico estrutural de um **movimento** que sustenta as **engrenagens** da **transmissão**, o **órgão regulador** e o **tambor**. Cada ponte é fixa à **placa principal** com parafusos e bloqueada numa determinada posição por pinos calibrados, para assegurar a centragem dos **rubis** entre estas (pontes) e a **placa principal**. Nos movimentos de elevada qualidade, as superfícies tanto à vista como escondidas das pontes, são sujeitas



a acabamentos, como **perlage** e **côtes de geneve** e as suas arestas são chanfradas e polidas, contribuindo para um aspeto agradável, bem como um funcionamento correto dos seus componentes.

Ponteiros



São as partes do relógio que permitem a leitura de forma analógica das horas, minutos e segundos entre outras funções fornecidas por complicações adicionais. Geralmente são fabricados em latão, mas em movimentos

de alta gama são também produzidos em aço ou ouro. Os ponteiros, podem ter inúmeras formas, participando de modo ativo no sucesso a nível estético de todo o relógio, visto que é para estes que o utilizador mais olha.

Posições de ajuste / Timing positions (Eng.)

O órgão regulador presente nos relógios mecânicos, sofre alterações de isocronismo, devido aos diferentes posicionamentos deste aquando o uso do relógio. Estas diferenças no isocronismo levam, a que o relógio obtenha performances deficientes quando este não é calibrado. Assim, ao sair de uma linha de montagem, os movimentos mecânicos são sujeitos a um ajuste cronométrico em todas as posições, efetuado por um relojoeiro especializado, e recorrendo a uma máquina especialmente criada para o efeito. Este ajuste, no entanto é feito manualmente pelo relojoeiro, o que torna este processo um trabalho moroso. Assim a maioria dos relógios são ajustados em 4 posições, sendo as principais às que o movimento mais está sujeito ao longo de toda a sua utilização. Em movimentos de alta gama os relógios apresentam ajustes em 6 posições, o que confere um ajuste



para todas as posições possíveis que o relógio pode tomar.

Precisão / Accuracy (Eng.)

Diz-se preciso, o relógio que consegue marcar corretamente o tempo ao longo de um intervalo de tempo considerável. Quanto mais preciso este é, mais fiável é.

Os relógios mais precisos de todos são os cronómetros (ver cronómetros).

Punção de Genebra / Geneva seal (Eng.)



Reconhecimento dado pelo cantão de Genebra a movimentos, Suíços, que respeitam todas as regras da alta relojoaria definidas por eles. Estas incluem:

acabamentos, ajustamentos, precisão, método de fabrico, características dimensionais entre outras. A punção de Genebra é impressa numa das pontes, e é representada por um escudo dividido ao meio com uma águia e uma chave, símbolo do cantão, e confere ao movimento um estatuto de qualidade superior, bem como dá garantia a quem o adquire de que este é fabricado na Suíça e segundo todas as regras tradicionais da alta relojoaria. Hoje em dia, apenas uma marca produz todos os seus movimentos, de acordo com as regras do cantão de Genebra.

Racks (Eng.)

O mecanismo de **repetição** incorpora três peças de forma redonda chamadas "racks": uma para as horas, uma para os quartos e uma para os minutos. Quando o **botão deslizante** é ativado, as "racks" caem nos diferentes caracóis (**snails**), e a sua posição determina o número de golpes efetuados pelos **martelos** nos **gongos**.

Raqueta / Regulador / Regulator (Eng.)

Órgão que permite regular o funcionamento de um movimento,



alongando, ou encurtando a parte ativa da **espiral**. A raqueta encontra-se acoplada à **ponte da roda de balanço**, e envolve a **espiral** com dois pequenos pinos paralelos. Ao ser movida, a raqueta, movimenta também os pinos, alongando, ou encurtando assim, a parte ativa da espiral a puxar a **roda de balanço**, alterando desta forma a frequência de vibração da mesma. Esta correção, adianta ou atrasa o movimento, de forma a obter-se uma leitura precisa e isócrona do tempo.

Relógios mecânicos automáticos

Ver **automático**.

Repetidor / Repeater (Eng.)



Mecanismo de sinalização acústica do tempo, que (ao contrário dos relógios

com campainha à passagem, isto é, que dão o número das horas automaticamente) funciona a comando, acionando um **botão deslizante** no lado da caixa. Há vários tipos de repetidores: repetidor de quarto-de-hora: este fazem soar uma nota para as horas e um "ding-dong" para cada um dos quartos; repetidor de cinco minutos: fazem soar as horas, quartos e cada período de cinco minutos após os quartos; repetidor de minutos: fazem soar as horas, quartos e os minutos; grande sonnerie; fazem soar as horas e quartos automaticamente, podendo repetir quando um botão é pressionado; repetidor de Chiming: os quartos são marcados em três ou quatro gongos de tom e passos diferentes. Estes mecanismos foram introduzidos na antiguidade, pois com a falta de luz, havia necessidade de se saber a hora, sendo a única forma de se obter uma leitura temporal a partir de um relógio acústico.

Reserva de marcha / Power-reserve (Eng.)

É a quantidade de energia/autonomia (corda) armazenada **na mola principal** do relógio necessária para mantê-lo a funcionar por um determinado tempo.

Rotor



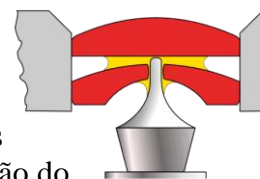
Massa oscilante utilizada nos relógios **automáticos** para fornecer energia à **mola principal** do movimento. Ver **relógios mecânicos automáticos**.

Rubi / Rubies (Eng) / Jewels (Eng)

São os rolamentos utilizados em relojoaria, localizados nos **engastes** das



pontes, placas e âncora e têm a função de redução do atrito entre as partes móveis do movimento. São sintetizados geralmente a partir de óxido de alumínio (Corundum), com exceção de pedras preciosas ou semipreciosas como diamante, rubi, safira ou granada que são usados geralmente em relógios mais luxuosos. Como exemplos, podem ser citados os rubis utilizados para redução do atrito nos pivôs do eixo da roda do balanço e as pontas da **âncora** do **escape** em contacto com a roda de escape.



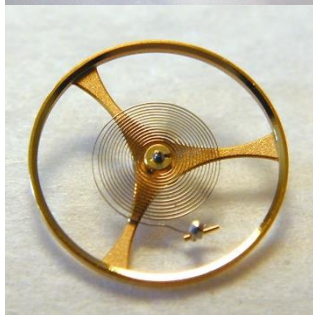
Revestimento / Plating (Eng.)

Exposição de um metal a tratamento galvânico para depor uma ligeira camada de ouro ou de outros metais apropriados, como prata, cromo, ródio, ou paládio, sobre uma base geralmente de latão ou de aço. Este tipo de acabamento serve como fim estético mas também como proteção contra os elementos das diferentes partes tratadas.

Safira

Material sintetizado semelhante ao Corundum, altamente resistente a riscos, usado para cristais do relógio sobre o **mostrador** e às vezes no verso da caixa.

Roda de balanço / Balance wheel (Eng.)



Parte integrante do **órgão regulador**, que regula a cadência com a qual a mola principal se

desenrola, permitindo assim o movimento das engrenagens do relógio de forma controlada. A um movimento

completo do balanço chama-se uma oscilação. É esta massa oscilante que, juntamente com a **espiral**, constitui o coração do movimento. No passado, a forma do balanço (em forma de anel inteiro ou cortado transversalmente, mono ou bimetálico) e o posicionamento dos parafusos de equilibragem, comportavam construções muito sofisticadas. Atualmente, graças ao uso de metais mais estáveis, às variações de temperatura e indução de campos magnéticos, a construção simplificou-se, e os parafusos na periferia da roda de balanço praticamente desapareceram. Hoje em dia são poucas as casas que adotam massas excêntricas ou de parafuso na coroa ou nos braços do balanço para a regulação precisa das horas embora seja ainda utilizado especialmente em movimentos de alta gama.

Bisel / Bezel (Eng.)

Aro colocado na parte superior da caixa de um relógio, em regra, em torno do vidro do mesmo, onde são colocados



ou rotativo, unidireccionalmente ou bidireccionalmente.

diferentes tipos de escalas para marcação de tempo, como segundo fuso horário, despertador, etc...O bisel

deve ser fixo,

Segundo

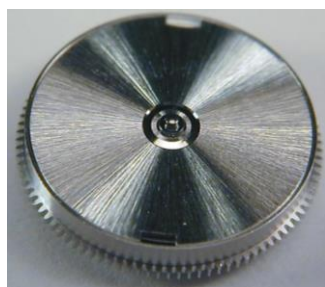
Unidade de tempo básica, correspondendo a $1/86.400$ do dia solar médio, isto é, a duração da rotação sobre o próprio eixo de uma Terra ideal que descreve um círculo em volta do sol num ano, a uma velocidade constante e no plano do Equador. Após a Segunda Guerra Mundial, os relógios atômicos tornaram-se tão precisos que poderiam demonstrar as irregularidades infinitesimais (alguns centésimos de um segundo por ano) da rotação da terra sobre seu próprio eixo. Decidiu-se então redefinir o padrão (segundo); isto foi feito pela 1a. Conferência Geral Sobre Pesos e Medidas em 1967, nos seguintes termos: "o segundo é a duração de 9.192.631.770 períodos da radiação que corresponde à transição entre os dois níveis híper-finos do estado fundamental do átomo do Césio 133". Convencionalmente, o segundo é subdividido em décimos, centésimos, milésimos (milissegundos), milionésimos (microsegundos), em bilionésimos (nano- segundos) e em trilionésimos (pico-segundos).

Superluminova

Material luminescente aplicado nos ponteiros e nos **mostradores** dos relógios, para permitir a sua visualização na ausência de luz. Este material, que não

é afetado por variações de temperatura, uma vez exposto à luz solar, incandescente ou fluorescente por cerca de 30 segundos, armazena energia para brilhar por 6 a 8 horas.

Tambor / Mainspring barrel (Eng.)



Órgão do movimento com a forma de um tambor baixo e largo, que contém a mola principal e cuja periferia

é dentada, engrenando com o **pinhão** da primeira engrenagem da **transmissão**. O conjunto mola-tambor é também conhecido por **órgão motor**. No interior do tambor, a mola enrola-se num eixo (árvore) que é por sua vez rodada pela coroa ou, no caso dos movimentos automáticos, também pelas engrenagens cujo movimento é dado pelo rotor.

Tempra / Bluing (Eng.)



Tipo de acabamento, conferido principalmente a parafusos de relógios de alta gama, em que estes são sujeitos a altas temperaturas até atingirem uma cor azulada. Em relógios comuns este tipo de acabamento é atingido pintando os parafusos de uma cor que seja semelhante ao tom de azul obtido por este tratamento térmico.

Tonneau (Fr.)



Forma particular da **caixa** que reproduz o perfil de um barril, isto é, com os topos cortados horizontalmente e os lados verticais mais longos curvos.

Transmissão / Going Train (Eng.)



Conjunto de engrenagens, responsável por transmitir a energia proveniente do tambor, ao **órgão regulador**. Normalmente, este conjunto, é composto por três engrenagens, que estão dimensionadas de modo a que, a engrenagem anterior à roda de escape gire uma vez por minuto. Normalmente o perfil das rodas dentadas utilizado é o cicloidal devido à sua eficiência, e estas são ainda polidas até ao espelhado, reduzindo assim ao máximo, os atritos de contacto entre elas.

Titânio

Este material introduzido recentemente na relojoaria é utilizado principalmente no fabrico de pulseiras e caixas de relógios. É um metal mais leve e mais resistente que o aço, sendo assim, uma escolha muito apreciada em relógios desportivos.

Turbilhão / Tourbillon (Fr.)

Mecanismo inventado pelo relojoeiro Francês, Abraham Louis Breguet, em 1795. Este tipo de

escape foi inventado, de modo a dar resposta à falta de precisão que os relógios (de bolso) apresentavam na época. Este sistema pega no escape comum e compacta-o numa unidade que gira sobre si mesmo a cada minuto, com o propósito de anular a força da gravidade a que o órgão regulador está constantemente sujeito. Na altura foi um grande salto em frente no que toca à precisão, levando a cronometria dos relógios de bolso a um novo nível.

Turbilhão tri axial / Triaxial tourbillon (Eng.)

O turbilhão tri-axial veio dar resposta à necessidade de levar a ideia da invenção de

Breguet para os relógios de pulso. Desenvolvido por Richard Good em 1987 este tipo de escape pega no conceito do turbilhão, em que este gira segundo um só eixo, e leva-o a girar em torno de 2 eixos adicionais. O sistema, assim, torna-se muito mais eficiente, ao anular as forças da gravidade, quando este relógio é colocado no pulso.

Válvula de escape de hélio

A finalidade da válvula de escape presente nalguns relógios de mergulho, usados a altas profundidades, é permitir

que o hélio que se acumula devido às elevadas pressões existentes nessas



profundidades saia de dentro da caixa do relógio sem causar danos à mesma.

Verso / Case back (Eng.)

Elemento da caixa fixo na parte de trás, que, uma vez removido, permite o acesso ao movimento, facilitando as operações de reparação controlo e regulação do mesmo. O verso, na maioria das vezes em aço, é fixo ao **aro** através de, fecho à pressão, fecho por parafuso e fecho através de vários parafusos. O primeiro tipo de fecho é adotado exclusivamente em relógios impermeáveis, o segundo assegura a estanquicidade às infiltrações e é adotado nos modelos subaquáticos e desportivos, o terceiro está ligado as construções de elevado nível de qualidade técnica. O verso pode ainda conter um vidro, em safira ou vidro, que permita admirar o movimento do relógio.

Vibração / Semi-oscilação / Batimento / Beat (Eng.)

Metade de uma **oscilação**. O número de vibrações numa hora denomina-se por frequência e é esta que define o número de vezes em que o tempo é fracionado. A frequência depende diretamente da massa

e inércia da **roda de balanço**, e da constante de elasticidade da **espiral**. As vibrações mais utilizadas nos movimentos mecânicos são de 18000, 21000, 28800 e 36000 V/h. Até ao final dos anos 50 apenas relógios com 18000 V/h eram utilizados. Com o posterior avanço dos materiais que compõem o órgão regulador, novas e mais rápidas frequências foram adotadas, de modo a tornar os relógios mais precisos. Hoje em dia a frequência mais utilizada é a de 28800, pois para frequências mais altas, problemas de tribologia começam a surgir.

APÊNDICE B

1. PROJETO

1.1. Transmissão de corda e acerto de hora

CONFIDENCIAL

Figura AB.1. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência da transmissão de corda e acerto de hora

A corda que é fornecida pelo utilizador do relógio através da ação de rotação da coroa, situada na periferia da caixa, é o que permite à mola principal armazenar a energia potencial elástica necessária ao movimento mecânico das transmissões. Esta rotação da coroa é transmitida à mola principal por meio de um conjunto de engrenagens que, ao ser rodada num determinado sentido, a enrolam, sendo que, após ter sido dada a corda a transmissão possui um sistema anti retorno que previne que a mola se volte a desenrolar, que é composto por uma roda com um dentado de configuração especial, e uma mola que engrena nesse mesmo dentado. A mola principal desenrola-se então de forma controlada (pelo órgão regulador) através do tambor.

CONFIDENCIAL

Figura AB.2. Vista isométrica da transmissão de corda

Para o acerto de hora é utilizado também uma transmissão, que por sua vez vai engrenar noutra transmissão conectada à transmissão principal, responsável pelo controlo dos ponteiros do relógio. A primeira vai ser acionada pela coroa quando esta é puxada para fora da caixa e rodada pelo utilizador. Nessa altura, entra em ação um conjunto de cames, denominado por “*keyless work*”, que desengrena mecanicamente a coroa da transmissão responsável pela corda, e a engrenam na transmissão responsável pelo acerto de hora. Assim o utilizador fica em condições de controlar os ponteiros do relógio para efetuar os acertos necessários.

CONFIDENCIAL

Figura AB.3. Funcionamento do “*keyless work*”

Ao serem rodados para fins de acerto, os ponteiros, que estão conectados a todo o movimento por meio da transmissão responsável por controlá-los, não devem transmitir esses movimentos de acerto a todo o movimento, pois poderiam causar graves danos às partes mais sensíveis do mesmo, para o efeito. Assim, utiliza-se uma roda de fricção, que transmite o seu movimento à transmissão dos ponteiros por via axial, sendo que a sua conexão com o mesmo, é feita por fricção, que é suficientemente forte para transmitir a força motriz proveniente do movimento, mas suficientemente fraca para aquando da ação do acerto de hora deixar de transmitir movimento.

CONFIDENCIAL

Figura AB 4. Pormenor da roda de fricção

O *layout* deste conjunto de transmissões depende diretamente do *layout* da transmissão principal e do posicionamento dos ponteiros no mostrador, uma vez que a função deste é controlar cada um destes sistemas. Assim, após um processo iterativo semelhante ao do ponto anterior (2.5.1) verificou-se que:

Para a transmissão de corda a relação de transmissão não é relevante, pelo que, apenas se procedeu a um dimensionamento das diferentes rodas dentadas, de acordo com o espaço disponível e os eixos concorrentes.

Tabela AB.1. Características dimensionais da transmissão de corda

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura AB.5. *Layout* das transmissões de corda e acerto de hora

Na transmissão de acerto de hora a relação também não é revelante. Pelo que, esta também foi dimensionada de acordo com o espaço disponível.

Tabela AB 2. Características dimensionais da transmissão de acerto de hora

CONFIDENCIAL

As restantes rodas dentadas, para movimentos mais simples, fazem parte da transmissão de controlo dos ponteiros, no entanto, para o presente movimento, o controlo dos ponteiros vai ser efetuado por um sistema retrógrado (apresentado num ponto a seguir), que é uma complicação, pelo que se considera, para fins de cálculo, que este sistema representado é pertencente ao sistema de transmissão de acerto de hora. Este,

contrariamente às transmissões anteriores, tem de ser dimensionado de acordo com uma relação específica entre engrenagens:

CONFIDENCIAL

Figura AB.6. Engrenamento da transmissão principal com a roda de fricção

A roda de fricção, que está diretamente engrenada na roda auxiliar da transmissão principal, transmite a sua rotação para o pinhão canhão que por sua vez esta engrenado na roda dos minutos e assim sucessivamente até à roda das horas (roda representada mais acima no sistema). Este sistema é uma transmissão redutora com a seguinte relação de transmissão:

CONFIDENCIAL

Assim sabemos que o pinhão canhão efetua meia revolução a cada hora e então:

$$\frac{n_{Roda\ das\ horas}}{n_{Pinhão\ canhão}} = \frac{Z_{Pinhão\ canhão} \times Z_{Pinhão\ dos\ minutos}}{Z_{Roda\ das\ horas} \times Z_{Roda\ dos\ minutos}} \quad (AB.1.1)$$

CONFIDENCIAL

Assim a relação de transmissão é de 2/0.084/h

Tabela AB.3. Características dimensionais da transmissão redutora das horas

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura AB.7. Vistas isométricas do *layout* da transmissão de corda e da transmissão de acerto de hora

1.1. Transmissão de tempo

CONFIDENCIAL

Figura AB.8. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência da transmissão de tempo

A transmissão de tempo é efetuada por um mecanismo retrógrado, que é uma complicação adicionada ao movimento projetado. Esta complicação, vem resolver um problema que advém da utilização do turbilhão tri axial, e do *design* escolhido para o relógio. O turbilhão tri axial ocupa a maior parte do espaço disponível na parte inferior do relógio, pelo que, os ponteiros não conseguem completar uma volta sem entrarem em colisão com o mesmo (turbilhão tri axial). Por este motivo, os ponteiros, apenas têm meio mostrador disponível para efetuarem o seu percurso de indicação de tempo, tendo de voltar para trás após percorrerem essa distância.

