

David Viana Guerreiro Figueira

Momentos Resistentes em Apoios de Veios

Lisboa

Junho 2012



UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA
Faculdade de Ciências e Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial

Momentos Resistentes em Apoios de Veios

David Viana Guerreiro Figueira

Dissertação apresentada na Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa
para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador

Professor Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho

Lisboa

Junho 2012

Título da dissertação: Momentos resistentes em apoios de veios

Copyright: David Viana Guerreiro Figueira, FCT-UNL e UNL.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objectivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Antes de mais não podia deixar de agradecer de modo particular ao Professor Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho (FCT/UNL-DEMI), orientador da dissertação, pelo conhecimento e saber que me foi transmitido, pela paciência, confiança e disponibilidade que demonstrou sempre ao longo deste trabalho. Agradecer também à FCT/UNL-DEMI pela generosidade de todos.

Recordo com alegria todo o meu percurso académico em que a experiência e a convivência adquirida com colegas e professores contribuíram de uma forma muito positiva e mais ou menos brilhante para concluir este curso. Sei que tudo isto não seria possível sem o apoio, compreensão e dedicação de quatro pessoas extraordinárias, o meu pai Henrique, a minha mãe Mónica, o meu irmão Tomás e a minha namorada e amiga Teresa. Todos eles demonstraram de forma incondicional o seu carinho e participação nos bons e nos maus momentos ao longo deste percurso. Teresa, a ti que acompanhaste mais de perto e que de modo irrepreensível caminhaste comigo, te devo o meu grande obrigado.

Aos meus familiares pelo interesse, entusiasmo e força que sempre evidenciaram.

Não posso deixar de expressar o meu agradecimento a todos os meus amigos que de forma sábia me aconselharam e apoiaram em todos os momentos. Ao Francisco, Luís, Ricardo, Miguel, Sara, Rita, Rúben, Pedro, Beatriz, Joana, Victor e Ricardo J, a todos vós um muito obrigado.

Aos amigos e companheiros de curso, Pedro, João, Marco, Frederico e Diogo que partilharam as mesmas sensações que eu e que sem o estímulo e força que me foram dando, dificilmente teria conseguido atingir o objectivo de acabar esta dissertação. Aos amigos que conquistei no curso de Liderança da Academia Militar pela capacidade de trabalho, dedicação e o acreditar que sempre transmitiram.

À biblioteca da FCT/UNL, em especial à Maria de Rosário, coordenadora da Biblioteca pela paciência, profissionalismo e simpatia que revelou sempre que precisei da sua ajuda. Os percursos académicos são sem dúvida mais fáceis de percorrer com a cooperação de pessoas assim. Obrigado.

Resumo

Na generalidade dos sistemas mecânicos que têm peças em rotação existem apoios de veios que se destinam a conferir apoio e a diminuir o atrito entre a peça rotativa e a peça fixa. Neste trabalho apresenta-se um estudo teórico e experimental sobre os momentos resistentes em apoios de veios de modo a disponibilizar um conjunto de expressões que permita determinar os mesmos em diferentes tipos de apoios e condições de funcionamento. A representação gráfica das expressões, de modo a facilitar a visualização da variação do momento resistente com as variáveis condicionantes, é também um objectivo deste trabalho. São comparados, para cada tipo de apoio, os momentos resistentes calculados teoricamente. Para um dos apoios estudados com lubrificação hidrodinâmica realizam-se em laboratório medições do momento resistente para várias condições de funcionamento. Para este caso mantém-se os valores do diâmetro e do comprimento do apoio, da folga e também o tipo de lubrificante, considerando-se algumas variantes como a carga aplicada e a velocidade de rotação. Os resultados obtidos são comparados com os que se obtêm com as expressões disponíveis na literatura. Termina-se o estudo com a realização de uma análise de custos / aplicabilidades e identificação de vantagens e de limitações dos apoios considerados neste trabalho. Este estudo é de grande importância pois permite ao projectista optar pela escolha mais adequada do tipo de apoio de veio tendo em conta as condições de funcionamento do mesmo.

Palavras-chave: momento resistente, atrito seco, lubrificação incompleta, rolamento, lubrificação hidrodinâmica, lubrificação hidrostática.

Abstract

All mechanical systems with rotating elements have bearings to support and to reduce friction between the rotating part and the fixed part. In this text, a theoretical and an experimental study about bearings friction moments is presented, in order to make available a set of expressions to allow calculation of such moments for different kinds of bearings and operating conditions. This text also aims to show a graphic representation of friction moment expressions as a function of its key variables. Friction moments theoretically calculated are compared for each kind of bearings. Friction moment laboratory measurements were taken for one special bearing with hydrodynamic lubrication in different operating conditions. In this case bearing diameter and length were kept constant, as well as tolerances and the kind of lubricant, changing loads and rotating speed. These experimental results are compared with the theoretical ones from literature. Finally a cost / applicability evaluation is made, considering effective possibilities to use described bearings including their advantages and limitations. This is a very important study because it aims the designer to choose the most appropriate bearing taking into account the operating conditions.

Keywords: friction moment, dry bearing, semi lubrication bearing, rolling bearing, hydrodynamic lubrication, hydrostatic lubrication.

Simbologia

Nesta secção são referenciadas algumas regras e nomenclaturas utilizadas neste documento. Apresenta-se também a lista de símbolos utilizados onde todas as variáveis são escritas em *itálico* e as constantes e as unidades são escritas em estilo normal. Os desenhos apresentados foram realizados segundo as normas para desenho técnico apresentadas por Cunha [1]. Segue-se a lista de símbolos utilizados neste trabalho:

- a, b , expoentes que dependem do tipo de rolamento
- B , largura do anel interior do apoio
- c , folga entre o apoio e o veio
- C_0 , capacidade de carga estática
- d , diâmetro do veio
- d_m , diâmetro médio do rolamento
- d_s , diâmetro de ressalto do apoio
- D , diâmetro do furo/rolamento
- e , excentricidade
- E , razão de excentricidade
- \mathcal{E} , erro associado
- f_0 , factor que depende do tipo de rolamento e do tipo de lubrificação
- f_1 , factor que depende do tipo de rolamento e da carga aplicada
- f_2 , factor para rolamentos com vedantes
- f_3 , factor para rolamentos com vedantes
- f_4 , factor para rolamentos de rolos cilíndricos
- F , carga aplicada ao corpo
- F_∞ , carga aplicada ao corpo, adimensional
- F_a , força axial
- F_e , forças exteriores aplicadas no corpo
- F_r , força radial
- F_n , força normal
- F_μ , força de atrito
- $F_{\mu c}$, força de atrito cinético
- $F_{\mu e}$, força de atrito estático
- $F_{\mu r}$, força de atrito de rolamento
- G_f , factor de ranhura