A seguinte figura, representando um estudo inicial para o mostrador, onde se encontra demonstrado perfeitamente a situação descrita acima, em que o mostrador ocupa apenas metade de todo o espaço disponível para o mesmo, obrigando a que a indicação do tempo se efetue apenas nesse espaço.

CONFIDENCIAL

Figura AB.9. Estudo inicial para o mostrador

O mecanismo retrógrado foi, deste modo, posicionado de acordo com o *design* do mostrador e, compreendendo as engrenagens que transmitem o movimento proveniente da transmissão principal.

CONFIDENCIAL

Figura AB.10. Vistas de topo do *layout* da transmissão de tempo

Este sistema tem por base um mecanismo de came-seguidor e um conjunto roda dentada pinhão. O pinhão encontra-se conectado a uma mola que o mantém sob tensão para que este mantenha a roda sob tensão (uma vez que engrenam um no outro), e por sua vez, mantenha o seguidor sempre em contacto com o came.

CONFIDENCIAL

Figura AB.11. Vistas isométricas da transmissão de tempo

Os cálculos efetuados para o seu dimensionamento são descritos seguidamente. Sabendo que o ponteiro das horas percorre cerca de 216° antes de retornar para o ponto de partida, e que, estes 216° são o percurso de 12h, e sabendo também, que o came está fixo à

roda das horas e que esta faz uma revolução de 0.084/h, ou seja, cerca de 1 volta (360°) por cada 12h pode-se aferir que:

CONFIDENCIAL

Figura AB.12. *Layout da transmissão de tempo*

$$\frac{216}{360} = 0.6 \rightarrow n_{\text{Pinhão das horas}}$$

$$\frac{n_{\text{Pinhão das horas}}}{n_{\text{Roda/seguidor}}} = \frac{Z_{\text{Roda/seguidor}}}{Z_{\text{Pinhão das horas}}} \quad (\text{AB.1.2})$$

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura AB.13. Dimensionamento da transmissão de tempo

Assim, o mecanismo retrógrado ficou com as seguintes características apresentadas na tabela 2.5.

Tabela AB.4. Características dimensionais da transmissão de tempo

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura AB.14. Vista isométrica do *layout* da transmissão de tempo

1.2. Complicações

O movimento projetado, além dos componentes necessários ao seu funcionamento, possui também uma série de funções adicionais. Estas não são necessariamente importantes para a marcação de tempo, mas, permitem obter informações úteis acerca de outros parâmetros, além de algumas destas conferirem, em teoria, melhores propriedades cronométricas e conjugarem com o *design* criado para o relógio. Assim, ao movimento principal foram adicionadas 8 complicações:

- Monoponteiro retrógrado para horas e minutos;
- Turbilhão tri axial;
- Segundos descentrados;
- Indicador de reserva de marcha;
- Espiral dupla;
- Mecanismo de força constante;
- Cronógrafo monobotão;
- Horas e minutos do cronógrafo retrógrados;

Duas destas complicações já foram introduzidas e devidamente explicadas (turbilhão tri axial, capítulo 2 e o monoponteiro retrógrado para as horas e os minutos no ponto acima). Será agora dada uma breve introdução aquelas (complicações) que ainda não figuraram no texto, para que se possa entender toda a estrutura do movimento.

1.2.1. Segundos descentrados

CONFIDENCIAL

Figura AB.15. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência os segundos descentrados

Os segundos descentrados são uma complicação que advém da necessidade de se adicionar ao mostrador um ponteiro que marque os segundos. Em movimentos comuns, este ponteiro costuma estar fixo ao 4º pinhão, que efetua uma revolução completa por minuto. No presente projeto, embora o 4º pinhão também efetue uma revolução por minuto, a localização e função deste devido ao turbilhão tri axial não permite a fixação de um ponteiro dos segundos que o torne visível no mostrador do relógio. Assim, teve de se criar uma transmissão dedicada, que leve um movimento semelhante ao 4º pinhão (uma revolução por minuto) até a localização definida inicialmente pelo autor aquando o *design* do mostrador.

CONFIDENCIAL

Figura AB.16. Esquema inicial do mostrador indicando a posição dos segundos descentrados

Esta transmissão, foi feita a partir da 3ª roda da transmissão principal, tendo em conta o espaço disponível para a mesma e as outras complicações.

CONFIDENCIAL

Figura AB.17. Vista de topo do *layout* dos segundos descentrados

Assim, para o cálculo da transmissão dos segundos, sabendo que, a terceira roda efetua aproximadamente 0.112 voltas por minuto e que o ponteiro dos segundos efetua uma volta a cada minuto tem-se:

$$\frac{n_{\text{terceira roda}}}{n_{1^{\circ}\text{Pinhão dos segundos}}} = \frac{Z_{1^{\circ}\text{Pinhão dos segundos}}}{Z_{\text{terceira roda}}} \quad (\text{AB.1.3})$$

CONFIDENCIAL

O 1º pinhão dos segundos irá ter 20 dentes com um módulo de 0.1 à semelhança do 4º pinhão da transmissão principal. O 2º pinhão dos segundos partilha o mesmo eixo do 1º pinhão dos segundos e, deste modo, também este gira a uma velocidade de 1 volta por minuto.

A transmissão do 2º pinhão dos segundos até ao 4º pinhão dos segundos é efetuado com rodas/pinhões com as mesmas características que os 2 primeiros, mantendo assim a relação entre eles.

A transmissão dos segundos tem assim as seguintes características:

Tabela AB.5. Características dimensionais da transmissão dos segundos descentrados

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura AB.18. Vista isométrica do *layout* dos segundos descentrados

1.2.2. Indicador de reserva de marcha

CONFIDENCIAL

Figura AB.19. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência da reserva de marcha

A indicação de reserva de marcha é uma complicação extremamente útil pois permite saber quanta energia se encontra disponível na mola principal. Este extra, num relógio mecânico manual é importante, pois o utilizador fica a saber, a partir desta indicação quando é que tem de voltar a dar corda ao seu relógio, não correndo o risco de este ficar inesperadamente sem energia e parar. Por este motivo, o autor achou necessário que o relógio projetado contivesse esta complicação, mesmo que ela não acrescente nada à melhoria cronométrica do mesmo. No *design* do mostrador, por motivos minimalistas, não foi incluída esta indicação, que é efetuada por um ponteiro e por uma escala semelhantes aquelas existentes na reserva de combustível dos automóveis. Esta indicação foi sim incluída, na parte de trás do relógio, por via de um mostrador dedicado.

CONFIDENCIAL

Figura AB.20. Esquema inicial do mostrador para o indicador de reserva de marcha localizado na parte posterior do movimento

Este sistema encontra-se fixo ao tambor do movimento e ao eixo que fixa a mola principal (eixo do tambor), para que, quando é dado corda ao relógio, o ponteiro de reserva de marcha se mova de acordo com a movimentação da mola principal, e quando o relógio se encontra em funcionamento, o ponteiro de reserva de marcha, se mova de acordo com o movimento do tambor, à medida que a mola principal vai caminhando para o fim da sua reserva de marcha. Estes dois movimentos são independentes mas partilham o mesmo ponteiro, pelo que é necessária a utilização de um diferencial.

Para a sua realização procederam-se aos seguintes cálculos:

Dividiu-se o mecanismo de reserva de marcha em dois, o que efetua a leitura quando a mola é enrolada e o que efetua a leitura quando a mola é desenrolada, no entanto, uma vez que ambos contam o mesmo número de voltas, pois o número de voltas que a mola enrola é igual ao número de voltas que a mola desenrola, apenas serão apresentados os cálculos de um deles.

Definiu-se que o ponteiro da reserva de marcha irá efetuar uma volta, sendo que a 0° este irá indicar que não existe energia na mola principal, e que sensivelmente a 295° este irá indicar que a mola principal se encontra completamente enrolada.

Definiu-se também que para enrolar totalmente a mola principal necessitamos de oito voltas. Este valor “arbitrado” advém do cálculo e escolha da mola principal, processo que irá ser efetuado mais à frente no capítulo 3. De notar que, mais uma vez, este cálculo dependeu de um processo iterativo, que envolveu, a mola principal, o tambor e a reserva de marcha, que não será apresentado.

Pode-se então definir uma relação entre a mola principal e, por sua vez, o tambor e o indicador de reserva de marcha.

$$\frac{n_{\text{Ponteiro reserva de marcha}}}{n_{\text{Tambor}}} = \frac{360}{8 \times 360} = 0.125 \quad (\text{AB.1.4})$$

O *layout* definido para a reserva de marcha é o seguinte:

CONFIDENCIAL

Figura AB.21. *Layout* da transmissão da reserva de marcha

Sendo que, se tem uma transmissão redutora do tambor para o eixo do ponteiro de reserva de marcha, que é controlado pelo eixo principal do diferencial, e que essa relação redutora é de 0.125.

O diferencial é constituído pelas seguintes partes:

CONFIDENCIAL

Figura AB.22. *Layout* do diferencial da reserva de marcha

Está-se assim em condições de dimensionar cada uma das engrenagens:

$$\frac{n_{Roda\ do\ diferencial}}{n_{Roda\ de\ reserva}} = \frac{Z_{Roda\ de\ reserva} \times Z_{Pinhão\ de\ reserva}}{Z_{Roda\ intermédia\ de\ reserva} \times Z_{Roda\ do\ diferencial}} \quad (AB.1.5)$$

CONFIDENCIAL

As características de cada roda da complicação reserva de marcha são:

Tabela AB.6. Características dimensionais da transmissão da reserva de marcha

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura AB.23. Vista isométrica do *Layout* da reserva de marcha

1.2.3. Espiral dupla

A espiral dupla é uma complicação adicionada ao órgão oscilador. Também é um dos componentes principais que o autor adicionou de forma a melhorar as propriedades cronométricas do relógio projetado. Normalmente um oscilador possui apenas uma espiral que lhe confere o movimento de oscilação. No caso do presente projeto a adição de uma outra espiral vem colmatar um efeito nocivo para a cronometria denominado por efeito de Grossmann que será discutido no capítulo dois. Este componente encontra-se dimensionado no APÊNDICE C ponto 1.2.1 altura em que se irá seleccionar o par espiral roda de balanço para que este oscile corretamente à frequência de 2.5Hz definida no início do projeto.

CONFIDENCIAL

Figura AB 24. Órgão oscilador compreendendo a espiral dupla e roda de balanço

1.2.4. Mecanismo de força constante

O mecanismo de força constante é uma complicação que foi adicionada para se corrigir os erros introduzidos pela mola principal quando esta se desenrola. Basicamente, uma mola principal não consegue manter o seu binário constante ao longo do tempo, pelo que, o valor inicial de binário com que o órgão oscilador foi calibrado vai alterar-se, criando um problema grave na cronometria. O mecanismo de força constante vem corrigir esse erro, recebendo a força da mola principal e transformando-a num valor constante ao longo de toda a reserva de marcha do relógio. Este assunto é também abordado no capítulo 3, ponto 3.1.1.1.3 à semelhança da espiral dupla. Neste ponto apenas se vai preocupar com os constituintes do dito mecanismo e com os dimensionamentos do mesmo.

O mecanismo de força constante encontra-se integrado o mais próximo possível do órgão oscilador, porque, desta forma, existem menos probabilidades de algum fator inerente à transmissão de energia, entre o tambor e o órgão oscilador, perturbar o seu

funcionamento. Em suma, a energia que o mecanismo de força constante recebe apenas tem de passar pelo sistema de escape antes de chegar ao órgão oscilador. Assim este encontra-se localizado obrigatoriamente no turbilhão.

CONFIDENCIAL

Figura AB.25. Simplificação das partes do turbilhão (terceiro estágio) apenas no mecanismo de força constante

Embora os constituintes do mecanismo remontoir sejam apenas os que se encontram representados na figura acima, o sistema de escape contribui para o funcionamento deste, e assim, o autor achou importante inclui-los na descrição das partes do mecanismo de força constante.

CONFIDENCIAL

Figura AB.26. *Layout* do mecanismo de força constante e do sistema de escape

O mecanismo *remontoir* é um mecanismo de armazenamento de energia secundário que neste caso é controlado pela rotação do escape. A espiral do *remontoir* (nome francês para mecanismo de força constante) tem como função armazenar um

determinado nível de energia, que vai desde um máximo aquando esta é enrolada, até um mínimo definido pela pré tensão que é mantida pelo anti retorno. Quando esta é carregada, a energia é transferida da espiral do *remontoir* para a roda de escape, e por sua vez, para o órgão oscilador. Há medida que a roda de escape gira, com ela gira também o came *remontoir* que controla a âncora de *remontoir*, esta é mantida em contacto com o came *remontoir* através da tensão que a mola do escape *remontoir* produz. Ao se mover, a âncora do *remontoir*, liberta um dos dentes da roda do escape *remontoir* que o faz deslocar angularmente um determinado valor. No caso presente esse valor é de 45° , uma vez que existem quatro dentes na roda do escape *remontoir*, e assim que a âncora do *remontoir* liberta um dente, e depois da roda de escape *remontoir* se mover 45° , a âncora do *remontoir* tranca a rotação no dente que se segue, para de seguida o voltar a destrancar pela ação do came e assim sucessivamente. A roda de escape *remontoir* quando se move 45° também o pinhão de escape *remontoir* se move 45° uma vez que partilham o mesmo eixo. Este movimento também é efetuado pelo pinhão de escape pois este encontra-se suportado pela mesma estrutura que suporta a roda e o pinhão de escape do *remontoir*. Ao rodar, a roda de escape recarrega a espiral do *remontoir* e o ciclo reinicia-se de novo. A espiral do *remontoir* recebe a sua força pela transmissão da 4ª roda do turbilhão e pelo pinhão de escape.

Para todo este sistema funcionar, a roda de escape e o pinhão de escape têm de rodar independentemente um do outro, senão a espiral do *remontoir* não conseguiria cumprir a sua função. Uma vez que ambos os componentes partilham do mesmo eixo foi encontrada uma solução que introduziu um pivô no interior de outro como mostra a seguinte ilustração:

CONFIDENCIAL

Figura AB.27. Vista em corte do eixo do pivô roda de escape

1.2.5. Cronógrafo monobotão e horas e minutos do cronógrafo retrógrados

CONFIDENCIAL

Figura AB.28. Vistas de topo do movimento mecânico projetado, com evidência para o cronógrafo

Estas duas complicações serão apresentadas em conjunto pois ambas pertencem ao mesmo módulo/mecanismo. O cronógrafo é uma complicação bastante útil nos relógios mecânicos, pois permite a medição de intervalos de tempo com precisão. No projeto efetuado, o autor quis acrescentar esta complicação, pois o facto das horas e minutos serem marcados por um único ponteiro, que para a utilização do dia-a-dia é suficiente, se o utilizador quiser informações mais precisas acerca do tempo não tem forma de as obter, a não ser, com recurso a um cronógrafo. Também dado o âmbito da tese, de melhoria cronométrica de um relógio mecânico, seria desadequado projetar um relógio extremamente preciso só para depois não ter forma de verificar se ele é realmente preciso ou não.

O cronógrafo monobotão, e as suas conseqüentes indicações retrógradas, constituem um mecanismo extremamente complicado de se projetar e produzir devido as suas inúmeras peças, comes, alavancas e ajustes. Para fins de apresentação de tese o cronógrafo não é muito relevante para os assuntos que se querem abordar (cronometria), pelo que, não será efetuado uma apresentação extensiva de todos os seus componentes, nem da forma como estes foram dimensionados. Se tal acontecesse correr-se-ia o risco de este capítulo se tornar excessivamente extenso.

Apenas se apresentará uma série de imagens do mecanismo para que este possa ser identificado na miríade de outros mecanismos presentes no movimento projetado.

CONFIDENCIAL

Figura AB.29. Vista de topo do mecanismo do cronógrafo

CONFIDENCIAL

Figura AB.30. Vista isométrica de topo do mecanismo do cronógrafo

CONFIDENCIAL

Figura AB.31. Vista isométrica de fundo do mecanismo do cronógrafo

APÊNDICE C

1. CRONOMETRIA

1.1. Modelo em *Simulink* do turbilhão tri axial

Para a criação do modelo mecânico em *Simulink* do projeto realizado, foi necessário começar por identificar quais as partes do mecanismo que seriam importantes transferir para ambiente gráfico, bem como identificar os resultados que seriam revelantes em detrimento de outros que não necessitavam de ser apresentados. Assim foram identificadas duas partes fundamentais do mecanismo:

- O sistema oscilatório, compreendido por todos os componentes do turbilhão tri axial;
- A força motriz compreendida pelo tambor e mola principal.

Sendo que os resultados importantes para a obtenção de conclusões são:

- A amplitude;
- A frequência;
- A constante de elasticidade da espiral K;
- O amortecimento de Coulomb;
- O amortecimento viscoso.

Ao serem identificadas as partes fundamentais a serem simuladas, teve de se proceder então a uma simplificação e criação dos diferentes módulos para estas partes, nos dois movimentos diferentes a serem simulados.

1.1.1. Sistema oscilatório

O sistema oscilatório é um sistema de vibração forçada amortecida, em que a força provém da mola principal e é transmitida, de forma intermitente, ao órgão oscilador pela âncora. Este sistema é amortecido nas extremidades do seu pivô, devido aos atritos de Coulomb e viscoso. Assim, para a modelação do sistema oscilatório, o autor focou-se nas

equações dadas por um sistema em vibração forçada amortecida, considerando ambos os amortecimentos de Coulomb e viscoso.