G_{Sl} , variável que depende do tipo de apoio, diâmetro médio e da carga aplicada

G_{rr} , variável que depende do tipo de apoio, diâmetro médio e da carga aplicada

h , espessura da película de lubrificante

h_0 , espessura da folga no apoio

K_b , constante para apoios de esferas

K_L , constante relacionada com a geometria de apoios de rolos

K_m , coeficiente de que depende o número de Reynolds

K_r , constante para apoios de rolos

K_{rS} , constante de renovação cinemática

K_{S1} , constante que depende do tipo de apoio

K_{S2} , constante que depende do tipo de apoio e vedante

K_Z , constante relacionada com a geometria de cada tipo de apoio

L , comprimento

M , momento resistente total

M_A , momento resistente para apoio de atrito seco

$M_{A'}$, momento resistente para apoio de atrito seco para diferentes condições de funcionamento

M_B , momento resistente para apoios com lubrificação incompleta

M_{C1} , momento resistente para rolamento axial de esferas pelo método 1

M_{C2} , momento resistente para rolamento axial de esferas pelo método 2

M_{C3} , momento resistente para rolamento axial de esferas pelo método 3

M_{D1} , momento resistente para rolamento radial de esferas pelo método 1

M_{D2} , momento resistente para rolamento radial de esferas pelo método 2

M_{D3} , momento resistente para rolamento radial de esferas pelo método 3

M_{E1} , momento resistente para rolamento de rolos cilíndricos pelo método 1

M_{E2} , momento resistente para rolamento de rolos cilíndricos pelo método 2

M_{EE2} , momento resistente para rolamento de rolos cilíndricos referente à parcela M_0 e M_1

M_{E3} , momento resistente para rolamento de rolos cilíndricos pelo método 3

M_F , momento resistente para micro rolamento lubrificado a gás

M_G , momento resistente para apoio hidrodinâmico com comprimento infinito

M_H , momento resistente para apoio hidrodinâmico com E desprezável

M_J , momento resistente para apoio hidrodinâmico com comprimento L

M_K , momento resistente para apoio axial com lubrificação a gás

M_L , momento resistente para apoio com lubrificação hidrostática

M_e , momento resistente experimental real

M_i , momento resistente experimental medido

M_{arr} , momento resistente provocado por fontes externas

M_{desl} , momento resistente de deslizamento
 M_{rol} , momento resistente de rolamento
 M_{ved} , momento resistente devido aos vedantes
 M_t , momento resistente corrigido para uma temperatura constante
 M_{t1} , momento resistente experimental para a temperatura T1
 M_{t2} , momento resistente para uma temperatura teórica fixa T2
 M_0 , momento resistente independente da carga
 M_1 , momento resistente dependente da carga
 M_2 , momento resistente para rolamentos providos de vedantes
 M_3 , momento resistente para rolamentos de rolos cilíndricos com carga axial
 M_∞ , momento resistente, adimensional
 n , número de linhas com esferas
 N , reacção normal
 p , pressão
 P_{Ad} , potência dissipada pelo apoio de atrito seco
 P_0 , carga estática equivalente
 P_1 , carga total que actua no rolamento
 p_a , pressão atmosférica
 p_r , pressão na zona de refluxo
 Q , fluxo de fluido fornecido
 Q_∞ , fluxo de fluido fornecido, adimensional
 R , rugosidade
 R_a , raio do apoio
 R_d , raio exterior do apoio
 R_e , número de Reynolds
 R_v , raio do veio
 R_z , raio interior da zona de refluxo
 T , temperatura
 T_e , temperatura experimental
 τ_0 , tensão de corte na fronteira
 U , velocidade tangencial
 V_M , variável em função do nível de óleo
 ν , viscosidade absoluta ou dinâmica
 ν_c , viscosidade cinemática
 ν_{t1} , viscosidade dinâmica obtida por interpolação para a temperatura T1
 ν_{t2} , viscosidade dinâmica dada pelo fabricante para a temperatura T2

Momentos resistentes em apoios de veios

w , velocidade angular

Λ_c , número adimensional do apoio

β , expoente que depende do tipo de apoio e vedante

ρ , massa volúmica

μ , coeficiente de atrito

μ_c , coeficiente de atrito cinético

μ_{sl} , coeficiente de atrito de deslizamento

μ_e , coeficiente de atrito estático

μ_r , coeficiente de atrito de rolamento

α , ângulo de atrito

ϕ_{is} , factor de redução do calor perdido

ϕ_{rs} , factor de redução da renovação cinemática

θ , ângulo de excentricidade

Índice de matérias

Agradecimentos	I
Resumo	III
Abstract	V
Simbologia	VII
Índice de matérias	XI
Índice de figuras	XIII
Índice de gráficos	XV
Índice de tabelas	XVII

Capítulo I - Introdução	1
1.1 Enquadramento e objectivos	1
1.2 Considerações introdutórias	2
1.2.1 Classificação dos apoios de veios	2
1.2.2 Atrito	4
1.2.3 Lubrificação	7
1.3 Estrutura da dissertação	8
Capítulo II - Momentos resistentes	9
2.1 Apoios de atrito seco ou sem lubrificação	9
2.2 Apoios com lubrificação incompleta	14
2.3 Apoios de rolamentos	17
2.3.1 Rolamentos	17
2.3.2 Micro rolamento com lubrificação a gás	24
2.4 Apoios com lubrificação hidrodinâmica	28
2.4.1 Apoios radiais de comprimento infinito	29
2.4.2 Apoios radiais de comprimento L	34
2.4.3 Apoios axiais com lubrificação a gás	37
2.5 Apoios com lubrificação hidrostática	40
Capítulo III – Comparação dos momentos resistentes teóricos	43
3.1 Apoios de atrito seco ou sem lubrificação	43
3.2 Apoios com lubrificação incompleta	44
3.3 Apoios de rolamentos	44
3.3.1 Rolamento axial de esferas	44

3.3.2 Rolamento radial de esferas	47
3.3.3 Rolamento de rolos cilíndricos	50
3.3.4 Micro rolamento com lubrificação a gás	52
3.4 Apoios com lubrificação hidrodinâmica	53
3.5 Apoios com lubrificação hidrostática	54
Capítulo IV - Estudo experimental do momento resistente	55
4.1 Descrição do modelo experimental	55
4.2 Configuração do apoio radial	57
4.3 Metodologias e resultados experimentais	59
Capítulo V - Aplicabilidade dos vários apoios	67
5.1 Custos e aplicabilidades	67
5.1.1 Apoios de atrito seco	68
5.1.2 Apoios com lubrificação incompleta	68
5.1.3 Apoios de rolamentos	69
5.1.4 Apoios com lubrificação hidrodinâmica	70
5.1.5 Apoios com lubrificação hidrostática	70
5.2 Vantagens e limitações para cada aplicação	71
5.2.1 Apoios de atrito seco	71
5.2.2 Apoios com lubrificação incompleta	72
5.2.3 Apoios de rolamentos	72
5.2.4 Apoios com lubrificação hidrodinâmica	73
5.2.5 Apoios com lubrificação hidrostática	74
5.3 Análise e comparação de resultados	74
Capítulo VI - Considerações finais e conclusões	77
6.1 Considerações finais e conclusões	77
6.2 Sugestão para futuros trabalhos	79
Referências bibliográficas	81
Anexos	83

Índice de figuras

Figura 1.1 – Classificação dos apoios de veios de acordo com [5]	4
Figura 1.2 – Força de atrito em função da carga aplicada de acordo com [7]	6
Figura 1.3 – Variação do coeficiente de atrito de acordo com [14]	8
Figura 2.1 – Configuração do veio em repouso	10
Figura 2.2 – Configuração do veio em movimento	11
Figura 2.3 – Diagrama de corpo livre da configuração do veio em movimento	12
Figura 2.4 – Configuração do apoio com lubrificação incompleta	14
Figura 2.5 – Factor de redução de M de acordo com [19]	23
Figura 2.6 – Configuração do rolamento com lubrificação a gás de acordo com [22]	24
Figura 2.7 – Configuração do apoio radial em movimento	28
Figura 2.8 – Diagrama de corpo livre do veio do apoio radial	30
Figura 2.9 – Distribuição da pressão hidrodinâmica de acordo com [3]	30
Figura 2.10 – Momento resistente e força em função de E de acordo com [11]	34
Figura 2.11 – Configuração do apoio axial com ranhura em espiral de acordo com [12]	37
Figura 2.12 – Configuração do apoio hidrostático de acordo com [3]	40
Figura 3.1 – Rolamento axial de esferas	45
Figura 3.2 – Rolamento radial de esferas	48
Figura 3.3 – Rolamento de rolos cilíndricos	50
Figura 4.1 – Dispositivo experimental	56
Figura 4.2 – Dispositivo de carga	57
Figura 4.3 – Veio acoplado ao motor eléctrico	57
Figura 4.4 – Configuração do conjunto do apoio de veio	58
Figura 4.5 – Configuração do apoio radial em corte	58
Figura 4.6 – Configuração final do apoio de veio	59

Índice de gráficos

Gráfico 2.1 – Momento resistente para o apoio de atrito seco, $f(\log(\mu))$	13
Gráfico 2.2 – Momento resistente para o apoio de atrito seco, $f(\mu)$	13
Gráfico 2.3 – Momento resistente para o apoio com lubrificação incompleta, $f\left(\frac{w}{w_{m\acute{a}x}}\right)$...	16
Gráfico 2.4 – Momento resistente para o apoio com lubrificação incompleta, $f(w)$	16
Gráfico 2.5 – Momento resistente para micro rolamento com $w_{m\acute{a}x}$ definido, $f\left(\frac{w}{w_{m\acute{a}x}}\right)$...	26
Gráfico 2.6 – Momento resistente para micro rolamento, $f(w)$	27
Gráfico 2.7 – Momento resistente para apoio radial de comprimento infinito, $f(R_v)$	33
Gráfico 2.8 – Momento resistente para apoio radial de comprimento infinito, $f(U)$	33
Gráfico 2.9 – Momento resistente para apoio radial de comprimento L , $f(R_v)$	36
Gráfico 2.10 – Momento resistente para apoio radial de comprimento L , $f(U)$	36
Gráfico 2.11 – Momento resistente para apoio axial lubrificado a gás	39
Gráfico 2.12 – Momento resistente para apoio hidrostático, $f\left(\frac{R_z}{R_d}\right)$	42
Gráfico 4.1 – Momento resistente e temperatura para 14,1 N	62
Gráfico 4.2 – Momento resistente e temperatura para 139,1 N	62
Gráfico 4.3 – Momento resistente e temperatura para 364,1 N	63
Gráfico 4.4 – Momento resistente em função da carga radial aplicada	63
Gráfico 4.5 – Comparação do momento resistente M com momento resistente M_t	64
Gráfico 4.6 – Comparação de M com M_t e incertezas associadas	66

Índice de tabelas

Tabela 1.1 – Características gerais dos vários tipos de apoios de acordo com [4]	6
Tabela 3.1 – Especificações do rolamento axial de esferas	45
Tabela 3.2 – Especificações do rolamento radial de esferas	48
Tabela 3.3 – Especificações do rolamento de rolos cilíndricos	51
Tabela 4.1 – Características do dispositivo experimental	59
Tabela 4.2 – Características do lubrificante	60
Tabela 4.3 – Medições para os pesos adicionais da alavanca	60
Tabela 4.4 – Conjunto de cargas radiais aplicadas experimentalmente	61
Tabela 4.5 – Características dimensionais relevantes do apoio	64
Tabela 5.1 – Custos para apoios de atrito seco	68
Tabela 5.2 – Custos para apoios de lubrificação incompleta	69
Tabela 5.3 – Custos para apoios de rolamento lubrificadas a óleo/gás	69
Tabela 5.4 – Custos para apoios hidrodinâmicos a óleo/gás	70
Tabela 5.5 – Custos para apoios hidrostáticos	71
Tabela 5.6 – Vantagens e limitações para apoios de atrito seco	72
Tabela 5.7 – Vantagens e limitações para apoios com lubrificação incompleta	72
Tabela 5.8 – Vantagens e limitações para apoios de rolamentos	73
Tabela 5.9 – Vantagens e limitações para apoios com lubrificação hidrodinâmica	73
Tabela 5.10 – Vantagens e limitações para apoios com lubrificação hidrostática	74
Tabela 5.11 – Relação para os vários apoios estudados	75
Tabela 6.1 – Notas conclusivas para cada tipo de apoio	78
Tabela A2.1 – Coeficiente de atrito μ para diferentes tipos de rolamentos	84
Tabela A2.2 – Factor f_0 para o cálculo de M_0	85
Tabela A2.3 – Viscosidade cinemática à temperatura de trabalho	86
Tabela A2.4 – Factores para o cálculo de M_1 (f_1 e P_1)	87
Tabela A2.5 – Expoentes para o cálculo de M_1	88
Tabela A2.6 – Factores para o cálculo de M_2 (f_2 e f_3)	88
Tabela A2.7 – Factores para o cálculo de M_3 (f_4)	88
Tabela A2.8 a) – Variáveis G_{rr} e G_{sl} para apoios radiais para o cálculo de M_{rr} e M_{desl}	89
Tabela A2.8 b) – Variáveis G_{rr} e G_{sl} para apoios axiais para o cálculo de M_{rr}	90
Tabela A2.9 a) – Constantes de geometria para o cálculo de G_{rr} e G_{sl}	90
Tabela A2.9 b) – Constantes de geometria para o cálculo de G_{rr} e G_{sl}	91
Tabela A2.9 c) – Constantes de geometria para o cálculo de G_{rr} e G_{sl}	91