Para o sistema oscilatório a equação do movimento será dada por:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = P_m \times \sin(w_f \times t) \quad (\text{AC.1.1})$$

Dado que se está perante um sistema oscilatório em que o que importante é o valor de deslocamento angular a equação do movimento passa a:

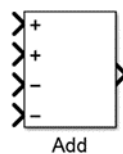
$$\frac{1}{I}\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = P_m \times \sin(w_f \times t) \quad (\text{AC.1.2})$$

em que I , representa a inércia da roda de balanço C , representa a soma dos amortecimentos K , representa a constante de elasticidade à torção da espiral e $P_m \times \sin(w_f \times t)$, representa a carga harmónica aplicada ao corpo.

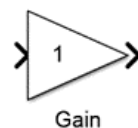
A passagem desta equação para ambiente *Simulink* é feita sabendo que:

- A força exercida pela mola é proporcional ao deslocamento x ;
- A força exercida pelo amortecimento é proporcional à velocidade \dot{x} ;
- A força de inércia exercida sobre a massa M é igual ao produto desta pela aceleração \ddot{x} .

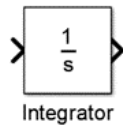
Utilizaram-se para o efeito os blocos fornecidos pelo programa:



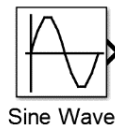
Bloco Add: Fornece um output da soma ou subtração de vários *inputs*



Bloco Gain: $y = k \times u$, em que y é o *output*, u é o *input* e k é o *gain*



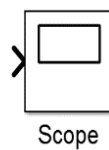
Bloco Integrator: Integra o valor de *input* de forma continua no tempo



Bloco Sin Wave: Gera uma onda no tempo de características:

$$O(t) = Amp \times \sin(freq \times t + \varphi) + Bias \quad (AC.1.3)$$

em que: *Amp*, é a amplitude da onda *freq*, é a frequência da onda *t*, é o tempo φ , é a fase e *bias*, é uma constante somada ao valor de $\sin()$ para um *output* específico para este bloco.



Bloco Scope: Apresenta os *outputs* selecionados de uma forma gráfica.

Adaptou-se a equação do movimento de modo a que esta possa ser integrada pelo programa ao longo do tempo, fornecendo dados acerca da aceleração, velocidade e posição:

$$\frac{1}{I} \ddot{\theta} = P_m \times \sin(w_f \times t) - C\dot{\theta} - K\theta \quad (AC.1.4)$$

Deste modo, obtiveram-se condições de criar um modelo básico em *Simulink* da equação de movimento para um sistema em vibração forçada amortecida, que é

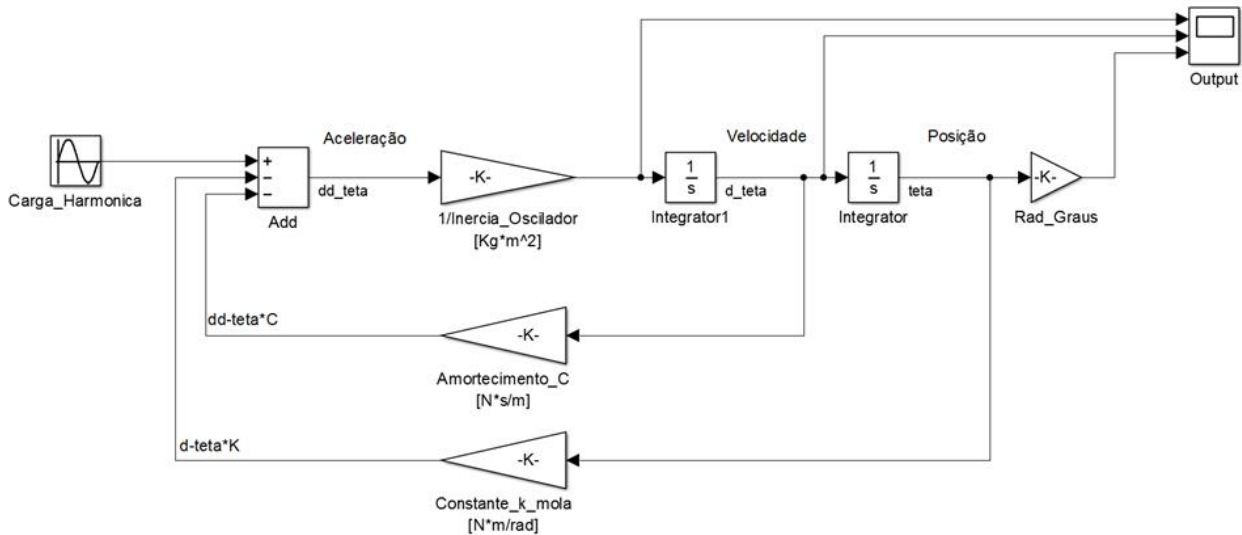


Figura AC.1. Modelo em *Simulink* de um sistema de vibração forçada amortecido

Este modelo, fornece uma representação de um sistema oscilatório semelhante ao que existe num movimento de um relógio mecânico, que pode ser estudado dinamicamente, podendo as variáveis da inércia, amortecimento e constante K da espiral, ser alteradas a qualquer momento, de modo a que se cheguem a resultados. Estes, obtidos através do bloco scope, são a aceleração, a velocidade e a posição.

Embora este modelo seja uma representação semelhante de um sistema oscilatório, ainda não possui todas as componentes que o tornam igual a um órgão regulador de um movimento mecânico. Para tornar o modelo o mais realista possível, é necessário substituir a carga harmónica por uma simulação do impulso fornecido pela âncora ao órgão regulador, sendo que a força deste impulso, provém da mola principal. Para um estudo correto do movimento, é também necessário dividir os dois tipos de amortecimento, e introduzir um módulo que simule estímulos externos, para que se possa compreender qual a resposta que o sistema dá aos mesmos.

1.1.2. Impulso de âncora

CONFIDENCIAL

Figura AC.2. Modelo em *Simulink* de um sistema de vibração forçada por impulso de âncora amortecido

1.1.3. Amortecimento de Coulomb e amortecimento viscoso

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

1.2. Variáveis

Com a conclusão de cada um dos modelos têm de ser calculadas todas as variáveis das quais os mesmos dependem de forma a simularem corretamente os movimentos produzidos por um órgão oscilador. As variáveis a serem introduzidas e controladas em cada um dos modelos do *Simulink* são:

- Movimento com escape comum:
 - Constante (k) da espiral,
 - Amortecimento viscoso (C),
 - Amortecimento viscoso após 5 anos (C_5),
 - Inércia do oscilador (I),
 - Amortecimento de Coulomb para as 6 posições (F.Coulomb),
 - Variação aleatória das 6 posições,
 - Força proveniente da mola principal (M),
 - Estímulos externos,
 - Frequência,
 - Amplitude;

- Movimento com escape do tipo turbilhão tri axial:
 - Constante (k) da espiral,
 - Amortecimento viscoso (C),
 - Amortecimento viscoso após 5 anos (C_5),
 - Inércia do oscilador (I),
 - Amortecimento de coulomb para as 6 posições,
 - Variação constante das 6 posições,
 - Força proveniente do mecanismo de força constante (M),
 - Estímulos externos,
 - Frequência,
 - Amplitude.

Para a simulação e comparação correta entre os dois movimentos ser possível os valores do amortecimento viscoso (C) e (C_5), da inércia do oscilador (I), da constante

(k) da espiral e dos estímulos externos, serão iguais para cada um dos modelos, sendo que, os mesmos são retirados de estruturas de propriedades geométricas, físicas e mecânicas iguais.

1.2.1. Seleção do par espiral roda de balanço

A espiral e a roda de balanço são os principais componentes responsáveis pelo controle da frequência do órgão regulador. Estes têm de ser projetados e emparelhados corretamente de acordo com as suas características físicas e geométricas, para que o sistema vibre com a frequência desejada. Na realização do projeto foram definidas as características geométricas bem como o material de construção da roda de balanço. Também foi escolhida a frequência com que o órgão oscilador regula a passagem do tempo. O único fator que ficou por determinar, foi a constante (k) da espiral bem como as suas características geométricas.

1.2.1.1. Inércia da roda de balanço:

A inércia do sistema oscilatório é obtida através do programa *SolidWorks* e da funcionalidade *mass properties*, que efetua o cálculo da mesma automaticamente para cada um dos principais eixos de inércia tanto a partir do centro de massa como a partir da origem do sistema de coordenadas. O momento de inércia do sistema oscilatório a ser considerado é o que é retirado a partir do seu centro de massa e do eixo dos *zz* em redor do qual o oscilador gira. Nas figuras AC.7 e AC.8 pode ver-se a roda de balanço, enquanto na figura AC.9 podem ver-se os resultados obtidos no *SolidWorks* para a inércia.

CONFIDENCIAL

Figura AC.3. Órgão oscilador vista frontal em cima e vista de lado em baixo

CONFIDENCIAL

Figura AC.4. Propriedades mássicas do órgão oscilador

Consultando o conjunto de valores oferecido pela aplicação *mass properties*, verifica-se que a inércia do sistema oscilatório relativamente ao eixo de rotação (yy) é de 1.93 g.mm².

1.2.1.2. Frequência de vibração

A frequência de vibração selecionada para os dois movimentos foi de 2.5 Hz (18,000 Vib/h), tendo sido definida inicialmente aquando da realização do projeto e da definição dos parâmetros do mesmo. Foi escolhida esta frequência, pois o seu baixo valor protege do desgaste os componentes do órgão oscilador. A escolha também se deveu a um gosto mais pessoal, pois esta era uma frequência muito utilizada para o órgão oscilatório antes da industrialização do processo de fabrico de relógios mecânicos, o que, ao ser observada pelo utilizador mais atento o remete para os tempos de ouro dos relógios mecânicos antes da crise do quartzo. Ao se definir a frequência, que a espiral juntamente com a roda de balanço vão produzir, foi então selecionada uma espiral. A numeração CGS das normas NIHS 35-10 define as características físicas e geométricas de uma espiral de acordo com uma frequência e inércia dadas, sendo depois possível selecionar uma espiral com as características mais próximas das de cálculo, dentro de um conjunto de espirais pré definidas e tabeladas pela indústria relojoeira Suíça.

De notar que a espiral de um relógio mecânico é um componente extremamente difícil de se produzir, e apenas um pequeno número de marcas relojoeiras as produzem no próprio chão de fábrica, recorrendo para o efeito a equipamentos altamente dispendiosos e muitos anos de desenvolvimentos e testes. Assim sendo, foi necessário adaptar as características tanto da espiral como da roda de balanço, para que a espiral selecionada coincida com uma espiral que seja produzida por uma destas indústrias, garantindo a disponibilidade da mesma no mercado.

1.2.1.3. Numeração CGS:

A numeração CGS é um parâmetro que permite qualificar uma espiral para que se consiga descobrir a altura, a espessura, o diâmetro, o passo e o material da mesma, dados a inércia da roda de balanço e frequência do sistema oscilatório. Esta numeração simplifica consideravelmente o trabalho do construtor, que desta forma, não tem de se preocupar com mais nada a não ser com as dimensões geométricas da espiral (diâmetro externo e interno).

Por motivos históricos a numeração CGS vem expressa em dynes: $1 \text{ dyne} \times \text{cm}^3/\text{rad} = 10^{-5} [N * \text{cm}^3/\text{rad}] = 10^{-2} [N * \text{mm}^3/\text{rad}]$

1.2.1.3.1. Método de determinação do número CGS para uma espiral

Para definir o número CGS de uma espiral, dados os parâmetros físicos e geométricos de uma roda de balanço, procedeu-se pelo método teórico das normas NIHS 35-10, em que, conhecendo:

O momento de inércia (I) do sistema oscilatório

$$I = 1.93 \text{ mg} \cdot \text{cm}^2$$

O diâmetro da espiral no seu ponto de fixação externo (D)

$$D = 0.45 \text{ cm}$$

O diâmetro da espiral no seu ponto de fixação interno (d)

$$d = 0.09 \text{ cm}$$

A frequência (f)

$$f = 2.5 \text{ Hz}$$

Se determina a constante de elasticidade k da espiral aplicando-se a seguinte fórmula:

$$f = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{k}{I}} \quad (\text{AC.1.9})$$

$$k = I \times 4 \times \pi^2 \times f^2 \quad (\text{AC.1.10})$$

$$k = 19.3 \times 4 \times \pi^2 \times 2.5^2 = 4762 \text{ mg} \cdot \text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-2}/\text{rad}$$

$$k = 4.762 \times 10^{-7} \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$$

Para determinar a numeração CGS para a mola com a constante k calculada teve de se utilizar a seguinte expressão:

$$k_{CGS C} = k \times (D^2 - d^2) \quad (\text{AC.1.11})$$

Em que $k_{CGS C}$ corresponde ao número CGS calculado:

$$k_{CGS C} = 4.762 \times (0.45^2 - 0.09^2) = 0.926 \text{ dynes.cm}^3/\text{rad}$$

$$k_{CGS C} = 0.926 \times 10^{-2} \text{ N.mm}^3/\text{rad}$$

Prosseguiu-se com a consulta da tabela fornecida pelas normas NIHS composta por um conjunto de numerações CGS definidas pela indústria relojoeira Suíça normalizando assim as características geométricas das espirais utilizadas industrialmente. Desta forma, teve de se retirar um valor tabelado $k_{efectivo}$ que seja o mais próximo possível do valor obtido no cálculo $k_{CGS C}$.

De notar que para o órgão oscilador do tipo turbilhão tri axial utilizado, (como foi explicado no ponto 2.1.1.3.1), uma dupla espiral que leva a que se tenha de dividir por 2 o resultado obtido no cálculo do $k_{CGS C}$. Já para o movimento comum a solução de dupla espiral não é adotada pelo que o valor de $k_{CGS C}$ não tem de ser dividido por dois. Assim:

$$k_{\substack{CGS C \\ \text{Turbilhão tri axial}}} = \frac{0.926 \times 10^{-2}}{2} = 0.463 \times 10^{-2} \text{ N.mm}^3/\text{rad}$$

$$k_{\substack{CGS C \\ \text{Escape comum}}} = 0.926 \times 10^{-2} \text{ N.mm}^3/\text{rad}$$

Pelo que o valor $k_{CGS C}$ para o qual tem de se aproximar um valor tabelado $k_{efectivo}$ é o de:

$$k_{\substack{CGS C \\ \text{Turbilhão tri axial}}} = 0.463 \times 10^{-2} \text{ N.mm}^3/\text{rad}$$

$$k_{\substack{\text{CGS } c \\ \text{Escape comum}}} = 0.926 \times 10^{-2} \text{ N} \cdot \text{mm}^3 / \text{rad}$$

Consultando a tabela:

CONFIDENCIAL

Figura AC.5. Tabela NIHS 35-10 para os valores CGS

Obteve-se um valor exato para o $k_{\text{turbilhão tri axial}}^{\text{efectivo}} = 0.45 \times 10^{-2} N \cdot mm^3 / rad$

Que multiplicado por 2:

$$k_{\text{turbilhão tri axial}}^{\text{efectivo}} \times 2 = 0.9 \times 10^{-2} N \cdot mm^3 / rad$$

O que, voltando a utilizar a equação $k_{CGS C} = k \times (D^2 - d^2)$ se traduz numa frequência:

$$k \times (0.45^2 - 0.09^2) = 0.9 \text{ dynes} \cdot cm^3 / rad$$

$$k = 4629 mg \cdot cm^3 \cdot s^{-2} / rad$$

$$19.3 \times 4 \times \pi^2 \times f^2 = 4629 mg \cdot cm^3 \cdot s^{-2} / rad$$

$$f = 2.465 \text{ Hz} \cong 2.5 \text{ Hz}$$

Para o movimento comum obteve-se um valor exato para:

$$k_{\text{escape comum}}^{\text{efectivo}} = 0.9 \times 10^{-2} N \cdot mm^3 / rad$$

O que se traduz numa frequência:

$$k \times (0.45^2 - 0.09^2) = 0.9 \text{ dynes} \cdot cm^3 / rad$$

$$k = 4629 mg \cdot cm^3 \cdot s^{-2} / rad$$

$$19.3 \times 4 \times \pi^2 \times f^2 = 4629 mg \cdot cm^3 \cdot s^{-2} / rad$$

$$f = 2.465 \text{ Hz} \cong 2.5 \text{ Hz}$$

Embora a frequência não seja exatamente 2.5 Hz é aproximada o suficiente para que se possa trabalhar com a mesma. Para todos os efeitos, nos cálculos e simulações efetuadas daqui para diante, o valor de frequência considerado será de 2.5Hz. O facto de não se obter uma relação exata entre a espiral e a roda de balanço, devido às limitações de produção própria da espiral, é o que leva algumas manufaturas a despendem elevadas somas monetárias de modo a poderem ter o controlo de produção das mesmas, não se sujeitando a limites impostos por peças catalogadas ou feitas por encomenda.

Assim, as características das espirais para o turbilhão tri axial são:

CONFIDENCIAL

As características da espiral para o movimento comum são:

CONFIDENCIAL

Resumidamente:

Tabela AC.1. Características dimensionais de cada espiral

CONFIDENCIAL

Os resultados obtidos para o par espiral roda de balanço foram então testados devidamente no modelo para o órgão oscilatório criado em *Simulink*. Pretendeu-se com este teste, verificar se a frequência criada pelo par espiral roda de balanço é a correta.

Assim foram introduzidos no modelo os seguintes valores:

$$I = 1.93mg.cm^2 = 1.93 \times 10^{-9}Kg.m^2$$

$$\frac{1}{I} = 518134715Kg.m^{-2}$$

$$k = 4.762 \times 10^{-7}N.m/rad$$

CONFIDENCIAL

Figura AC.6. Modelo de um par espiral roda de balanço

Os valores introduzidos estão em unidades SI. Para a simulação do par espiral roda de balanço, não foi necessário ter em conta os amortecimentos ou a força proveniente da mola principal, pelo que, o modelo foi simplificado aos seus constituintes necessários. Foi introduzido um estímulo inicial para que o modelo pudesse funcionar corretamente. Este estímulo foi considerado como um deslocamento inicial correspondente a cerca de 270° , a amplitude de projeto. Os resultados obtidos pelo bloco *scope*, representado mais à direita do modelo sobre o nome de *output*, têm a seguinte aparência que pode ver-se no ANEXO B página 81.

Estão representadas 3 ondas fundamentais respeitantes ao órgão oscilatório projetado. A primeira, para a aceleração, a segunda, para a velocidade e a terceira e a mais relevante das 3 para a posição. Esta simulação, em particular, foi feita para um intervalo de tempo de 0 a 5s, podendo constatar-se claramente, que a amplitude do sistema está fixa em cerca de 270° , e que a frequência das ondas apresentadas para a aceleração, a velocidade e posição, são as esperadas, ou seja de 2.5Hz, pelo que se pode aferir que os cálculos efetuados estão corretos.