Tabela A2.9 d) – Constantes de geometria para o cálculo de G_{rr} e G_{sl}	91
Tabela A2.9 e) – Constantes de geometria para o cálculo de G_{rr} e G_{sl}	92
Tabela A2.9 f) – Constantes de geometria para o cálculo de G_{rr} e G_{sl}	92
Tabela A2.9 g) – Constantes de geometria para o cálculo de G_{rr} e G_{sl}	93
Tabela A2.9 h) – Constantes de geometria para o cálculo de G_{rr} e G_{sl}	93
Tabela A2.10 – Expoentes e constantes para o cálculo de M_{ved}	94
Tabela A2.11 – Diagrama para obter o valor de V_M para o cálculo de M_{arr}	95
Tabela A2.12 – Constantes relacionadas com a geometria de cada tipo de apoio para o cálculo de M_{ved}	96
Tabela A4.6 – Dados obtidos experimentalmente para a carga 1	96
Tabela A4.7 – Dados obtidos experimentalmente para a carga 2	97
Tabela A4.8 – Dados obtidos experimentalmente para a carga 3	97
Tabela A4.9 – Dados obtidos experimentalmente para a carga 4	97
Tabela A4.10 – Dados obtidos experimentalmente para a carga 5	97
Tabela A4.11 – Dados obtidos experimentalmente para a carga 6	98
Tabela A4.12 – Dados obtidos experimentalmente para a carga 7	98
Tabela A4.13 – Dados obtidos experimentalmente para a carga 8	98
Tabela A4.14 – Dados obtidos experimentalmente para a carga 9	99

1. Introdução

Neste capítulo é feita uma introdução ao tema e uma breve abordagem sobre os aspectos mais relevantes que estão associados ao cálculo dos momentos resistentes.

1.1 Enquadramento e objectivos

Nos dias de hoje é cada vez maior o impacto da escolha de uma peça ou equipamento no desenrolar de qualquer projecto. Essa escolha apresenta garantidamente consequências essencialmente ao nível da manutenção, do ciclo de vida do equipamento e do custo final. Optar por uma dispendiosa e boa peça nem sempre é sinónimo de ser esta a melhor solução. A fase de projecto é então crucial para minimizar os custos de produção e desenvolvimento de um equipamento ou sistema mecânico. Os apoios de veios são componentes de qualquer equipamento mecânico que estão destinados de acordo com Dias [2] a conferir sustentação e apoio a peças rotativas, normalmente com restrição de movimento e com o objectivo de reduzir o atrito de contacto entre a peça rotativa e o apoio e minimizar as perdas de energia. Estando estes elementos constantemente expostos ao desgaste é fundamental fazer uma escolha correcta do tipo de apoio a utilizar numa determinada instalação tendo em conta todas as variáveis que interferem no seu funcionamento. Uma escolha apropriada, segundo Harnoy [3] e Kreith [4] pode aumentar o período de vida útil do apoio, reduzir as perdas de energia por atrito, minimizar os custos de manutenção e reduzir perdas de utilização por avarias que possam existir e que hoje em dia na indústria causam elevadas quebras de produção.

A identificação e apresentação de modelos de cálculo para a determinação do momento resistente em vários tipos de apoios de veios é o objectivo principal deste trabalho bem como disponibilizar aos projectistas, um conjunto de soluções que lhes permita optar pela solução mais adequada para o caso em concreto tendo em conta as condições de funcionamento do equipamento. Para tal faz-se um estudo experimental de um determinado tipo de apoio que permite ao projectista avaliar qual o momento resistente para aquelas condições, bem como uma avaliação de custos e aplicabilidades para facilitar a escolha do apoio em causa. Este trabalho, para além de contribuir para melhorar e tornar mais eficiente a escolha de um apoio de veio, reúne também um conjunto de informação que hoje em dia se encontra dispersa na literatura e acrescenta alguns dados que ainda não existiam.

1.2 Considerações introdutórias

O momento resistente depende de vários factores, sendo que aqueles que são mais relevantes são o tipo de atrito e o tipo de lubrificação que existe em cada apoio de veio. Uma vez que estes factores condicionam o modo de funcionamento de cada apoio torna-se relevante abordá-los assim como o modo como se classificam.

1.2.1 Classificação dos apoios de veios

É possível encontrar uma grande variedade de apoios de veios mas de um modo geral, segundo Dias [2], os apoios dividem-se em dois grandes grupos: os apoios com contacto de rolamento e os apoios de escorregamento. Os primeiros, como o próprio nome indica, são baseados no contacto de rolamento entre as peças constituintes, ou seja, entre o corpo rolante e as pistas de rolamento em que os corpos rolantes podem ser de vários tipos conforme a sua forma geométrica (esferas, rolos cilíndricos, rolos esféricos), é o caso dos rolamentos. Os apoios de escorregamento são geralmente componentes mais complexos que os anteriores pois neste caso a lubrificação é um factor fundamental no seu funcionamento e desempenho. Pode encontrar-se apoios com lubrificação incompleta, isto é, sem separação total entre as duas peças pela película de lubrificante, e apoios com lubrificação completa onde existe separação total das duas peças pela película lubrificante. É então possível dividir os apoios de acordo com o tipo do princípio de lubrificação utilizado: apoios com lubrificação hidrodinâmica, hidrostática e apoios com lubrificação a gás ou auto lubrificados. De acordo com [3] os apoios podem também ser classificados como apoios radiais e apoios axiais dependendo se a carga é aplicada na direcção radial ou axial. Como é possível constatar existem várias formas de classificação de apoios, conforme o seu modo de operação, tipo de lubrificação, direcção das cargas aplicadas ou de acordo com a sua geometria. Sendo assim, e utilizando o

critério de Hamrock [5] como modelo a seguir no presente trabalho, os apoios classificam-se de forma mais rigorosa e de forma mais específica em:

- Apoios de atrito seco ou sem lubrificação, onde as duas superfícies se encontram em contacto directo entre elas havendo um movimento de rolamento ou deslizamento. Os materiais utilizados neste tipo de apoios podem ser de vários tipos, embora preferencialmente materiais com um coeficiente de atrito baixo, tais como polímeros ou grafite de carbono, sendo que este tipo de apoio são os mais utilizados para baixas capacidades de carga e baixas velocidades angulares. Não havendo uma película de lubrificante entre as superfícies, as condições de atrito e momento resistente são regidas pelas propriedades químicas e físicas dos materiais em causa.
- Apoios com semilubrificação são apoios feitos com material poroso, normalmente metal e são impregnados com um lubrificante que reside nesses poros. O lubrificante, que pode ser óleo ou massa lubrificante, actua como um lubrificante incompleto pois não forma uma completa camada de fluido lubrificante, fornecendo ao apoio apenas uma lubrificação na fronteira entre as superfícies. Estes apoios conseguem suportar cargas e velocidades superiores aos apoios sem qualquer tipo de lubrificação [4].
- Apoios com lubrificação em que existe uma separação completa entre as duas superfícies por um fluido lubrificante sendo que esse fluido pode ser um líquido, como o óleo ou um gás, como o ar [4]. A capacidade de carga do apoio deriva da pressão positiva que é gerada pelo movimento do veio e pela viscosidade do fluido que separa as superfícies sendo o caso dos apoios hidrodinâmicos, ou pela pressão gerada por uma fonte externa sendo o caso dos apoios hidrostáticos. Em ambos os casos as condições de atrito e de momento resistente são regidas pelas leis da viscosidade dos fluidos. Desta forma é possível classificar os apoios pela natureza da lubrificação (líquido ou gás), pelo modo de operação (hidrodinâmicos ou hidrostáticos), pela direcção da carga aplicada (axial ou radial) ou pela forma geométrica.
- Dentro da classe de apoios com lubrificação é possível encontrar ainda os apoios por rolamento, em que os rolamentos podem ser por esferas, rolos ou agulhas. Estes apoios têm uma vantagem em relação aos anteriores, pois o atrito de rolamento é inferior ao atrito por deslizamento [4]. Neste caso existe uma lubrificação que se designa por impregnada onde o lubrificante é simplesmente uma forma de diminuir as perdas de energia por atrito, aumentar o período de vida do apoio e naturalmente diminuir o momento resistente. A lubrificação pode ser feita por líquido, por massa lubrificante ou ar.

Para tornar mais claro de que maneira são classificados os apoios de veios na sua forma mais geral, é possível visualizar na figura 1.1 as várias formas de divisão dos apoios já mencionados anteriormente, segundo a natureza de lubrificação, o modo de operação, a direcção da carga, a natureza da carga e a forma geométrica. Sendo que nesta dissertação os critérios mais utilizados para caracterizar os tipos de apoios estudados serão os três primeiros: a natureza da lubrificação, o modo de operação e a direcção da carga.

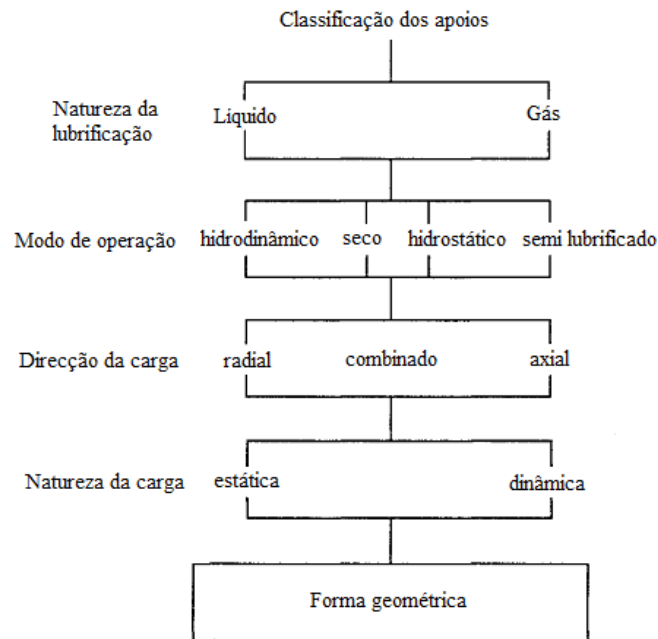


Figura 1.1 – Classificação dos apoios de veios de acordo com [5]

1.2.2 Atrito

Se duas superfícies sólidas entram em contacto directo ou indirecto entre elas existe sempre resistência ao movimento. A essa resistência denomina-se atrito, que até pode ser benéfico em várias situações quando se pretende aumentar essa resistência, no entanto na maioria dos casos gera consumo de energia que não pode ser eliminado totalmente por mais eficientes que sejam as acções para o diminuir, de acordo com Szeri [6]. Sendo o atrito uma força de resistência que retarda o movimento de um objecto e a principal fonte de desgaste e dissipação de energia, e visto ser o responsável por haver momentos de atrito ou momentos resistentes neste caso nos apoios de veios, torna-se imprescindível a sua abordagem. De acordo com Samuel [7], Takadoun [8] e Popov [9] a força de atrito F_{μ} depende de vários factores, um dos quais está associado principalmente à rugosidade e ao tipo de material das superfícies de contacto. Esse factor de atrito denomina-se por coeficiente de atrito que toma a variável μ , e que para o poder usar é necessário estimá-lo correctamente, o que se torna uma operação muito complexa pois os vários parâmetros e incertezas que contribuem para o seu cálculo resultam muitas vezes numa estimativa errada. As variáveis de

que depende são muitas sendo que para obter um valor consistente e fiável é preciso ter em conta todas essas nuances associadas ao seu cálculo. No entanto, o coeficiente de atrito é definido como a razão entre a força de atrito F_μ e a força normal F_n e é dado por:

$$\mu = \frac{F_\mu}{F_n} \quad (1.1)$$

O coeficiente de atrito μ é uma variável escalar e adimensional que depende do tipo de superfície mas não depende da área de superfície de acordo com [6] e [8], enquanto que a força de atrito actua sempre na direcção oposta ao movimento do objecto, e por ser um valor escalar pode ser expresso de acordo com [9], como é evidenciado de seguida em função das variáveis de que depende como por exemplo a rugosidade R , a temperatura T , a viscosidade v , a velocidade angular w entre vários outros parâmetros.