1.2.2. Amortecimento de Coulomb

O contacto entre as duas superfícies, do pivô do órgão oscilador e dos rolamentos rubi, produzem fricção. Esta fricção ou atrito, por sua vez vai produzir um amortecimento denominado por amortecimento de Coulomb. Este amortecimento vai

variar consoante a posição do órgão oscilador como já foi referido anteriormente no ponto 3.1.1.4, pois as condições físicas a que o órgão oscilatório vai estar sujeito vão se alterando ao longo do tempo, nomeadamente, a direção da força da gravidade e da força normal exercida pelo pivô nos rubis. O cálculo do valor de amortecimento de Coulomb para cada uma destas posições (6 posições de teste), é fundamental para a simulação dinâmica e obtenção de conclusões, uma vez que o tema principal desta tese, que é a introdução de um turbilhão tri axial num movimento mecânico, e o estudo e comparação do mesmo com um movimento mecânico comum, está diretamente relacionado com as variações de posição do órgão oscilador, e por sua vez, com a força de atrito que se faz sentir em cada uma delas.

Assim, para cada um dos movimentos e por conseguinte para cada um dos dois órgãos osciladores, teve de se calcular estas variações da força de atrito no eixo do órgão oscilador consoante as variações de posição do mesmo. Procedeu-se para o efeito, a uma análise estática do órgão oscilador em cada uma das 6 posições de teste.

1.2.2.1. Movimento com escape do tipo comum e uma espiral

CONFIDENCIAL

Figura AC.7. Órgão oscilador de um movimento comum com uma só espiral

Posição 1 e 2

CONFIDENCIAL

Figura AC.8. Da esquerda para a direita: vista em corte do órgão oscilador da posição um e posição dois

CONFIDENCIAL



Figura AC.9. Diagrama de forças para a posição um

Considerações:

- A posição angular do oscilador encontra-se a 270° , sendo esta a deslocação máxima que o oscilador, em teoria sofre, e por conseguinte, a deformação máxima a que a espiral está sujeita.
- $F_a = \mu \times N$
- O coeficiente de atrito a considerar é entre o pivô do oscilador em aço polido e os rubis e tem o valor de: $\mu = 0.1$ Este valor foi obtido a partir do livro *The Theory of Horology* (ver referência 2).
- $g = 9.81\text{m/s}$

Cálculo da força F :

A espiral, como já foi verificado anteriormente, não se deforma concentricamente, criando forças laterais aquando sua deformação (Efeito de Grossmann ver 3.1.1.3), Por este motivo, esta força tem de ser considerada no cálculo estático. Primeiro, foi calculado o binário máximo produzido pela espiral, ou seja, quando esta se encontra deformada a 270° .

$$M_{\text{espiral}} = k \times \theta \quad (\text{AC.1.12})$$

em que k é a constante de elasticidade da mola dada em [N.m/rad] e θ a deformação da mesma dada em [rad].

$$k = 4.7 \times 10^{-7} \text{ N.m/rad}$$

$$\theta = 4.712 \text{ rad}$$

$$M_{\text{espiral}} = 4.7 \times 10^{-7} \times 4.712 = 2.215 \times 10^{-6} \text{ N.m}$$

De seguida, foi calculada a força que o binário produz no eixo do órgão oscilador em que o raio do oscilador vai corresponder ao raio (em metros) da secção do pivô respeitante à mola.

$$F = \frac{M_{\text{espiral}}}{r_{\text{oscilador}}} = \frac{2.215 \times 10^{-6}}{0.3 \times 10^{-3}} = 7.382 \times 10^{-3} \text{ N} \quad (\text{AC1.13})$$

Procedeu-se então ao cálculo das forças normais que se desenvolvem no órgão oscilatório através das equações de equilíbrio estático.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{array} \right. (=) \left\{ \begin{array}{l} N_3 - P = 0 \\ N_1 + N_2 - F = 0 \\ F \times d_1 - N_2 \times (d_1 + d_2) = 0 \end{array} \right. (=) \left\{ \begin{array}{l} N_3 = P \\ N_1 = F - N_2 \\ N_2 = \frac{F \times d_1}{d_1 + d_2} \end{array} \right.$$

$$(=) \left\{ \begin{array}{l} N_1 = F - N_2 \\ N_3 = m \times g \\ N_2 = \frac{F \times d_1}{d_1 + d_2} \end{array} \right. (=) \left\{ \begin{array}{l} N_1 = 7.382 \times 10^{-3} - N_2 \\ N_3 = 0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 \\ N_2 = \frac{7.382 \times 10^{-3} \times 1.1 \times 10^{-3}}{1.1 \times 10^{-3} + 2.6 \times 10^{-3}} \end{array} \right. (=) \left\{ \begin{array}{l} N_1 = 5.187 \times 10^{-3} \text{ N} \\ N_2 = 2.195 \times 10^{-3} \text{ N} \\ N_3 = 1.373 \times 10^{-3} \text{ N} \end{array} \right.$$

- As forças de atrito puderam assim ser calculadas a partir da equação $F_a = \mu \times N$

$$F_{a1} = 0.1 \times 5.187 \times 10^{-3} = 1.456 \times 10^{-4} \text{ N}$$

$$F_{a2} = 0.1 \times 2.195 \times 10^{-3} = 2.195 \times 10^{-4} \text{ N}$$

$$F_{a3} = 0.1 \times 1.373 \times 10^{-3} = 1.373 \times 10^{-4} \text{ N}$$

Ao serem obtidas as forças de atrito, de seguida, foi efetuado o cálculo que determina os seus respetivos momentos, uma vez que, o órgão oscilador se encontra em rotação.

Para o efeito, teve-se de retirar o diâmetro da parte do pivô que se encontra em contacto como rubi, para depois, ser este valor, multiplicado pela força de atrito.

CONFIDENCIAL

Figura AC.10. Vista esquemática do contacto entre o pivô do órgão oscilador e os respetivos rolamentos de suporte

O contacto entre o pivô e o rubi que o sustenta efetua-se numa secção de raio 0.06 mm ou seja de diâmetro 0.12mm. Este valor é multiplicado pela força de atrito 1, 2.e 3 de forma a se obterem os momentos.

$$M_{Fa1} = F_{a1} \times r = 5.187 \times 10^{-4} \times 0.06 \times 10^{-3} = 3.112 \times 10^{-8} N.m$$

$$M_{Fa2} = F_{a2} \times r = 2.195 \times 10^{-4} \times 0.06 \times 10^{-3} = 1.317 \times 10^{-8} N.m$$

$$M_{Fa3} = F_{a3} \times r = 1.373 \times 10^{-4} \times 0.06 \times 10^{-3} = 8.238 \times 10^{-9} N.m$$

Somando os momentos obtemos então o momento total da força de atrito para as posições 1 e 2

$$M_{TFa} = M_{Fa1} + M_{Fa2} + M_{Fa3} \quad (\text{AC.1.14})$$

$$M_{TFa} = 3.112 \times 10^{-8} + 1.317 \times 10^{-8} + 8.238 \times 10^{-9} = 5.252 \times 10^{-8} N.m$$

Posição 3

CONFIDENCIAL

Figura AC.11. Vista em corte do órgão oscilador da posição três e respetivo diagrama de forças

Efetuuou-se um cálculo estático à semelhança das posições anteriores

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} (=) \begin{cases} F - P + N_1 + N_2 = 0 \\ F \times d_1 - P \times d_1 + N_2(d_1 + d_2) = 0 \end{cases}$$

$$(=) \begin{cases} N_1 = P - F - N_2 \\ N_2 = \frac{P \times d_1 - F \times d_1}{d_1 + d_2} \end{cases}$$

$$(\Rightarrow) \left\{ \begin{array}{l} N_1 = 0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 - 7.382 \times 10^{-3} - N_2 \\ N_2 = \frac{0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 \times 1.1 \times 10^{-3} - 7.382 \times 10^{-3} \times 1.1 \times 10^{-3}}{1.1 \times 10^{-3} + 2.6 \times 10^{-3}} \end{array} \right.$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} N_1 = -4.222 \times 10^{-3} N \\ N_2 = -1.786 \times 10^{-3} N \end{cases}$$

De seguida, procedeu-se ao cálculo das forças de atrito:

$$F_{a1} = 0.1 \times 4.222 \times 10^{-3} = 4.222 \times 10^{-4}$$

$$F_{a2} = 0.1 \times 1.786 \times 10^{-3} = 1.786 \times 10^{-4}$$

Para o cálculo dos momentos produzidos pelas forças de atrito, voltou-se a considerar um diâmetro de 0.12mm como nas posições anteriores, uma vez que estamos a tratar das mesmas partes.

$$M_{Fa1} = F_{a1} \times r = 4.222 \times 10^{-4} \times 0.06 \times 10^{-3} = 2.533 \times 10^{-8} N.m$$

$$M_{Fa2} = F_{a2} \times r = 1.786 \times 10^{-4} \times 0.06 \times 10^{-3} = 1.072 \times 10^{-8} N.m$$

Obtidos os momentos procedeu-se com o cálculo do momento total para a posição 3.

$$M_{TFa} = M_{Fa1} + M_{Fa2} \quad (\text{AC.1.15})$$

$$M_{TFa} = 2.533 \times 10^{-8} + 1.072 \times 10^{-8} = 3.604 \times 10^{-8} N.m$$

Posição 4

CONFIDENCIAL



Figura AC.12. Vista em corte do órgão oscilador da posição quatro e respetivo diagrama de forças

Efetuuou-se um cálculo estático à semelhança da posição 3 sendo que, agora a força F se encontra no mesmo sentido da força gravítica.

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \stackrel{(\Rightarrow)}{\left\{ \begin{array}{l} F + P + N_1 + N_2 = 0 \\ F \times d_1 + P \times d_1 + N_2(d_1 + d_2) = 0 \end{array} \right.}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} N_1 = -P - F - N_2 \\ N_2 = \frac{-P \times d_1 - F \times d_1}{d_1 + d_2} \end{cases}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} N_1 = -0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 - 7.382 \times 10^{-3} - N_2 \\ N_2 = \frac{-0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 \times 1.1 \times 10^{-3} - 7.382 \times 10^{-3} \times 1.1 \times 10^{-3}}{1.1 \times 10^{-3} + 2.6 \times 10^{-3}} \end{cases}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} N_1 = -6.152 \times 10^{-3} N \\ N_2 = -2.603 \times 10^{-3} N \end{cases}$$

Procedeu-se novamente ao cálculo das forças de atrito:

$$F_{a1} = 0.1 \times 6.152 \times 10^{-3} = 6.152 \times 10^{-4}$$

$$F_{a2} = 0.1 \times 2.603 \times 10^{-3} = 2.603 \times 10^{-4}$$

No cálculo momentos produzidos pelas forças de atrito à semelhança da posição 3, voltou-se a considerar um diâmetro de 0.12mm para o pivô.

$$M_{Fa1} = F_{a1} \times r = 6.152 \times 10^{-4} \times 0.06 \times 10^{-3} = 3.691 \times 10^{-8} N.m$$

$$M_{Fa2} = F_{a2} \times r = 2.603 \times 10^{-4} \times 0.06 \times 10^{-3} = 1.561 \times 10^{-8} N.m$$

Obtidos os momentos procedeu-se com o cálculo do momento total para a posição 4.

$$M_{TFa} = M_{Fa1} + M_{Fa2} \tag{AC.1.16}$$

$$M_{TFa} = 3.691 \times 10^{-8} + 1.561 \times 10^{-8} = 5.252 \times 10^{-8} N.m$$

Posição 5 e 6



CONFIDENCIAL

Figura AC.13. Vista de topo e em corte do órgão oscilador da posição cinco e seis e respectivos diagrama de forças

Voltou-se a proceder com o mesmo método de cálculo estático.

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} P - N_1 - N_2 = 0 \\ P \times d_1 - N_2(d_1 + d_2) = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} N_1 = N_2 - P \\ N_2 = \frac{P \times d_1}{d_1 + d_2} \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} N_1 = N_2 - 0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 \\ N_2 = \frac{0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 \times 1.1 \times 10^{-3}}{1.1 \times 10^{-3} + 2.6 \times 10^{-3}} \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} N_1 = -9.651 \times 10^{-4} N \\ N_2 = 4.083 \times 10^{-4} N \end{cases}$$

Em que as forças de atrito são:

$$F_{a1} = 0.1 \times 9.651 \times 10^{-4} = 9.651 \times 10^{-5}$$

$$F_{a2} = 0.1 \times 4.083 \times 10^{-4} = 4.083 \times 10^{-5}$$

No cálculo momentos produzidos pelas forças de atrito à semelhança da posição 4, voltou-se a considerar um diâmetro de 0.12mm para o pivô.

$$M_{Fa1} = F_{a1} \times r = 9.651 \times 10^{-5} \times 0.06 \times 10^{-3} = 5.790 \times 10^{-9} N.m$$

$$M_{Fa2} = F_{a2} \times r = 4.083 \times 10^{-5} \times 0.06 \times 10^{-3} = 2.450 \times 10^{-9} N.m$$

Obtidos os momentos procedeu-se com o cálculo do momento total para as posições 5 e 6.

$$M_{TFa} = M_{Fa1} + M_{Fa2} \quad (\text{AC.1.17})$$

$$M_{TFa} = 5.790 \times 10^{-9} + 2.450 \times 10^{-9} = 8.240 \times 10^{-9} N.m$$

1.2.2.2. Movimento com escape do tipo turbilhão tri axial com espiral dupla

CONFIDENCIAL

Figura AC.14. Órgão oscilador do movimento com escape do tipo turbilhão tri axial come espiral dupla

Posição 1 e 2

CONFIDENCIAL

Figura AC.16. Da esquerda para a direita: vista em corte do órgão oscilador da posição um e posição

CONFIDENCIAL



Figura AC.15. Diagrama de forças da posição um

Considerações:

- A posição angular do oscilador encontra-se a 270° , sendo esta a deslocação máxima que o oscilador, em teoria, sofre, e por conseguinte, a deformação máxima a que a espiral está sujeita.
- $F_a = \mu \times N$
- O coeficiente de atrito que se deve considerar é entre o pivô do oscilador em aço polido e os rubis e tem o valor de: $\mu = 0.1$ Este valor foi obtido a partir do livro *The Theory of Horology* (ver referência 2)
- $g = 9.81\text{m/s}$

Força F

A força F , desenvolvida pela espiral num movimento comum, é a causa direta do efeito de Grossmann em que a espiral não se desenvolve concentricamente aquando da sua deformação. Para colmatar este defeito, como já foi explicado anteriormente no ponto 3.1.1.3.1 foi introduzida uma espiral adicional, que tem como objetivo anular o efeito de Grossmann. Ao se deformar no sentido contrário da primeira, a espiral secundária adiciona à equação, uma força de corte contrária à força F com a mesma magnitude, considerando que, teoricamente, ambas as molas têm características físicas e geométricas iguais e que os seus pontos de fixação estão dispostos 180° um em relação ao outro. Assim, para os cálculos estáticos, a força F considerada para um órgão oscilatório com apenas uma espiral, vai ser desprezada para o órgão oscilador com dupla espiral projetado, sendo por efeito desprezadas também as forças normais N_1 e N_2 .

Procedeu-se então ao cálculo das forças normais que se desenvolvem no órgão oscilatório através das equações de equilíbrio estático.

$$\sum F_y = 0 (=) N_3 - P = 0 (=) N_3 = P (=) N_3 = m \times g \quad (\text{AC.1.18})$$

$$N_3 = 0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 (=) N_3 = 1.373 \times 10^{-3} N$$

A força de atrito foi calculada a partir da equação $F_a = \mu \times N$

$$F_{a3} = 0.1 \times 1.373 \times 10^{-3} = 1.373 \times 10^{-4}$$

Para se calcular o momento da força de atrito considerou-se o mesmo valor para o diâmetro obtido anteriormente de 0.12, uma vez que, embora o órgão oscilador de que estamos a tratar seja o do turbilhão tri axial, o pivô do mesmo, tem as mesmas características geométricas do órgão oscilador do movimento comum tratado anteriormente.

Assim, o momento é:

$$M_{Fa3} = F_{a3} \times r = 1.373 \times 10^{-4} \times 0.06 \times 10^{-3} = 8.238 \times 10^{-9} N.m$$

Posição 3

Efetou-se um cálculo estático à semelhança do cálculo para um órgão oscilador na posição 3 só com uma espiral. Neste caso, a esquematização de forças vai ser igual, com a diferença de que, a força F vai ser desprezada.

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} P + N_1 + N_2 = 0 \\ -P \times d_1 + N_2(d_1 + d_2) = 0 \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} N_1 = P - N_2 \\ N_2 = \frac{P \times d_1}{d_1 + d_2} \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} N_1 = 0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 - N_2 \\ N_2 = \frac{0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 \times 1.1 \times 10^{-3}}{1.1 \times 10^{-3} + 2.6 \times 10^{-3}} \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} N_1 = 9.651 \times 10^{-4} N \\ N_2 = 4.083 \times 10^{-4} N \end{cases}$$

De seguida procedeu-se ao cálculo das forças de atrito

$$F_{a1} = 0.1 \times 9.651 \times 10^{-4} = 9.651 \times 10^{-5} N$$

$$F_{a2} = 0.1 \times 4.083 \times 10^{-4} = 4.083 \times 10^{-5} N$$

Sendo os seus momentos, para um diâmetro de pivô igual a 0.12 mm:

$$M_{Fa1} = F_{a1} \times r = 9.651 \times 10^{-5} \times 0.06 \times 10^{-3} = 5.790 \times 10^{-9} N.m$$

$$M_{Fa2} = F_{a2} \times r = 4.083 \times 10^{-5} \times 0.06 \times 10^{-3} = 2.450 \times 10^{-9} N.m$$

Obtidos os momentos procedeu-se com o cálculo do momento total para a posição 3:

$$M_{TFa} = M_{Fa1} + M_{Fa2} \quad (\text{AC.1.19})$$

$$M_{TFa} = 5.790 \times 10^{-9} + 2.450 \times 10^{-9} = 8.240 \times 10^{-9} N.m$$

Posição 4

Efetuu-se um cálculo estático à semelhança da posição 3.