$$\mu = f(R, T, v, w) \quad (1.2)$$

Segundo [7] para uma primeira abordagem é possível distinguir dois tipos de coeficientes de atrito: o estático e o cinético ou de deslizamento, sendo que existe ainda uma terceira forma de atrito, o atrito de rolamento que é uma forma de atrito cinético. O atrito estático é aquele que impede que o objecto se mova e é definido como a razão entre a força de atrito estático $F_{\mu e}$, que é aquela que se opõe ao início do movimento entre as superfícies, e a força normal F_n . É dado por:

$$\mu_e = \frac{F_{\mu e}}{F_n} \quad (1.3)$$

Analogamente é possível concluir que o atrito cinético é aquele que se opõe ao deslizamento entre duas superfícies que apresentam movimento relativo entre si e segundo o autor [7] o coeficiente de atrito cinético é maior a baixa velocidade e diminui à medida que a velocidade aumenta. O coeficiente de atrito cinético é normalmente menor que o coeficiente de atrito estático e é dado pelo coeficiente entre a força de atrito cinético $F_{\mu c}$ e a força normal:

$$\mu_c = \frac{F_{\mu c}}{F_n} \quad (1.4)$$

Após esta breve definição de coeficiente de atrito, pode-se observar na figura 1.2 como se descreve a evolução da força de atrito em função da carga aplicada, as zonas de atrito estático e atrito cinético, e a partir de que ponto é que tem início o movimento.

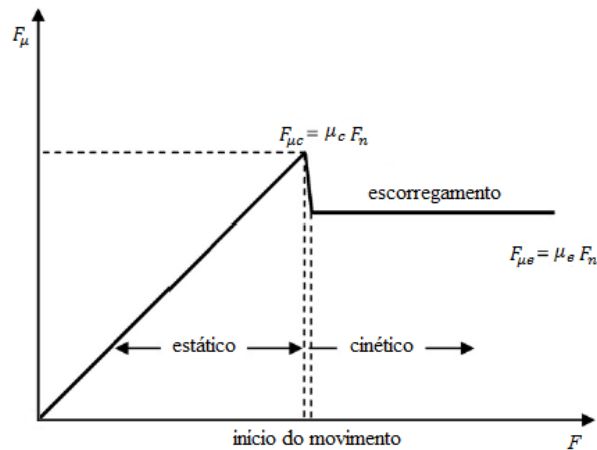


Figura 1.2 – Força de atrito em função da carga aplicada de acordo com [7]

Como foi dito anteriormente, existe ainda o atrito de rolamento que ocorre quando um objecto rola sobre o outro mas não ocorre escorregamento entre as superfícies, sendo este atrito uma forma de atrito cinético. Segundo [7] o coeficiente de atrito de rolamento é inferior ao coeficiente de atrito cinético e é dado pelo coeficiente entre a força de atrito de rolamento $F_{\mu r}$ e a força normal:

$$\mu_r = \frac{F_{\mu r}}{F_n} \quad (1.5)$$

Uma tabela com os coeficientes de atrito estático/dinâmico e seco/lubrificado para vários tipos de materiais pode ser encontrada em [4], Szeri [6] ou em Shigley [10] para melhor utilização e aproximação dos coeficientes de atrito. Na tabela 1.1 é possível comparar algumas características, tais como os coeficientes médios de atrito na condição de arranque e de funcionamento, a velocidade angular limite, a capacidade de carga bem como os requisitos de lubrificação, que são considerados importantes na classificação e na selecção dos apoios de veios:

Tabela 1.1 – Características gerais dos vários tipos de apoios de acordo com [4]

	Fluid Film Bearings	Dry Bearings	Semilubricated	Rolling Element Bearings
Start-up friction coefficient	0.25	0.15	0.10	0.002
Running friction coefficient	0.001	0.10	0.05	0.001
Velocity limit	High	Low	Low	Medium
Load limit	High	Low	Low	High
Life limit	Unlimited	Wear	Wear	Fatigue
Lubrication requirements	High	None	Low/None	Low
High temperature limit	Lubricant	Material	Lubricant	Lubricant
Low temperature limit	Lubricant	None	None	Lubricant
Vacuum	Not applicable	Good	Lubricant	Lubricant
Damping capacity	High	Low	Low	Low
Noise	Low	Medium	Medium	High
Dirt/dust	Need Seals	Good	Fair	Need seals
Radial space requirement	Small	Small	Small	Large
Cost	High	Low	Low	Medium

1.2.3 Lubrificação

A lubrificação é um dos factores mais importantes no que diz respeito à eficiência de qualquer tipo de apoio de veio, sendo que uma lubrificação correcta pode ditar uma maior longevidade de qualquer equipamento mecânico. O fluido lubrificante pode ser líquido como o óleo, ou um gás como é o ar, segundo [4] e [8]. Segundo Massey [11], a primeira função de um lubrificante é separar as superfícies de contacto entre o veio e o apoio, e desde que a lubrificação seja eficaz não haverá contacto directo entre as superfícies. De acordo com [8] é possível distinguir dois tipos de viscosidade do lubrificante, a viscosidade dinâmica ν e a viscosidade cinemática ν_c . Ao longo desta dissertação serão utilizadas ambas conforme as vantagens de cada uma na sua aplicabilidade. No entanto estas duas viscosidades relacionam-se da seguinte forma:

$$\nu_c = \frac{\nu}{\rho} \quad (1.6)$$

Onde as variáveis têm o seguinte significado:

ν - viscosidade absoluta ou dinâmica;

ν_c - viscosidade cinemática;

ρ - massa volúmica.

Se a função da película de lubrificante for manter as superfícies separadas, então esta terá de ser capaz de sustentar uma carga que lhe seja aplicada. Uma forma de se obter isso é submeter o fluido lubrificante que se encontra entre as superfícies a uma elevada pressão através de uma fonte externa a partir de orifícios que se encontram ao longo do apoio, ao que se designa por lubrificação hidrostática. Este tipo de lubrificação consegue manter as superfícies separadas a qualquer velocidade mesmo quando o veio se encontra parado e sujeito a qualquer tipo de carga. De outra forma esta pressão elevada pode ser conseguida através do movimento relativo entre as superfícies de contacto em que neste caso as superfícies ficam totalmente separadas apenas quando a velocidade angular é elevada segundo Kutz [12]. No caso de o veio estar parado ou de não haver película lubrificante existe contacto entre as superfícies, denominando-se assim como uma forma de lubrificação hidrodinâmica [3]. No que diz respeito aos apoios de rolamentos o tipo de lubrificação denominada impregnada pode ser feita por óleo ou por massa lubrificante, sendo que é adequado utilizar óleo quando as velocidades e as temperaturas são elevadas, quando existem vedantes ou quando o tipo de apoio não é adequado para massa. De acordo com Shigley [13], no que diz respeito à utilização da massa esta justifica-se quando a temperatura não sobe acima dos 100°C, quando as velocidades são baixas e quando a montagem do apoio é feita de forma simples. Para melhor compreender de que forma é que o tipo de lubrificação está relacionado com o atrito

causado nos apoios de veios, na figura seguinte está representado na forma adimensional no eixo das abcissas a razão entre o produto da viscosidade ν e a velocidade angular w , com a pressão p . De acordo com [5] e Booser [14] pode traduzir-se na figura 1.3:

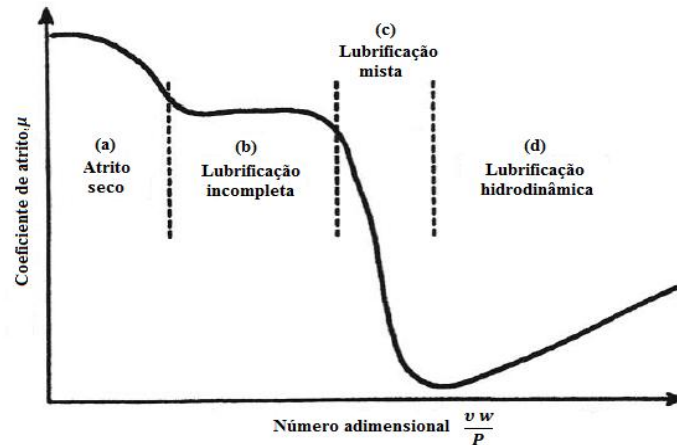


Figura 1.3 – Variação do coeficiente de atrito de acordo com [14]

Como seria de esperar os valores mais elevados para o coeficiente de atrito são nos casos em que não existe qualquer tipo de lubrificação, sendo que esse valor vai diminuindo conforme o tipo de lubrificação for mais eficiente. Entende-se por lubrificação mista o tipo de lubrificação dos rolamentos que está na fronteira com a lubrificação hidrodinâmica ou hidrostática.

1.3 Estrutura da dissertação

A dissertação está organizada em 6 capítulos:

- Capítulo I – Faz-se uma introdução ao tema considerando alguns aspectos relevantes.
- Capítulo II – Disponibiliza-se um conjunto de expressões, deduzidas ou obtidas na literatura, para determinar o momento resistente para vários tipos de apoio e condições de funcionamento e apresentam-se as suas soluções gráficas.
- Capítulo III – Para cada tipo de apoio apresenta-se uma comparação teórica entre todos os modelos de cálculo estudados.
- Capítulo IV – Estuda-se experimentalmente o caso concreto de um apoio curto com lubrificação hidrodinâmica.
- Capítulo V – Comparam-se os custos e aplicabilidade e os momentos resistentes teóricos de cada tipo de apoio.
- Capítulo VI – São feitas as considerações finais e conclusões e apresenta-se uma proposta para um futuro desenvolvimento de um trabalho.

2. Momentos resistentes

Neste capítulo faz-se o estudo de casos particulares de cálculo do momento resistente. Descreve-se e estima-se o modo de cálculo de todos os modelos estudados. Apresentam-se soluções gráficas.

2.1 Apoios de atrito seco ou sem lubrificação

Nesta secção são analisadas duas situações particulares de cálculo do momento resistente de um apoio simples de um veio em relação ao furo em que não existe qualquer tipo de lubrificação e portanto as superfícies de ambos os materiais encontram-se em contacto directo. Este é um dos casos mais simples de apoio onde existe um enorme desgaste entre as superfícies devido ao facto de se encontrarem em contacto directo entre elas e portanto onde a ocorrência de momento resistente é muito elevada. Segundo Hamrock [5] os materiais constituintes deste tipo de apoios podem ser de diversas variedades o que possibilita a sua aplicabilidade em diversos componentes. Estes modelos servirão mais tarde como termo de comparação para outros casos. Vão-se estudar duas situações: um primeiro caso onde não existe velocidade angular w , e um segundo caso onde a posição do veio se encontra desfasada da vertical com um ângulo α . Começando por analisar cada uma das situações e sabendo pela expressão (1.1) que a força de atrito entre duas superfícies, sendo que neste caso a força normal é para o efeito igual à força radial, é definida por:

$$F_{\mu} = F_r \mu \quad (2.1)$$

E que o momento resistente será o produto da força de atrito pelo seu braço:

$$M = F_{\mu} \frac{d}{2} \quad (2.2)$$

Onde as variáveis têm o seguinte significado:

F_{μ} - força de atrito;

F_r - força radial;

μ - coeficiente de atrito;

d - diâmetro do veio;

D - diâmetro do furo.

Situação 1

Situação em que o veio está parado e portanto não existe velocidade angular $w=0$, logo a posição de equilíbrio do veio será a demonstrada na figura 2.1. A folga entre o furo e o veio está evidenciada de uma forma exagerada de maneira a ser mais perceptível a sua interação e, o diâmetro d neste caso coincide praticamente com o diâmetro D . As superfícies do veio e do furo estão em contacto directo não havendo qualquer lubrificação.

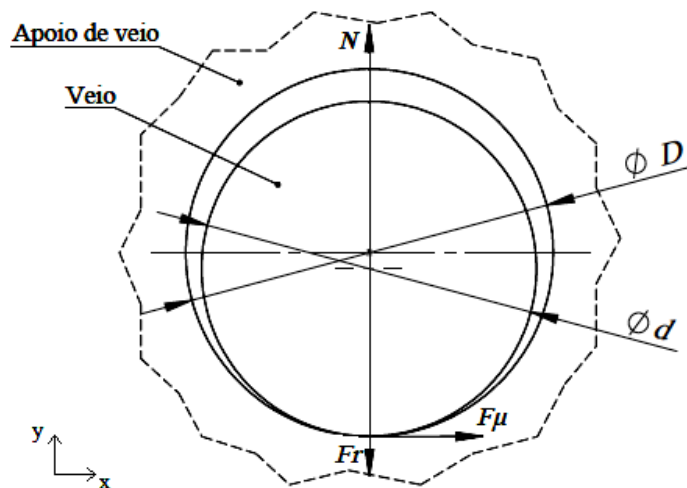


Figura 2.1 – Configuração do veio em repouso

Em regime estacionário temos que $\Sigma F_e = 0$, em que F_e representa as forças exteriores aplicadas no corpo. Decompondo as forças nas direções x e y (ver figura 2.1) resulta:

$$\vec{N} + \vec{F}_r + \vec{F}_{\mu} = 0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Segundo x: } F_{\mu} = 0 \\ \text{Segundo y: } N = F_r \end{array} \right.$$

Então através de (2.2) podemos calcular o momento resistente do veio:

$$M = F_{\mu} \frac{d}{2} \Leftrightarrow M = 0$$

Se não existe movimento logo também não existe força de atrito, então como seria de esperar o momento resistente M entre o veio e a superfície do furo para esta primeira situação é nulo.