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} (=) \begin{cases} P + N_1 + N_2 = 0 \\ -P \times d_1 + N_2(d_1 + d_2) = 0 \end{cases}$$

$$(=) \begin{cases} N_1 = -P - N_2 \\ N_2 = \frac{-P \times d_1}{d_1 + d_2} \end{cases}$$

$$(=) \begin{cases} N_1 = -0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 - N_2 \\ N_2 = \frac{-0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 \times 1.1 \times 10^{-3}}{1.1 \times 10^{-3} + 2.6 \times 10^{-3}} \end{cases}$$

$$(=) \begin{cases} N_1 = -9.651 \times 10^{-4} N \\ N_2 = -4.083 \times 10^{-4} N \end{cases}$$

Procedeu-se com o cálculo das forças de atrito

$$F_{a1} = 0.1 \times 9.651 \times 10^{-4} = 9.651 \times 10^{-5}$$

$$F_{a2} = 0.1 \times 4.083 \times 10^{-4} = 4.083 \times 10^{-5}$$

Sendo os seus momentos, para um diâmetro de pivô igual a 0.12 mm:

$$M_{Fa1} = F_{a1} \times r = 9.651 \times 10^{-5} \times 0.06 \times 10^{-3} = 5.790 \times 10^{-9} N.m$$

$$M_{Fa2} = F_{a2} \times r = 4.083 \times 10^{-5} \times 0.06 \times 10^{-3} = 2.450 \times 10^{-9} N.m$$

Obtidos os momentos procedeu-se com o cálculo do momento total para a posição 4:

$$M_{TFa} = M_{Fa1} + M_{Fa2} \tag{AC.1.20}$$

$$M_{TFa} = 5.790 \times 10^{-9} + 2.450 \times 10^{-9} = 8.240 \times 10^{-9} N.m$$

Posição 5 e 6

Voltou-se a proceder ao mesmo método de cálculo das posições 5 e 6 para um oscilador de uma só espiral.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_x = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{array} \right. (=) \left\{ \begin{array}{l} P - N_1 - N_2 = 0 \\ P \times d_1 - N_2(d_1 + d_2) = 0 \end{array} \right. (=) \left\{ \begin{array}{l} N_1 = N_2 - P \\ N_2 = \frac{P \times d_1}{d_1 + d_2} \end{array} \right.$$

$$(=) \left\{ \begin{array}{l} N_1 = N_2 - 0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 \\ N_2 = \frac{0.14 \times 10^{-3} \times 9.81 \times 1.1 \times 10^{-3}}{1.1 \times 10^{-3} + 2.6 \times 10^{-3}} \end{array} \right.$$

$$(=) \left\{ \begin{array}{l} N_1 = 9.651 \times 10^{-4} N \\ N_2 = 4.083 \times 10^{-4} N \end{array} \right.$$

Em que as forças de atrito são:

$$F_{a1} = 0.1 \times 9.651 \times 10^{-4} = 9.651 \times 10^{-5}$$

$$F_{a2} = 0.1 \times 4.083 \times 10^{-4} = 4.083 \times 10^{-5}$$

Sendo os seus momentos, para um diâmetro de pivô igual a 0.12 mm:

$$M_{Fa1} = F_{a1} \times r = 9.651 \times 10^{-5} \times 0.06 \times 10^{-3} = 5.790 \times 10^{-9} N.m$$

$$M_{Fa2} = F_{a2} \times r = 4.083 \times 10^{-5} \times 0.06 \times 10^{-3} = 2.450 \times 10^{-9} N.m$$

Obtidos os momentos procedeu-se com o cálculo do momento total para as posições 5 e 6:

$$M_{TFa} = M_{Fa1} + M_{Fa2} \quad (AC.1.21)$$

$$M_{TFa} = 5.790 \times 10^{-9} + 2.450 \times 10^{-9} = 8.240 \times 10^{-9} N.m$$

Tendo sido efetuado todos os cálculos para as forças de atrito em cada uma das 6 posições, e para cada um dos movimentos, os resultados obtidos são apresentados sinteticamente no seguinte quadro:

Tabela AC.2. Forças de atrito para cada órgão regulador e para cada posição

CONFIDENCIAL

Ao terem sido calculados todos os valores necessários à simulação de cada um dos movimentos, restou testar o modelo do órgão oscilador com um dos valores obtidos, para assegurar que este se encontra bem modelado, e se a resposta do mesmo é a esperada. Assim, ao modelo do órgão oscilador apresentado anteriormente, para testar o par espiral roda de balanço, foi acrescentado um módulo de amortecimento de Coulomb. Posteriormente foi colocado um valor selecionado da tabela AC.2 e o modelo foi testado para uma condição inicial, para a posição de 270° .

CONFIDENCIAL

Figura AC.17. Modelo em *Simulink* de um órgão oscilador com amortecimento de Coulomb

A simulação foi efetuada para um intervalo de tempo de 0 a 500s, sendo que o valor escolhido para a fricção de Coulomb, foi o correspondente à posição 1. Pode verificar-se, no ANEXO B página 82, que a amplitude decresce de forma linear, correspondente com o comportamento de um sistema sujeito à fricção de Coulomb. No entanto este decaimento é extremamente baixo para um período de tempo tão longo.

Para além dos resultados teóricos apresentados, o autor, recorreu também, a resultados obtidos empiricamente, para a comparação e validação dos resultados teóricos. Neste caso, o resultado do decaimento da amplitude quando sujeita apenas a fricção de Coulomb fica muito aquém do resultado obtido experimentalmente.

O resultado experimental foi obtido recorrendo a um movimento mecânico real de um relógio, em que, as características geométricas do oscilador se aproximam em muito das características do oscilador apresentado. Este movimento testado não foi sujeito a um serviço há muito tempo, pelo que o autor aferiu que todos os seus lubrificantes se encontram deteriorados, não fornecendo qualquer tipo de lubrificação ficando apenas a fricção de Coulomb. O órgão oscilador, ao ser colocado em oscilação sem reserva de marcha, e apenas por efeito de um estímulo dado pelo autor, este verificou que, o movimento do oscilador para completamente ao final de mais ou menos 5s.

A disparidade de resultados é óbvia. O resultado obtido teoricamente afere que, o órgão oscilador continua a funcionar ao final de 500s sem qualquer perda de amplitude significativa. O resultado experimental diz-nos que o movimento oscilatório para ao final de mais ou menos 5s. Esta disparidade levantou uma série de dúvidas as quais o autor não conseguiu dar uma resposta clara, nem apresentar uma solução convincente, embora tenham sido identificados vários fatores que possam contribuir para tal disparidade.

Note-se que os valores de atrito de fricção obtidos são extremamente reduzidos, o que pode indicar que não está a ser contabilizado um outro tipo de atrito como o aerodinâmico, embora este, também seja muito reduzido. Um outro fator que pode estar por trás de tais resultados é a interação do órgão oscilador com outros componentes, aquando do seu funcionamento, nomeadamente, com a âncora. Vários cenários foram estudados e calculados sem que se conseguisse obter uma resposta clara para o problema.

O resultado obtido aquando da experimentação é o que o autor considera como sendo mais realista como é óbvio, mesmo tendo em conta os inúmeros fatores que podem alterar o resultado da experiência. Assim, o valor de 5s, será o valor que se tem de ter em conta, de forma a se achar um valor para o amortecimento de Coulomb que seja coincidente com os resultados práticos.

Para isso, recorreu-se novamente ao modelo de *Simulink* já utilizado, em que, em vez de se colocar a constante conhecida para o amortecimento de Coulomb e analisar os resultados, ir-se-á partir de um resultado (neste caso um decaimento da amplitude de mais ou menos 5s), para obter uma constante.

CONFIDENCIAL

Figura AC.18. Modelo em *Simulink* de um órgão oscilador com amortecimento de Coulomb

A simulação foi efetuada para um intervalo de tempo de 0 a 7s. Pode verificar-se, no ANEXO B página 83 que a amplitude decresce de forma linear e constante, cerca de 20° por período, levando o órgão oscilatório a parar por completo ao final de mais ou menos 5s. O resultado obtido para a fricção de Coulomb experimental é de 10^4 ordens de grandeza maior, o que acentua ainda mais a diferença que existe nos resultados obtidos teoricamente e empiricamente.

Este resultado obtido por via prática é apenas um, e para a tese e fins de cálculo, tem que se ter pelo menos 12, um para cada posição de teste multiplicado por dois movimentos a testar. Tais resultados, obtidos por via experimental, não são passíveis de se obter com precisão.

Para as variações de posição, a amplitude, varia cerca de 45° entre extremos, no máximo (ver referência 3 e 4) Tendo em conta este valor, os valores de atrito, devem promover essas variações de amplitude entre as diferentes posições de teste, considerando as ordens de grandeza obtidas por via experimental. Assim, os valores para o atrito de Coulomb que serão considerados e utilizados na presente tese são:

Tabela AC.3. Forças de atrito para cada órgão regulador e para cada posição

CONFIDENCIAL

Estes valores foram obtidos de forma iterativa a partir do programa *Simulink*. Todos eles respeitam um decaimento mais ou menos rápido da amplitude do oscilador (como foi verificado experimentalmente), e a variação de uns para os outros não implica variações de amplitude maiores do que 45°. As suas grandezas também respeitam as grandezas obtidas por via teórica, para que, cada valor de posição esteja de acordo com a geometria que o confere (esse valor).

1.2.3. Amortecimento Viscoso

A obtenção de um valor exato para o amortecimento viscoso do contacto entre o pivô e os rolamentos rubi de um órgão oscilador, é um processo que requer máquinas especializadas às quais o autor não tem acesso. No entanto, achar um valor para o amortecimento viscoso é fulcral para que se possa proceder a uma simulação dinâmica exata dos dois tipos de movimentos. Assim, teve de se proceder a um método empírico, que consiste basicamente na observação do comportamento de um órgão oscilador em condições reais, relacionando de seguida os resultados obtidos com a modelação *Simulink* e comparando estes com resultados semelhantes disponíveis na literatura.

Para a observação de um órgão oscilador de um movimento mecânico, este não deve possuir qualquer reserva de marcha, sendo desta forma possível fornecer um estímulo externo ao oscilador, fazendo com que este entre em funcionamento por um breve período de tempo. Foi este período de tempo que permitiu calcular, através da equação do movimento de um sistema de vibração forçada amortecida um valor para o amortecimento viscoso. Assim, ao ser colocado em movimento o órgão oscilador do relógio a que o autor tinha acesso, este verificou que o órgão oscilador pára ao final de mais ou menos 15s. Este valor pode variar ligeiramente, pois a força do estímulo que foi dado certamente também variou. O movimento mecânico utilizado foi um movimento que efetuou um serviço recentemente, pelo que as condições em que o mecanismo se encontra, são, em princípio, as condições ótimas para um relógio mecânico, nomeadamente em termos de condições dos lubrificantes.

No entanto, estes lubrificantes são passíveis de deterioração com o decorrer do tempo. Em média, um relógio mecânico tem de ser enviado à marca para efetuar um serviço de 5 em 5 anos, sendo verificados e limpos todos os componentes, bem como trocados todos os lubrificantes. Um movimento mecânico que se encontre num estado em que os seus lubrificantes estejam muito deteriorados, pode sofrer efeitos adversos na sua cronometria. Esses efeitos vão desde a redução da amplitude, até à paragem por completo do movimento em situações mais extremas, uma vez que a lubrificação deixa de fazer efeito, aumentando os atritos existentes entre cada uma das partes móveis do movimento.

Uma vez que o desgaste dos lubrificantes acontece ao final de um certo tempo, o autor achou também necessário efetuar um estudo acerca da deterioração dos mesmos e os efeitos que acarreta para a precisão cronométrica de um oscilador.

De uma forma igualmente empírica e com acesso a um movimento que não vê um serviço há um tempo superior a 5 anos, procedeu-se à verificação do tempo que leva um órgão oscilador a parar nestas condições, após um estímulo inicial. Assim, para o movimento em que os lubrificantes já não se encontram em pleno, a paragem do órgão oscilador dá-se ao fim de mais ou menos 5 segundos.

A obtenção de valores aproximados para o amortecimento viscoso requereu novamente a utilização do modelo do órgão oscilatório em *Simulink*, onde se vão conjugar os dados obtidos empiricamente com os dados obtidos por via de simulação dinâmica. Dado então o modelo simplificado do órgão oscilatório utilizado para a simulação do par espiral roda de balanço, acrescentou-se um módulo de simulação de amortecimento viscoso. Procedeu-se de seguida a um processo iterativo, em que sabendo, ao final de quantos segundos o órgão oscilador para um sistema lubrificado, valor este que foi obtido empiricamente, adapta-se o valor do amortecimento viscoso de modo a que o output da simulação apresente um resultado semelhante à realidade.

CONFIDENCIAL

Figura AC.19. Modelo em *Simulink* de um órgão oscilador com amortecimento viscoso

A simulação foi efetuada para um intervalo de tempo de 0 a 25 segundos. O decaimento da amplitude (ver ANEXO B, página 84) é concordante com um amortecimento do tipo viscoso, pelo que se pôde aferir que o modelo se encontrava a funcionar corretamente. Verificou-se, que para um amortecimento viscoso de $9 \times 10^{-10} N.s/m$ o órgão oscilador para ao final de mais ou menos 15 segundos, valor obtido empiricamente ao ser observado um órgão oscilador de um movimento mecânico em perfeitas condições. Assim, em futuros cálculos o valor que será utilizado para o amortecimento viscoso é de:

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura AC.20. Modelo em *Simulink* de um órgão oscilador com amortecimento viscoso

No limite em que os lubrificantes deixam de atuar totalmente no pivô do sistema oscilatório devido à sua total degradação, apenas se fica com a fricção gerada pelo contacto entre o pivô e os rolamentos, ou seja, a fricção de Coulomb. Analisando de novo o gráfico da fricção de Coulomb (ver ANEXO B pág. 83), verifica-se que o movimento do órgão oscilador também pára ao final de 5 segundos.

1.2.4. Impulso de Âncora

O impulso de âncora é o que faz com que o órgão oscilador comece e mantenha a sua oscilação ao longo de toda a reserva de marcha. Para o calcular, começou-se por recorrer ao modelo em *Simulink* do órgão oscilador. Com este modelo e com os dados já obtidos para as variáveis inerentes a este modelo, pode-se proceder a uma série de iterações, e ter uma ideia aproximada da força necessária na âncora para mover o nosso órgão oscilador até à amplitude definida em projeto.

Nos testes efetuados anteriormente, era definido um estímulo inicial que colocava o órgão oscilador a 270° . Para se obter a força necessária de serviço, o órgão oscilador encontra-se inicialmente em posição de equilíbrio a 0 graus, e com o início da simulação este é estimulado por meio de um gerador de sinal, com o valor da força a ser determinado, até que o órgão oscilador atinja a amplitude desejada e a mantenha ao longo de um determinado período de tempo.

Os valores já introduzidos no modelo são:

CONFIDENCIAL

Antes de se correr a simulação teve de se caracterizar a força ou o impulso de âncora. O impulso de âncora é fornecido ao órgão oscilador através do contacto entre a âncora, que é uma parte do sistema de escape, e o rubi do *roller* parte integrante do pivô do órgão oscilatório (figura AC.26). Este contacto é efetuado de uma forma não contínua no tempo, ou seja, a força que provém da mola principal é transmitida ao órgão oscilador através de impulsos regulares no tempo. A frequência com que estes impulsos ocorrem e a sua duração dependem da frequência do oscilador e das características do sistema de escape.

CONFIDENCIAL

Figura AC.21. Representação esquemática das partes intervenientes no impulso de âncora (escape)

Deste modo teve que se calcular as características do impulso de âncora, para se poder achar corretamente a força, sendo estas, a frequência e a duração do impulso.

Para se calcular a frequência partiu-se da própria frequência do órgão oscilador de 2.5Hz correspondente a 18000 Vib/h. Este valor foi dividido por 3600 para se obterem o número de Vib/s:

$$\frac{18000}{3600} = 5 \text{ Vib./s}$$

CONFIDENCIAL

Figura AC.22. Representação esquemática do sistema de escape

Sabendo que uma vibração corresponde a meia oscilação, ou seja, a distância angular percorrida pela roda de balanço de 0 a 270° e de volta a 0°, aferimos que durante um segundo, a âncora de escape entra em contacto com o rubi do *roller* 5 vezes. Assim, o número de impulsos que se tem num segundo é 5, mais precisamente um impulso a cada 0.2s.

O cálculo da duração do impulso foi efetuado recorrendo à própria geometria do sistema de escape (figura AC.27).

CONFIDENCIAL

Figura AC.23. Âncora e respetivos *banking pins* localizados no turbilhão

CONFIDENCIAL

Figura AC.24. *Layout* da âncora e respetivos *banking pins*

O movimento da âncora é limitado principalmente por dois pinos, denominados de *banking pins* (figura AC.28). Estes, além de limitarem a deslocação angular da âncora, também limitam, por defeito, o tempo em que a força é transmitida ao rubi do *roller*. A geometria do escape de âncora, bem como a disposição dos componentes do órgão oscilador também são responsáveis pela transmissão de força intermitente da âncora. Assim, recorrendo aos desenhos técnicos (figura AC.29) pôde constatar-se que a âncora está em contacto com o rubi do *roller* por aproximadamente 25° , sendo que, em metade destes, ou seja, 12.50° , a âncora não transmite qualquer força para o órgão oscilatório.

Assim para uma vibração que tem a duração de 0.2s teve-se de achar a percentagem em que o impulso está ativo ou seja a duração da transmissão de força.

Sabendo que uma vibração percorre:

$$270^\circ \times 2 = 540^\circ$$

E que a percentagem deste valor correspondente a 12.50° é de 4.62% obtém-se um tempo para a duração do impulso de 0.00924s.

Ao serem obtidos estes dois valores para caracterizar, a força foi então criado um módulo em *Simulink* para o modelo do sistema oscilatório que conseguisse reproduzir estas condições. Este módulo encontra-se representado na parte superior esquerda do modelo representado na figura (AC.30) sobre o nome de “Força mola principal Âncora”, possuindo ainda conectado um bloco *scope* sobre o nome de “Impulso de Âncora” para se poder controlar visualmente o comportamento do módulo.

CONFIDENCIAL

Figura AC.25. Modelo em *Simulink* de um órgão oscilador

Após a concretização e adaptação do modelo do órgão oscilatório às novas condições iniciou-se finalmente o processo iterativo obtendo-se então os seguintes resultados: ANEXO B páginas 86, 87, 88 e 89.

A força de impulso de âncora, depois de caracterizada e calculada a sua magnitude, assumiu a forma das ondas representadas a amarelo, e o comportamento do órgão oscilatório, assumiu a forma das ondas representadas a azul.

A simulação foi corrida para um intervalo de tempo entre 0 e 50s. Pode verificar-se, que o comportamento do órgão oscilatório é o esperado para a força determinada, em que o órgão oscilatório demora cerca de 30 s a atingir o valor de 270° de amplitude, mantendo-se nessa amplitude até aos 50s. O comportamento do impulso de âncora também é o esperado, estando de acordo com os cálculos efetuados para o efeito. Deste modo obtivemos um valor para o impulso de âncora de:

$$F_{\text{Impulso de Âncora}} = 9.5 \times 10^{-4} \text{ N}$$

APÊNDICE D

1. ANÁLISE ENERGÉTICA

1.1. Análise energética da transmissão principal

Para se calcular o binário necessário para a mola principal, procedeu-se primeiro, a uma análise energética do sistema de transmissão, que transmite esse binário ao órgão regulador. Esta análise compreende, todas as rodas dentadas e componentes que são responsáveis pela transmissão de binário, desde o tambor, até ao órgão oscilador, e irá recorrer ao teorema de variação de energia cinética, que relaciona os trabalhos produzidos pelas forças ou momentos internos e externos de cada um dos componentes (ver referência 5).

O teorema da variação da energia cinética é descrito pela seguinte equação:

$$dE_c = dW_{ext} + dW_{int} \quad (\text{AD.1.1})$$

Que dividindo por t (tempo) se obtém uma equação diferencial:

$$\frac{dE_c}{dt} = \frac{dW_{ext}}{dt} + \frac{dW_{int}}{dt} \quad (\text{AD.1.2})$$

em que:

$$\frac{dE_c}{dt} = I_{eq} \times W_m \times \alpha_n \quad (\text{AD.1.3})$$

$$\frac{dW_{ext}}{dt} = M_m \times W_m - F_a \times v \quad (\text{AD.1.4})$$

$$\frac{dW_{int}}{dt} = -0.02 \times M_m \times W_m \text{ (para um rendimento de 98\%)} \quad (\text{AD.1.5})$$

Substituindo na equação inicial:

$$I_{eq} \times W_m \times \alpha_n = M_m \times W_m - F_a \times v - 0.02 \times M_m \times W_m \quad (\text{AD.1.6})$$

$$(\Rightarrow) I_{eq} \times \alpha_n = M_m - F_a \times v - 0.02 \times M_m \quad (\text{AD.1.7})$$

$$(\Rightarrow) M_m = I_{eq} \times \alpha_n + F_a \times v + 0.02 \times M_m \quad (\text{AD.1.8})$$

$$(\Rightarrow) M_m(1 - 0.02) = I_{eq} \times \alpha_n + F_a \times v \quad (\text{AD.1.9})$$

$$(\Rightarrow) M_m = \frac{I_{eq} \times \alpha_n + F_a \times v}{0.98} \quad (\text{AD.1.10})$$

em que I_{eq} é a inércia equivalente do sistema, α_n é a aceleração angular, F_a corresponde à força de atrito e v a velocidade angular.

Esta equação permite, a obtenção de um valor para o momento necessário M_m à movimentação dos componentes que esta trata, para um rendimento de 98%

A equação obtida foi adaptada à transmissão principal que figura no movimento mecânico projetado.

CONFIDENCIAL

Figura AD.1. Vista de topo da transmissão principal com identificação dos eixos principais à análise energética

$$M_m = \frac{I_{eq} \times \alpha_n + F_{a1} \times v_1 + F_{a2} \times v_2 + F_{a3} \times v_3}{0.98^3} \quad (\text{AD.1.11})$$

$$(\Rightarrow) M_m = \frac{I_{eq} \times \alpha_n + \mu_1 (N_1 \times v_1 + N_2 \times v_2) + \mu_2 \times N_3 \times v_3}{0.98^3} \quad (\text{AD.1.12})$$

Os coeficientes de atrito são diferentes dos eixos 1 e 2 para o 3, pois, os rolamentos que sustentam esses mesmos eixos são de diferente natureza. Para os eixos 1 e 2, utilizam-se os tradicionais rolamentos rubi, já para o eixo 3, correspondente àquele que sustenta o turbilhão tri axial, o rolamento utilizado é um rolamento de esferas. O rendimento está elevado ao cubo pois, na transmissão principal, existem 3 contactos entre rodas dentadas. Procedeu-se, deste modo, ao cálculo de cada uma das variáveis presentes na equação deduzida para o momento, para se encontrar assim, o binário necessário à movimentação do turbilhão tri axial.

A inércia equivalente I_{eq} compreende as inércias de cada um dos conjuntos roda dentada pinhão, presentes na transmissão principal, bem como, a inércia do próprio turbilhão tri axial, e é dada pela seguinte fórmula:

$$I_{eq} = I_{tambor} + \frac{I_1}{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2} + \frac{I_2}{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2 \times \left(\frac{z_4}{z_3}\right)^2} + \frac{I_3}{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2 \times \left(\frac{z_4}{z_3}\right)^2 \times \left(\frac{z_6}{z_5}\right)^2} \quad (\text{AD.1.13})$$

As inércias I_1, I_2, I_3 , e I_{tambor} foram retiradas a partir do programa *SolidWorks* da mesma forma que a inércia obtida para a roda de balanço.

$$I_1 = 0.662g. mm^2$$

$$I_2 = 4.779g. mm^2$$

$$I_3 = 21.472g. mm^2$$

$$I_{tambor} = 49.556g. mm^2 (\times 2)$$

O número de dentes de cada engrenagem ou pinhão foi definido durante o projeto, e encontra-se tabelado no capítulo 1.

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Substituindo os valores na equação:

CONFIDENCIAL

Calculamos agora a aceleração angular, α_n . Esta aceleração angular foi calculada no tambor, e é dada pela seguinte equação:

$$\alpha_n = \frac{dW_n}{dt} \quad (\text{AD1.14})$$

em que W_n é a velocidade angular do tambor:

$$W_n = \frac{d\theta}{dt} \quad (\text{AD1.15})$$

Considerando que o eixo 3 efetua 60 voltas por h, e sabendo a relação entre cada sistema de engrenagens, podemos calcular qual será a sua deslocação angular, para um segundo, do tambor:

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

eixos. Assim para efeitos de cálculo tem de se arbitrar um valor para a força transmitida pela mola principal. Este valor é:

$$M_{mola\ principal} = 4N \cdot mm$$

Nota: Este valor já é o valor final, que será usado para a mola principal, proveniente do processo iterativo que não será apresentado.

Também se considera que o movimento se encontra na posição de teste 3. Esta posição será, em conjunto com a 4, 5 e 6, a mais desfavorável para os pivôs e as forças que estes sentem. Procedeu-se, deste modo, ao cálculo de cada uma dessas forças normais, para cada um dos eixos representados.

Eixo 1:

CONFIDENCIAL

Figura AD.2. Momentos e forças relativos ao eixo 1 da transmissão principal

As forças exercidas por cada um dos tambores no eixo 1 serão de igual magnitude, pois ambos os tambores possuem as mesmas características e ambas as molas principais contidas nestes também possuem as mesmas características.

Assim a força do tambor 1 e 2 é:

$$F_{tambor\ 1} = \frac{M_{mola\ principal}}{b_1} = \frac{4}{7.2} = 0.556N$$

$$F_{tambor\ 1} = F_{tambor\ 2}$$

Estas forças são transmitidas ao eixo 1. No entanto, a disposição de um tambor em relação ao outro, relativamente ao engrenamento com o pinhão do eixo 1, é de 180°. Isto significa que, as duas forças se vão anular uma à outra e, o eixo 1, não irá sofrer com forças de reação normais causadas pelas forças provenientes dos tambores. Assim as únicas reações que se irá ter no eixo 1, serão, as reações normais à força gravítica.

CONFIDENCIAL

Figura AD.3. Diagrama de forças do eixo 1 da transmissão principal

Procedeu-se a um cálculo estático para a determinação das forças normais:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \quad (=) \quad \begin{cases} N_1 + N_2 - P = 0 \\ P \times d_1 - N_2 \times (d_1 + d_2) = 0 \end{cases} \quad (=) \quad \begin{cases} N_1 = -N_2 + P \\ N_2 = \frac{P \times d_1}{d_1 + d_2} \end{cases}$$

$$\begin{cases} N_1 = -N_2 + 0.13 \times 10^{-3} \times 9.81 \\ N_2 = \frac{0.13 \times 10^{-3} \times 9.81 \times 0.91 \times 10^{-3}}{0.91 \times 10^{-3} + 1.46 \times 10^{-3}} \end{cases}$$

$$\begin{cases} N_1 = 7.856 \times 10^{-4} N \\ N_2 = 4.897 \times 10^{-4} N \end{cases}$$

Eixo 2

CONFIDENCIAL

Figura AD.4. Momentos e forças relativos ao eixo 2 da transmissão principal

O eixo dois recebe a sua força motriz do eixo um, e este, recebe-a por sua vez, diretamente do tambor através do dentado cicloidal das rodas. De forma a se saber qual a

força que o eixo 1, imprime no dentado do pinhão do eixo dois, precisa-se de descobrir, qual o valor do momento no eixo 1.

A transferência de binário faz-se entre os dentados das rodas e pinhões que, no caso do projeto, são dentados de perfil cicloidal. Este perfil, que já foi introduzido anteriormente, tem um elevado rendimento, devido às suas características. O autor considera este rendimento é de 98%. Assim, o valor de binário que é transferido entre rodas e pinhões decairá cerca de 0.02%, se tivermos a considerar, o sentido da fonte de energia para o “exterior”.

Verificou-se anteriormente, por atribuição, que o valor de binário presente em cada tambor é de:

$$M_{mola\ principal} = 4N.\ mm$$

Sendo que, dois tambores, desenvolvem um binário duas vezes superior.

Este é transmitido ao primeiro eixo em que, como temos dois tambores, e logo dois engrenamentos, o binário sofre um decaimento de 2 vezes 98%.

Então o binário no primeiro eixo é de:

$$M_{eixo1} = M_{mola\ principal} \times 2 \times 0.98^2 = 4 \times 2 \times 0.98^2 = 7.683N.\ mm$$

Obtendo assim o binário no eixo 1, está-se em condições, de se calcular a força que este transmite ao pinhão do segundo eixo:

$$F_{eixo1} = \frac{M_{eixo1}}{d_1} = \frac{7.683}{4.2} = 1.829N$$

CONFIDENCIAL

Figura AD.5. Diagrama de forças do eixo 2 da transmissão principal

Procedeu-se a um cálculo estático para a determinação das forças normais, à semelhança do eixo anterior:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \quad (\Rightarrow) \quad \begin{cases} N_1 + N_2 - P - F_{eixo1} = 0 \\ F_{eixo1} \times d_1 + P \times (d_1 + d_2) - N_2 \times (d_1 + d_2 + d_3) = 0 \end{cases}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} N_1 = -N_2 + P - F_{eixo1} \\ N_2 = \frac{F_{eixo1} \times d_1 - P \times (d_1 + d_2)}{d_1 + d_2 + d_3} \end{cases}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} N_1 = -N_2 + 0.16 \times 10^{-3} \times 9.81 - 1.829 \\ N_2 = \frac{1.829 \times 1.11 \times 10^{-3} - 0.16 \times 10^{-3} \times 9.81 \times (1.11 \times 10^{-3} + 1.26 \times 10^{-3})}{1.11 \times 10^{-3} + 1.26 \times 10^{-3} + 1.65 \times 10^{-3}} \end{array} \right.$$

$$\begin{cases} N_1 = -2.332N \\ N_2 = 0.504N \end{cases}$$

Eixo 3

O eixo 3 compreende toda a estrutura do turbilhão tri axial suportada no eixo 3 por um rolamento de esferas.

CONFIDENCIAL

Figura AD.6. Engrenamento entre o eixo 2 e o eixo 3 pertencente ao turbilhão tri axial

A transmissão efetua-se por meio de uma roda e de um pinhão, cónicos, com perfis de dentado cicloidal. Voltou-se a proceder com o cálculo anterior, para o binário transmitido do 1º eixo, para o 2º eixo:

$$M_{eixo2} = M_{eixo1} \times 0.98 = 7.683 \times 0.98 = 7.529N.mm$$

Ao obter o momento no eixo 2 pode-se calcular a força transferida para o eixo 3 de forma a se realizar a análise estática.

CONFIDENCIAL

Figura AD.7. Momentos e forças relativos ao eixo 3 da transmissão principal

CONFIDENCIAL

Figura 1.8. Diagrama de forças do eixo 3 da transmissão principal

$$\sum F_y = 0 (=) N_1 - F_{eixo2} - P = 0 (=) N_1 = F_{eixo2} + P$$

$$N_1 = 0.836 + 0.57 \times 10^{-3} \times 9.81$$

$$N_1 = 0.842N$$

Calculadas as forças normais presentes em cada eixo, restou calcular as suas respectivas velocidades.

$$n_{Eixo3} = 60.000 \text{ voltas/h} \rightarrow 1.667 \times 10^{-2} \text{ voltas/s} \rightarrow 6.000^\circ/\text{s} \rightarrow 0.105 \text{ rad/s}$$

$$n_{Eixo2} = 6.667 \text{ voltas/h} \rightarrow 1.852 \times 10^{-3} \text{ voltas/s} \rightarrow 0.667^\circ/\text{s} \rightarrow 0.012 \text{ rad/s}$$

$$n_{Eixo1} = 2.000 \text{ voltas/h} \rightarrow 5.556 \times 10^{-4} \text{ voltas/s} \rightarrow 0.200^\circ/\text{s} \rightarrow 0.003 \text{ rad/s}$$

Uma vez que estamos a trabalhar com a unidade de tempo segundo, as velocidades, nos pontos de contacto entre cada uma das rodas e pinhões, são os valores obtidos anteriormente multiplicados pelo raio de cada roda ou pinhão.

$$v_{Eixo3} = w_{Eixo3} \times R_{4^\circ \text{ Pinhão}} = 0.105 \text{ rad/s} \times 2 \text{ mm} = 0.210 \text{ rad/s}$$

$$v_{Eixo2} = w_{Eixo2} \times R_{3^\circ \text{ Roda}} = 0.012 \text{ rad/s} \times 9 \text{ mm} = 0.108 \text{ rad/s}$$

$$v_{Eixo1} = w_{Eixo1} \times R_{\text{Roda Principal}} = 0.003 \text{ rad/s} \times 4.2 \text{ mm} = 0.013 \text{ rad/s}$$

Calculadas todas as variáveis necessárias à determinação do momento necessário ao movimento de todas as engrenagens da transmissão principal, substituíram-se os valores nessa mesma equação.

$$M_m = \frac{I_{eq} \times \alpha_n + \mu_1 (N_1 \times v_1 + N_2 \times v_2) + \mu_2 \times N_3 \times v_3}{0.98^3} \quad (\text{AD.1.17})$$

$$\begin{aligned} & (=) M_m \\ & = \frac{2.061 \times 10^{-3} \times 6.544 \times 10^{-4} + 0.1 \times (1.275 \times 10^{-3} \times 0.013 + 2.836 \times 0.108) + 0.015 \times 0.842 \times 0.210}{0.98^3} \end{aligned}$$

$$(=) M_m = 0.0354 N \cdot mm$$

De forma a mover toda a transmissão principal, incluindo o módulo do turbilhão tri axial, é necessário que a mola principal desenvolva um binário de 0.0354N.mm. De notar que os cálculos foram efetuados só para a transmissão principal, tendo sido desprezadas todas as complicações que estão inerentes a esta.

Após o cálculo do binário necessário para mover a transmissão principal, efetuou-se o cálculo para determinar os binários necessários ao movimento de cada um dos estágios do turbilhão tri axial. Cada um destes estágios apresenta um sistema de transmissão diferente, ou seja, será efetuada uma análise energética para cada um deles.

1.2. Análise energética do estágio 1 do turbilhão tri axial:

CONFIDENCIAL

Figura AD.9. Primeiro estágio do turbilhão tri axial

O primeiro estágio é composto por uma transmissão multiplicadora, que converte uma volta por minuto para 2.5 voltas por minuto, no sentido da fonte de energia para o órgão oscilador. Esta transmissão é composta por dois conjuntos de roda dentada, pinhão.

CONFIDENCIAL

Figura AD 10. Transmissão do primeiro estágio do turbilhão tri axial

Este sistema é traduzido pela seguinte equação, obtida do teorema de variação de energia cinética:

$$M_m = \frac{I_{eq} \times \alpha_n + \mu_1 (N_1 \times v_1 + N_2 \times v_2)}{0.98^2} \quad (\text{AD.1.18})$$

À semelhança da análise anterior, foi calculado cada um dos termos da equação em separado:

Inércia equivalente I_{eq} :

$$I_{eq} = I_{Eixo1} + I_{Eixo2} \times \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \quad (\text{AD.1.19})$$

$$I_{Eixo1} = 0.006g \cdot mm^2$$

CONFIDENCIAL

Aceleração angular do eixo 1 α_n :

$$\alpha_n = \frac{dw_n}{dt} \quad (\text{AD.1.20})$$

Sabendo que, o primeiro estágio efetua uma revolução por minuto, temos:

CONFIDENCIAL

Figura AD.11. Transmissão (eixo 1) do primeiro estágio do turbilhão tri axial

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (=) \quad \frac{n_2}{1} = \frac{80}{12} \quad (=) \quad n_2 = 6.667 \text{ voltas/min}$$

$$n_2 = 6.667 \text{ voltas/min} \rightarrow 0.111 \text{ voltas/s} \rightarrow 4^\circ/\text{s} \rightarrow 0.070 \text{ rad/s}$$

Logo o eixo 1 tem uma aceleração angular de:

$$\alpha_n = 0.070 \text{ rad/s}^2$$

Forças normais e velocidades do estágio 1

Voltou-se a considerar um binário proveniente da mola principal de 4N.mm multiplicado por dois.

Eixo 1:

CONFIDENCIAL

Figura AD.12. Momentos e forças relativos eixo 1 do primeiro estágio do turbilhão tri axial

$$M_{1^\circ \text{Estágio}} = M_{eixo3} = M_{eixo2} \times 0.98 = 7.529 \times 0.98 = 7.440 \text{ N.mm}$$

$$F_{1^\circ \text{Estágio}} = \frac{M_{1^\circ \text{Estágio}}}{d_1} = \frac{7.440}{8.25} = 0.901 \text{ N}$$

Ao ser calculada a força do 1º estágio, está-se em condições para calcular a força de reação normal do eixo 1. Para isso, procedeu-se a uma análise de estática, na posição de teste menos favorável ao sistema:

CONFIDENCIAL

Figura AD.13. Diagrama de forças relativos ao eixo 1 do primeiro estágio do turbilhão tri axial

$$\sum F_y = 0 \quad (=) F_{1^\circ \text{Estágio}} - N_1 - P = 0 \quad (=) N_1 = F_{1^\circ \text{Estágio}} - P$$

$$N_1 = 0.901 - 0.015 \times 10^{-3} \times 9.81$$

$$N_1 = 0.901N$$

Eixo 2:

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura AD.15. Diagrama de forças relativos ao eixo 2 do primeiro estágio do turbilhão tri axial

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \quad (=) \quad \begin{cases} N_1 + N_2 + P - F_{Eixo1} = 0 \\ F_{Eixo1} \times d_1 - P \times (d_1 + d_2) - N_2 \times (d_1 + d_2 + d_3) = 0 \end{cases}$$

$$(=) \quad \begin{cases} N_1 = F_{Eixo1} - N_2 - P \\ N_2 = \frac{F_{Eixo1} \times d_1 - P \times (d_1 + d_2)}{d_1 + d_2 + d_3} \end{cases}$$

$$(=) \quad \begin{cases} N_1 = 14.582 - N_2 - 0.382 \times 10^{-3} \times 9.81 \\ N_2 = \frac{14.582 \times 0.47 \times 10^{-3} - 0.382 \times 10^{-3} \times 9.81 \times (0.47 \times 10^{-3} + 7.241 \times 10^{-3})}{0.47 \times 10^{-3} + 7.241 \times 10^{-3} + 7.639 \times 10^{-3}} \end{cases}$$

$$(=) \quad \begin{cases} N_1 = 14.134N \\ N_2 = 0.446N \end{cases}$$

As velocidades de cada eixo são:

$$v_1 = 6.667 \text{ voltas/min} \rightarrow 0.111 \text{ voltas/s} \rightarrow 4^\circ/\text{s} \rightarrow 0.070 \text{ rad/s}$$

$$v_2 = 2.500 \text{ voltas/min} \rightarrow 0.0417 \text{ voltas/s} \rightarrow 15^\circ/\text{s} \rightarrow 0.262 \text{ rad/s}$$

Determinada cada uma das variáveis, pode-se calcular o binário necessário para mover todo o 1º estágio do turbilhão tri axial.

$$M_m = \frac{I_{eq} \times \alpha_n + \mu_1 (N_1 \times v_1 + N_2 \times v_2)}{0.98^2}$$

$$(=) M_m = \frac{7.688 \times 10^{-3} \times 0.070 + 0.1 \times (0.901 \times 0.070 + 14.582 \times 0.262)}{0.98^2}$$

$$(=) M_m = 0.405N \cdot mm$$

O binário necessário para mover o primeiro estágio tendo em conta que na fonte (tambor) se tem uma força de 8N.mm é de 0.405N.mm. De notar que este valor é superior ao da transmissão principal.

1.3. Análise energética do estágio 2 do turbilhão tri axial:

Procedeu-se aos mesmos tipos de cálculos para o segundo estágio:

CONFIDENCIAL

Figura AD.16. Segundo estágio do turbilhão tri axial

O segundo estágio é composto por um conjunto de 3 rodas dentadas, que efetuam um trabalho de multiplicação, no sentido da fonte de energia para o órgão regulador. Essa multiplicação é da ordem de 2.5 para 5. É uma transmissão que compreende dois eixos, sendo que o último, é concorrente com o mecanismo turbilhão, pelo que, a sua “massa” terá de se ter em conta nos cálculos para a inércia equivalente.

CONFIDENCIAL

Figura AD.17. Transmissão de segundo estágio do turbilhão tri axial

Esta transmissão, à semelhança da anterior, é traduzida pela seguinte equação, obtida do teorema de variação de energia cinética:

$$M_m = \frac{I_{eq} \times \alpha_n + \mu_1 (N_1 \times v_1 + N_2 \times v_2)}{0.98^2} \quad (\text{AD.1.21})$$

Voltou-se a calcular cada um dos termos da equação em separado:

Inércia equivalente I_{eq} :

CONFIDENCIAL

Aceleração angular do eixo 1 α_n :

$$\alpha_n = \frac{dw_n}{dt} \quad (\text{AD.1.23})$$

Sabendo que, o segundo eixo do 1º estágio efetua 2.5 revoluções por minuto, ou seja, a roda estacionária, considera-se que efetua 2.5 revoluções por minuto, temos:

$$Z_{Roda\ estacionária} = 30$$

$$\frac{n_1}{n_{Roda\ estacionária}} = \frac{Z_{Roda\ estacionária}}{Z_1} \quad (=) \quad \frac{n_1}{2.5} = \frac{30}{23} \quad (=) \quad n_1 = 3.260\text{volts}/\text{min}$$

CONFIDENCIAL

Logo o eixo 1 tem uma aceleração angular de:

$$\alpha_n = 0.379 \text{ rad/s}^2$$

Forças normais e velocidades do estágio 2:

Voltou-se a considerar um binário proveniente da mola principal de 4N.mm multiplicado por dois.

Eixo 1:

CONFIDENCIAL

Figura AD.18. Momentos e forças relativos ao eixo 1 de segundo estágio do turbilhão tri axial

$$M_{Eixo2 \ 1^\circ Est\u00e1gio} = M_{Roda \ Estacion\u00e1ria} = M_{Eixo1 \ 1^\circ Est\u00e1gio} \times 0.98$$

$$M_{Eixo2\ 1^{\circ}Estágio} = 7.291 \times 0.98 = 7.140N.mm$$

$$F_{2^{\circ}Estágio} = \frac{M_{Eixo2\ 1^{\circ}estágio}}{d_{Roda\ Estacionária}} = \frac{7.140}{2.8} = 2.550N$$

Ao ser calculada a força do 2º estágio, efetuou-se o cálculo da força de reação normal do eixo 1 do segundo estágio, para isso, procedeu-se a uma análise de estática na posição de teste menos favorável ao sistema:

CONFIDENCIAL

Figura AD.19. Diagrama de forças relativos ao eixo 1 de segundo estágio do turbilhão tri axial

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} (=) \begin{cases} N_1 + N_2 - P - F_{2^{\circ}Estágio} = 0 \\ F_{2^{\circ}Estágio} \times d_1 + P \times d_1 - N_2 \times (d_1 + d_2) = 0 \end{cases}$$

$$(=) \begin{cases} N_1 = F_{2^{\circ}Estágio} - N_2 + P \\ N_2 = \frac{F_{2^{\circ}Estágio} \times d_1 + P \times d_1}{d_1 + d_2} \end{cases}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} N_1 = 2.550 - N_2 - 0.382 \times 10^{-3} \times 9.81 \\ N_2 = \frac{2.550 \times 0.2 \times 10^{-3} - 0.015 \times 10^{-3} \times 9.81 \times 0.2 \times 10^{-3}}{0.2 \times 10^{-3} + 0.2 \times 10^{-3}} \end{cases}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} N_1 = 1.271N \\ N_2 = 1.276N \end{cases}$$

Eixo 2:

CONFIDENCIAL

Figura AD.20. Momentos e forças relativos ao eixo 2 de segundo estágio do turbilhão tri axial

$$M_{Eixo1 \ 2^\circ \ est\u00e1gio} = 7.140 \times 0.98 = 6.997N.mm$$

$$F_{Eixo \ 1} = \frac{M_{Eixo2 \ 1^\circ \ est\u00e1gio}}{d_1} = \frac{6.997}{1.8} = 3.887N$$

Depois do cálculo da força que é impressa no eixo 2, procedeu-se a um cálculo estático para a determinação das forças normais presentes no eixo 2:

CONFIDENCIAL

Figura AD.21. Diagrama de forças relativos ao eixo 2 de segundo estágio do turbilhão tri axial

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \quad (=) \quad \begin{cases} N_1 + N_2 - P + F_{Eixo\ 1} = 0 \\ F_{Eixo\ 1} \times d_1 - N_2 \times (d_1 + d_2) - P \times (d_1 + d_2 + d_3) = 0 \end{cases}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} N_1 = P - F_{Eixo\ 1} - N_2 \\ N_2 = \frac{F_{Eixo\ 1} \times d_1 - P \times (d_1 + d_2 + d_3)}{d_1 + d_2} \end{cases}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} N_1 = 0.280 \times 10^{-3} \times 9.81 - 3.887 - N_2 \\ N_2 = \frac{3.887 \times 0.075 \times 10^{-3} - 0.280 \times 10^{-3} \times 9.81 \times (0.075 \times 10^{-3} + 0.075 \times 10^{-3} + 3.15 \times 10^{-3})}{0.075 \times 10^{-3} + 0.075 \times 10^{-3}} \end{cases}$$

$$(\Rightarrow) \begin{cases} N_1 = -5.7671N \\ N_2 = 1.883N \end{cases}$$

As velocidades de cada eixo são:

$$v_1 = 3.620 \text{ voltas/min} \rightarrow 0.060 \text{ voltas/s} \rightarrow 21.72^\circ/\text{s} \rightarrow 0.379 \text{ rad/s}$$

$$v_2 = 5 \text{ voltas/min} \rightarrow 0.0833 \text{ voltas/s} \rightarrow 30^\circ/\text{s} \rightarrow 0.524 \text{ rad/s}$$

Está-se em condições calcular o binário necessário para mover todo o 2º estágio do turbilhão tri axial.

$$M_m = \frac{I_{eq} \times \alpha_n + \mu_1 (N_1 \times v_1 + N_2 \times v_2)}{0.98^2} \quad (\text{AD.1.24})$$

$$(\Rightarrow) M_m = \frac{1.232 \times 0.379 + 0.1 \times (2.547 \times 0.379 + 7.65 \times 0.524)}{0.98^2}$$

$$(\Rightarrow) M_m = 1.004 \text{ N.mm}$$

O binário necessário para mover o segundo estágio, tendo em conta que, na fonte (tambor) se tem uma força de 8N.mm, é de 1.004N.mm. De notar que este valor é superior ao da transmissão principal e da transmissão do 1º estágio.

Existe ainda um conjunto de rodas dentadas que se irá de ter em conta antes do órgão regulador. Este conjunto encontra-se no turbilhão, e é responsável pela transferência de binário entre o segundo estágio e o mecanismo de força constante, que precede o sistema e escape. É composto por uma roda estacionária fixa à estrutura do segundo estágio, e por um pinhão, pertencente ao escape. Este pinhão, ao rodar devido à rotação do turbilhão, é que irá fornecer o movimento que vai enrolar a espiral do mecanismo de força constante, recarregando-a periodicamente. Por sua vez, a espiral, com a energia potencial elástica previamente armazenada, vai-se desenrolar, transferindo essa mesma energia à roda de escape, à âncora até ao órgão oscilador.

1.4. Análise energética do engrenamento do mecanismo de força constante

CONFIDENCIAL

Figura AD.22. Turbilhão com engrenamento do mecanismo de força constante evidenciado a azul

A análise energética que se efetuou neste sistema é traduzida pela seguinte equação obtida do teorema de variação de energia cinética:

CONFIDENCIAL

Figura AD.23. Transmissão do mecanismo de força constante

$$I_{eq} = I_{eixo1} = 0.004g.mm^2 \rightarrow 0.004 \times 10^{-9}Kg.m^2$$

Aceleração angular do eixo1 α_n :

$$\alpha_n = \frac{dw_n}{dt} \quad (AD.1.26)$$

Sabendo que o eixo do turbilhão efetua 5 revoluções por minuto, ou seja, a roda estacionária, considera-se que efetua 5 revoluções por minuto, temos:

$$Z_{Roda\ estacionária} = 39$$

$$\frac{n_1}{n_{Roda\ estacionária}} = \frac{Z_{Roda\ estacionária}}{Z_1} \quad (=) \quad \frac{n_1}{5} = \frac{39}{26} \quad (=) \quad n_1 = 7.5voltas/min$$

$$n_1 = 7.5voltas/min \rightarrow 0.125voltas/s \rightarrow 45^\circ/s \rightarrow 0.785rad/s$$

Logo o eixo 1 tem uma aceleração angular de:

$$\alpha_n = 0.785rad/s^2$$

Forças normais no eixo 1

Voltou-se a considerar um binário proveniente da mola principal de 4N.mm multiplicado por dois.

Começou-se, à semelhança do estágio anterior, por calcular a força que a roda estacionária desenvolve e transmite ao eixo 1:

CONFIDENCIAL

Figura AD.24. Momentos e forças relativos ao eixo 1 da transmissão do mecanismo de força constante

$$M_{Estacionária} = M_{Eixo2\ 2^{o}Estágio} = 6.997 \times 0.98 = 6.857N.mm$$

$$F_{Estacionária} = \frac{M_{Estacionária}}{d_1} = \frac{6.857}{1.9} = 3.609N$$

Obtida a força impressa no eixo 1 procedeu-se com o cálculo das reações normais no eixo 1:

CONFIDENCIAL

Figura AD.25. Diagrama de forças relativos ao eixo 1 da transmissão do mecanismo de força constante

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} N_1 + N_2 - P + F_{Estacionária} = 0 \\ P \times d_1 - N_2 \times (d_1 + d_2) - F_{Estacionária} \times (d_1 + d_2 + d_3) = 0 \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} N_1 = P - F_{Estacionária} - N_2 \\ N_2 = \frac{P \times d_1 - F_{Estacionária} \times (d_1 + d_2 + d_3)}{d_1 + d_2} \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} N_1 = 0.006 \times 10^{-3} \times 9.81 - 3.609 - N_2 \\ N_2 = \frac{0.006 \times 9.81 \times 0.400 \times 10^{-3} - 3.609 \times (0.400 \times 10^{-3} + 0.400 \times 10^{-3} + 0.300 \times 10^{-3})}{0.400 \times 10^{-3} + 0.400 \times 10^{-3}} \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} N_1 = 1.324N \\ N_2 = -4.933N \end{cases}$$

A velocidade no eixo 1 é:

$$v_1 = 7.5 \text{ voltas/min} \rightarrow 0.125 \text{ voltas/s} \rightarrow 45^\circ/\text{s} \rightarrow 0.785 \text{ rad/s}$$

Calculados todos os fatores efetuou-se a substituição na equação inicial:

$$M_m = \frac{0.004 \times 0.785 + 0.1 \times 6.257 \times 0.785}{0.98}$$

$$(\Rightarrow) M_m = 0.504 \text{ N.mm}$$

O binário necessário para mover o conjunto de rodas dentadas estudado, tendo em conta que, na fonte (tambor), se tem uma força de 8N.mm, é de 0.5044N.mm

Ao se concluir a análise energética, que compreendeu, todas as transmissões e todos os componentes, responsáveis pela transmissão de energia, desde o tambor até ao órgão regulador, procedeu-se com a determinação do binário médio necessário na espiral do remontoir (mecanismo de força constante), para que o órgão oscilador atinga os 270 graus de amplitude, definidos inicialmente.

1.5. Dimensionamento da espiral do mecanismo de força constante

Começou-se por recorrer ao modelo em *Simulink* do nosso órgão oscilador. Com este modelo, e com os dados já obtidos para as variáveis inerentes a este modelo, pôde-se proceder a uma série de iterações, e ter uma ideia aproximada da força necessária na âncora para mover o nosso órgão oscilador até a amplitude definida em projeto. Estes cálculos foram efetuados no ponto 1.2.4 APÊNDICE C.

$$F_{\text{Impulso de Âncora}} = 9.5 \times 10^{-4} \text{ N}$$

Procedeu-se, de seguida, ao cálculo da força transmitida ao sistema de escape necessária, para este conseguir transmitir a força requerida na âncora, para o impulso de âncora.

Sabe-se, a partir da literatura, (ver referência 2) que, um sistema de escape, possui no máximo, um rendimento de 40 %. Isto deve-se, às perdas por atrito, e também, à própria geometria do sistema roda de escape e âncora, que devido à sua natureza, as suas partes não estão permanentemente em contacto umas com as outras.

CONFIDENCIAL

Figura AD.26. Sistema de escape

Procedeu-se para o efeito aos seguintes cálculos:

$$M_{\hat{A}ncora} = F_{Impulso\ de\ \hat{A}ncora} \times b_{\hat{A}ncora} \quad (AD.1.27)$$

$$M_{\hat{A}ncora} = 9.5 \times 10^{-4} \times 2 = 1.9 \times 10^{-3} N.mm$$

em que $M_{\hat{A}ncora}$, é o momento necessário na âncora, para produzir a força $F_{Impulso\ de\ \hat{A}ncora}$, transmitida ao órgão oscilador, e $b_{\hat{A}ncora}$ é a distância que vai desde o pivô até ao ponto de contacto entre a âncora e o *roller*.

Calculado o momento necessário na âncora, podemos agora, determinar o momento necessário na roda de escape, sabendo que, a eficiência de transmissão entre estes dois componentes não é normalmente superior a 40%.

Assim, temos para o momento na roda de escape 40% do momento da âncora:

$$M_{Roda\ Escape} = 4.75 \times 10^{-3} N.mm$$

Este momento na roda de escape é o binário médio a ser desenvolvido pela espiral do remontoir. A espiral do remontoir, é uma mola helicoidal espiral, plana, que se rege pelas seguintes equações:

$$M = k \times \theta \quad (AD.1.28)$$

em que M é o binário desenvolvido pela mola, k corresponde à sua constante de elasticidade e θ corresponde à sua deformação.

A constante k pode ser descrita pela seguinte equação:

$$k = \frac{E \times I}{L} \quad (AD.1.29)$$

em que E é o módulo de Young do material que constitui a mola, I é a inércia da mola e L o comprimento da mola. Estes dois últimos fatores, são calculados da seguinte forma:

$$I = \frac{h \times e^3}{12} \quad (AD.1.30)$$

h e e são a altura e espessura, respetivamente, da secção da mola.

$$L = \frac{1}{2} \times (R_f + R_i) \times \theta_L \quad (AD.1.31)$$

R_f é o raio exterior da mola, R_i é o raio interior da mola e θ_L o comprimento angular da mola em rad.

$$\theta_L = \frac{n \times 360^\circ \times \pi}{180^\circ} \quad (AD.1.32)$$

Foram definidos então os parâmetros iniciais da mola:

$$E = 210 \times 10^{11} MPa$$

$$R_i = 0.25 \times 10^{-3} m$$

$$R_f = 1 \times 10^{-3} m$$

$$e = 3 \times 10^{-5} m$$

$$h = 1.5 \times 10^{-4} m$$

$$n = 5$$

Estes parâmetros, foram inicialmente definidos tendo em conta medições empíricas a espirais de mecanismos semelhantes, bem como, às condições limitadoras de geometria, que as estruturas envolventes no projeto impõem. Posteriormente, estes parâmetros foram otimizados, por via de um processo iterativo. Este processo não vai ser aqui apresentado.

A espiral do remontoir é montada no movimento com uma pré tensão, que é mantida por meio de um dispositivo de pré tensionamento. Este evita que a mola se desenrole totalmente, o que levaria a um binário igual a zero. Este dispositivo limita também o binário a um valor máximo que, de outra forma, a espiral do remontoir seria enrolada pela muito mais potente mola principal até à deformação plástica, e, porventura, até à rotura. Assim, consegue-se definir uma zona de funcionamento, em que temos um binário mínimo e um binário máximo, sendo que, a média é o binário necessário para o órgão regulador atingir os 270 graus de amplitude. Quando o movimento fica sem reserva de marcha, a espiral do remontoir deixa de ser carregada, levando o movimento a parar, mas devido ao dispositivo de pré tensão preserva sempre o valor mínimo de binário.

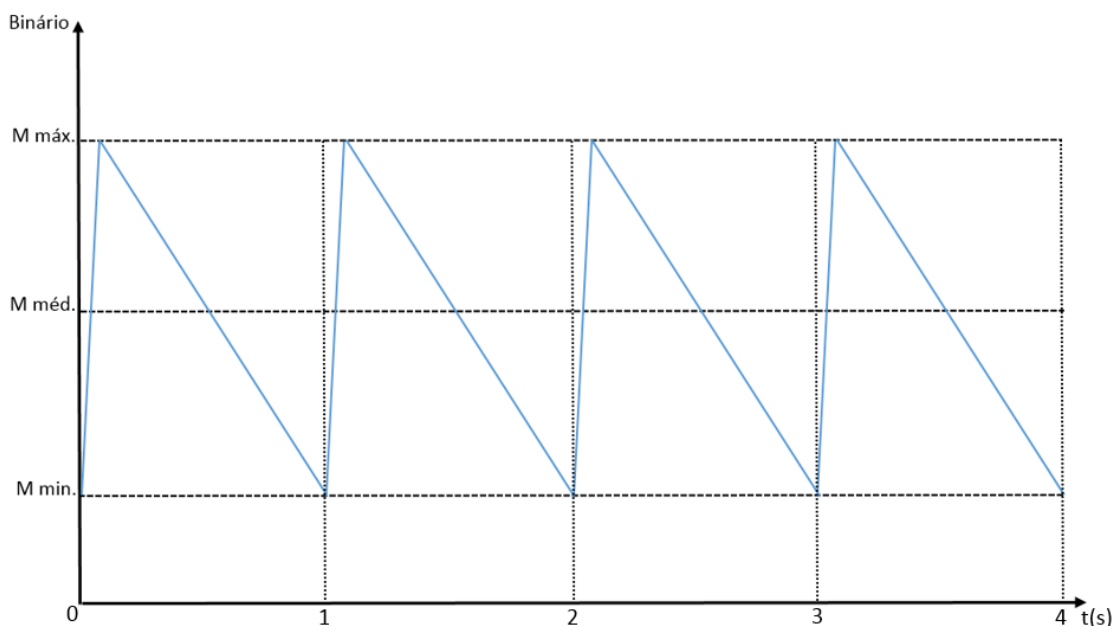


Figura AD.27. Gráfico representativo do comportamento do binário num mecanismo de força constante

CONFIDENCIAL

Figura AD.28. Parte do mecanismo de força constante que compreende os componentes relativos ao eixo da roda de escape

O dispositivo de pré tensão permite uma deformação máxima da espiral do remontoir de 45° .

Sabendo os parâmetros, e as respetivas restrições, procedeu-se a um processo iterativo para calcular os parâmetros em falta, e determinar assim, as características da espiral do remontoir.

$$\begin{aligned}\theta_{min} &= 2 \times 360^\circ = 720^\circ \\ \theta_{máx} &= 2 \times 360^\circ + 45^\circ = 765^\circ \\ \theta_{méd} &= \frac{720 + 765}{2} = 742.5^\circ\end{aligned}$$

Após se arbitrarem cada uma das deformações, limitadas pelo dispositivo de pré tensão, procedeu-se ao cálculo iterativo, a partir de uma folha de cálculo no Excel.

Tabela AD.1. Resultados para o dimensionamento da espiral do remontoir

CONFIDENCIAL

O resultado obtido, para o binário médio desenvolvido pela espiral do remontoir, é muito aproximado do binário médio requerido:

CONFIDENCIAL

O valor de k é o esperado, pois, é muito aproximado dos valores obtidos para as espirais do órgão oscilador. O módulo de Young foi obtido por catálogo de um fabricante (ver referência 6). Assim, a nossa espiral do mecanismo remontoir terá as seguintes características:

Tabela AD.2. Parâmetros da espiral do remontoir

CONFIDENCIAL

O mecanismo de força constante vem, como já foi referido, normalizar a potência que está disponível na mola principal. Apresenta porém outra vantagem, que no caso do presente projeto é relevante, o mecanismo de força constante também vai limitar a força que provém da mola principal, ou seja, independentemente do binário que a mola

principal fornece ao movimento, quando chega ao mecanismo de força constante, o binário que prevalece, é aquele que é transmitido ao órgão oscilador, ou seja, é o binário da espiral do remontoir. Este facto permite utilizar uma mola principal muito mais potente do que o necessário, prevendo qualquer perda que não tenha sido equacionada. Também no presente projeto, ao se terem efetuado as análises energéticas aferimos que as necessidades de binário de cada transmissão variam consideravelmente. Se não fosse o mecanismo de força constante, a necessidade de elevadas potências para a transmissão de energia ao órgão oscilador, comparadas com a baixa potência que este necessita para atingir os 270° de amplitude, levaria a que o órgão oscilador oscilasse até amplitudes demasiado elevadas, tornando todo o projeto pouco fiável.

Agora que se determinaram todos os fatores que influenciam a potência e a transmissão da mesma até ao oscilador, estamos em condições de selecionar uma mola principal para o nosso movimento.

1.6. Seleção da mola principal

Para o cálculo do binário, e características geométricas da mola principal, recorreu-se a um conjunto de equações fornecidas no livro *The theory of horology* (ver referência 2) e a uma folha de cálculo.

Depois de efetuados os cálculos, recorreu-se a uma base de dados de um fornecedor de peças de relojoaria e, selecionou-se uma mola principal, com as características mais aproximadas das obtidas teoricamente.

Assim, utilizaram-se para o efeito as equações que a seguir se descrevem:

O número de voltas da mola principal aquando completamente enrolada em torno do pivô do tambor é dada por:

$$N'' = \frac{1}{e} \times \left(\sqrt{r^2 + \frac{L \times e}{\pi}} - r \right) \quad (\text{AD.1.33})$$

e - espessura da mola principal [mm]

r - raio do pivô do tambor [mm]

L - comprimento da mola principal [mm]

Número de voltas da mola principal aquando totalmente desenrolada no interior do tambor

$$N' = \frac{1}{e} \times \left(R - \sqrt{R^2 + \frac{L \times e}{\pi}} \right) \quad (\text{AD.1.34})$$

e - espessura da mola principal [mm]

R - raio interno do tambor [mm]

L - comprimento da mola principal [mm]

Número de voltas da mola principal aquando totalmente relaxada no exterior do tambor.

$$N_0 = \frac{L}{\pi \times e} \times \frac{\sigma_{max}}{E} \quad (\text{AD.1.35})$$

e - espessura da mola principal [mm]

L - comprimento da mola principal [mm]

σ_{max} - máxima tensão de deformação da mola principal [Mpa] ou [N.mm⁻²]

E - módulo de elasticidade da mola principal [Mpa] ou [N.mm⁻²]

Número de voltas disponíveis para o desenrolar da mola entre os dois extremos N'' e N' A diferença entre o raio interno do tambor e o raio do pivô do tambor, é o espaço que se encontra disponível para a mola principal. Esta deve ocupar, idealmente, 50 % deste espaço, de modo a otimizar o máximo de energia armazenada pela mola principal.

$$N = N'' - N' \quad (\text{AD.1.36})$$

Número máximo de voltas que a mola principal desenvolve ao desenrolar

$$N_{max} = \frac{\sqrt{2 \times (R^2 + r^2)} - r - R}{e} \quad (\text{AD.1.37})$$

e - espessura da mola principal [mm]

R - raio interno do tambor [mm]

r - raio do pivô do tambor [mm]

Comprimento teórico da mola principal.

$$L = \frac{\pi \times (R^2 - r^2)}{2 \times e} \quad (\text{AD.1.38})$$

e - espessura da mola principal [mm]

R - raio interno do tambor [mm]

r - raio do pivô do tambor [mm]

Binário máximo disponível na mola principal (totalmente enrolada)

$$M_{max} = \frac{E \times e^3 \times h}{12 \times L} \times 2 \times \pi \times N_{max} = \frac{e^2 \times h}{6} \times \sigma_{max} \quad (\text{AD.1.39})$$

e - espessura da mola principal [mm]

h - altura da mola principal [mm]

L - comprimento da mola principal [mm]

σ_{max} - máxima tensão de deformação da mola principal [Mpa] ou [N.mm⁻²]

E - módulo de elasticidade da mola principal [Mpa] ou [N.mm⁻²]

Binário disponível na mola principal ao final de 24h

$$M_{24} \cong 0.8 \times M_{max} \quad (\text{AD.1.40})$$

Fator K . Fator recomendado entre 10 e 14 entre o raio do pivô do tambor e a espessura da mola principal.

$$K = \frac{r}{e} \quad (\text{AD.1.41})$$

CONFIDENCIAL

Os cálculos de seleção, foram efetuados, recorrendo a uma folha de cálculo no Excel. A mola principal escolhida tem um binário de 4N.mm, como já foi dito aquando da realização da análise energética, e foi escolhida mediante um conjunto de molas normalizadas disponíveis no mercado (ver referência 7).

A mola escolhida por catálogo tem como referência:

Watch Mainspring N° N1193 (+189mm Lengthened), Metric Width: 1 mm, Metric Strength: 0.1 mm, Length in mm: 266.7, Dennison Width: 1, Dennison Strength: 11

Embora este resultado seja passível a um processo de otimização, no âmbito da presente tese, essa otimização não foi efetuada. A mola principal escolhida oferece um binário suficiente para a movimentação de todas as partes, tendo binário extra para qualquer perda não equacionada, como já foi referido. Este binário extra não apresenta problemas ao órgão oscilador, pois, o movimento, inclui um mecanismo de controlo do mesmo, como também já foi referido, o mecanismo de força constante.

1.7. Reserva de marcha

A seleção de uma mola principal permite determinar qual a reserva de marcha que o movimento projetado tem:

O número de voltas máximo calculado para a mola principal é de aproximadamente 10. Este valor será limitado a 8 voltas, pela utilização de um limitador de binário, (ver 2.1.1.1.2), que é utilizado, devido às propriedades que a curva de binário apresenta, inerentes às características geométricas da mola principal.

CONFIDENCIAL

Figura AD.30. Vista de topo das partes interveniente para o cálculo da reserva de marcha

Sabendo que os tambores efetuam 8 voltas durante todo o período de reserva de marcha temos:

CONFIDENCIAL

CONFIDENCIAL

Figura AD.31. Vista isométrica da transmissão redutora de horas

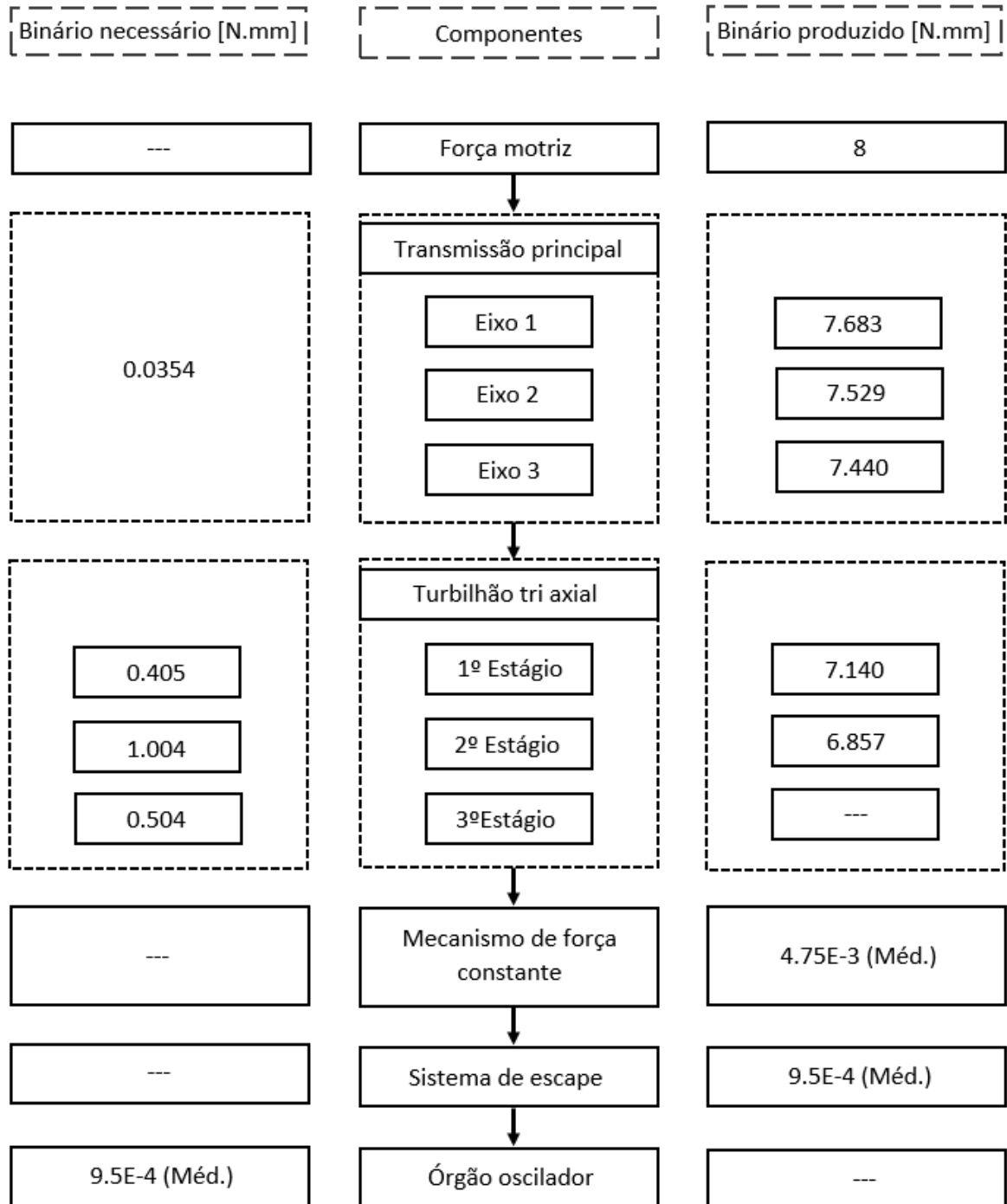
A transmissão redutora de horas tem uma relação de 1/12

Assim:

$$\text{Reserva de marcha} = \frac{n_{\text{Great Pinion}}}{\frac{1}{12}} = \frac{21.333}{\frac{1}{12}} \cong 256 \quad (\text{AD.1.43})$$

O relógio projetado vai apresentar uma reserva de marcha de cerca de 10 dias, mais do que definido inicialmente.

1.8. Esquematização da análise energética efetuada



APÊNDICE E

1. MATERIAIS

1.1. Pontes e placas

Para as pontes e placas, que sustentam todos os componentes, o material selecionado foi, a prata germânica, que na realidade é uma liga de cobre com níquel e algum zinco, não contendo qualquer vestígio de prata. Esta liga tem uma composição típica de 60% de cobre, 20% de níquel e 20% de zinco, e é standardizada pelas normas ASTM B122. Possui uma cor amarelada, e é utilizada principalmente para fins decorativos, joalheria, instrumentos musicais, componentes mecânicos como válvulas, instrumentos óticos, parafusos, rebites entre outros.

As suas propriedades físicas e mecânicas são dadas em anexo. (ver ANEXO C, página 99).

CONFIDENCIAL

Figura AE.1. Placa principal, placas e pontes do movimento

Este material foi escolhido devido principalmente à sua aparência e às suas adequadas propriedades mecânicas.

1.2. Rodas dentadas e tambores

As rodas dentadas são tradicionalmente produzidas em latão. O latão é uma liga de cobre (cerca de 50%) e zinco (cerca de 30%) com excelentes propriedades de maquinabilidade. É a liga ideal para as pequenas e intrincadas rodas dentadas de um relógio mecânico. O fabrico manual destas peças exige processos de estampagem e de fresagem que o latão suporta bem. É uma liga que também se dá muito bem com processos de revestimento por outros materiais. Este processo é importante para se conferir o aspeto desejado às rodas dentadas.

As propriedades físicas e mecânicas são dadas em anexo. (ver ANEXO C, página. 100).

CONFIDENCIAL

Figura AE.2. Da esquerda para a direita: arras de latão e terceira roda em latão

1.3. Pivôs, pinhões, parafusos, pinos, alavancas, cames, molas de alavanca

O material selecionado para estes componentes foi o aço. Mais precisamente o aço 20AP, que é um aço de alta resistência com excelentes propriedades de maquinabilidade, estabilidade de endurecimento e é ideal para pequenos componentes que exigem tolerâncias apertadas.

As propriedades físicas e mecânicas são dadas em anexo. (ver ANEXO C, páginas 101-107).

CONFIDENCIAL

Figura AE.3. Da esquerda para a direita: tubos de aço e vários componentes projetados em aço

1.4. Roda de balanço e buchas

O ouro é um material denso e antimagnético, pelo que é a escolha perfeita para a roda de balanço, de forma a que esta desenvolva um momento de inércia elevado e não seja afetada por campos magnéticos. Além desta utilização, o ouro, também foi empregue pontualmente no movimento, nas buchas de ouro, que são componentes que seguram os rubis, tornando a remoção e troca destes mais fácil, e em contrapesos situados no turbilhão tri axial que servem para centrar o centro de massa do turbilhão tri axial com o seu centro geométrico.

As propriedades do ouro foram obtidas através do programa *SolidWorks* em que se utilizou ouro puro.

CONFIDENCIAL

Figura AE.4. Da esquerda para a direita: contra peso, roda de balanço e bucha de ouro com respetivo rubi

1.5. Caixa

A escolha do material para a caixa não se cinge somente pelo cariz estético desta. De notar que qualquer que seja o material utilizado, este irá estar em permanente contacto com a pele humana. Isto leva a que a escolha de um material para a caixa tenha de passar por uma seleção cuidada para que este seja quimicamente inerte em contacto com a pele humana. Também se põem questões durante a seleção de tais materiais, se estes serão ou não resistentes aos riscos e choques, que muito provavelmente irão sofrer, e qual o cariz do relógio, isto é, para que finalidade foi ele projetado, pois um relógio desportivo deve ser mais leve que por exemplo um relógio para o uso diário.

Neste sentido, a escolha do material para a caixa foi a platina, por motivos estéticos principalmente. Este é um material com grande tradição na alta relojoaria e frequentemente empregue em relógios de alta gama.

Este não é de todo o único material a ser usado neste relógio. As características da caixa tornam o relógio muito versátil no que toca a escolha de materiais. Essas escolhas de diferentes materiais permitem, que o relógio projetado, seja muito versátil, de forma a adaptar-se facilmente ao gosto pessoal de cada pessoa.

Estes fatores são igualmente válidos na escolha dos materiais para a bracelete ou mostrador.

Outro material presente na caixa é o vidro safira. Este material, sintetizado a partir do Corundum, é altamente resistente aos choques e riscos, no entanto, apresenta vários desafios de maquinabilidade o que leva a que seja apenas utilizado em relógios de luxo.

CONFIDENCIAL

Figura AE.5. Da esquerda para a direita: relógio mecânico projetado em platina com mostrador esmaltado, e variação do modelo com caixa e mostrador em fibra de carbono