Situação 2

Nesta segunda situação, que na realidade é a que mais nos interessa estudar e a que se apropria aos casos práticos de hoje em dia, não existe qualquer tipo de lubrificação pelo que as superfícies se encontram em contacto directo e existe velocidade angular $w > 0$ sendo que essa velocidade é constante. Pretende-se calcular o ângulo de atrito α em função das restantes grandezas envolvidas de modo a verificar a implicação do coeficiente de atrito μ em função do ângulo de atrito, e de seguida estimar o momento resistente M provocado pelo movimento do veio. Na figura 2.2 é possível ver um esquema da distribuição das forças na situação acima descrita.

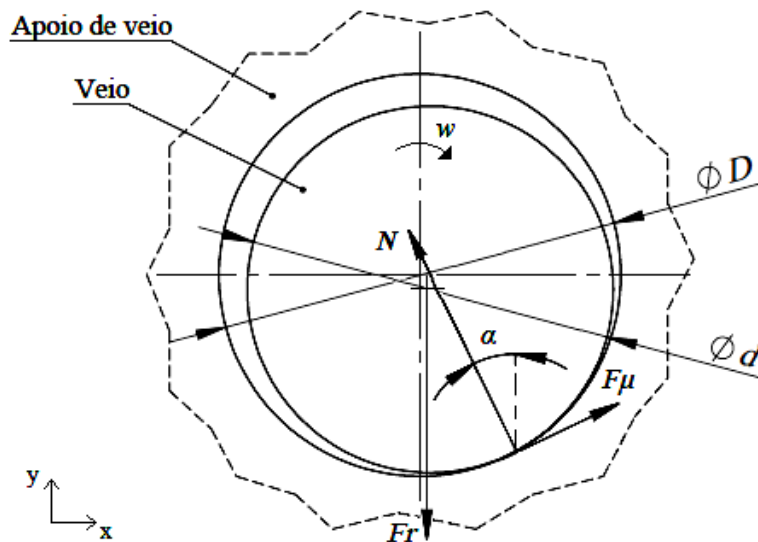


Figura 2.2 – Configuração do veio em movimento

Novamente em regime estacionário, e sabendo que as forças são distribuídas pelas suas componentes segundo os eixos x e y da seguinte forma:

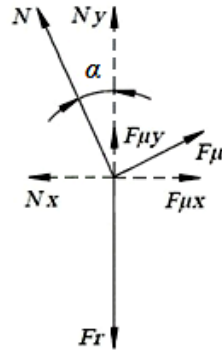


Figura 2.3 – Diagrama de corpo livre da configuração do veio em movimento

$$\begin{cases} \text{Segundo x: } N_x = F_{\mu x} \\ \text{Segundo y: } N_y + F_{\mu y} = F_r \end{cases}$$

Considerando o equilíbrio de forças (figura 2.3) pode-se obter o ângulo de atrito α em função das restantes variáveis, neste caso do coeficiente de atrito μ . Substituindo em (2.1) os termos da equação segundo x e sabendo que a reacção no ponto de contacto do veio é igual à força radial por ele exercida então resulta que:

$$\alpha = \tan^{-1} \mu \quad (2.3)$$

De acordo com [9] pela equação (2.3) é possível concluir que quanto maior for o ângulo de atrito α entre a vertical e o ponto da superfície de contacto entre o veio e o furo, maior será o coeficiente de atrito entre as superfícies. Para além deste caso em que a velocidade do veio é constante, segundo Samuel [7], esta expressão é válida também para o instante em que o veio se encontra na iminência de se mover, circunstância em que o coeficiente de atrito da expressão (2.3) assume o significado de atrito estático. É então possível desde já obter uma aproximação do valor do coeficiente de atrito sabendo para o caso o valor do ângulo de atrito. Calculando o momento resistente M para um veio com um ângulo de atrito α e substituindo (2.3) em (2.2) vem que o momento resistente do veio em função das variáveis mais facilmente conhecidas é:

$$M = \frac{F_r \mu d}{(\cos \alpha + \mu \sin \alpha)^2}, \quad \text{onde } \alpha = \tan^{-1} \mu \quad (2.4)$$

No gráfico 2.1 é possível visualizar o comportamento das variáveis envolvidas na expressão (2.4). Teve-se em consideração, através do teorema dos pi's de Buckingham, que as grandezas envolvidas no gráfico seriam adimensionais de forma a facilitar a sua leitura e possíveis futuros

cálculos, onde no eixo das abcissas encontra-se em escala logarítmica a grandeza adimensional correspondente ao coeficiente de atrito μ , e no eixo das ordenadas encontra-se a grandeza, também esta adimensionalizada, da razão entre o momento resistente M e o produto da força F_r pelo diâmetro do veio d .

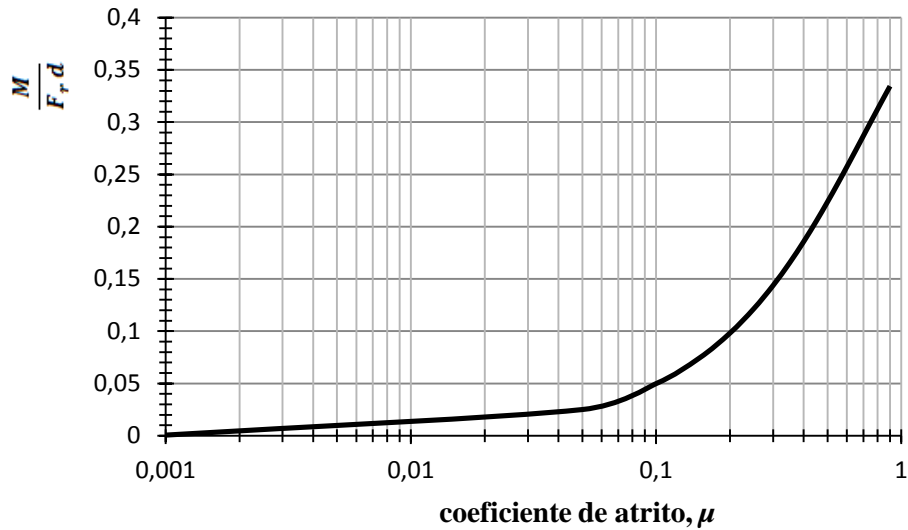


Gráfico 2.1 – Momento resistente para o apoio de atrito seco, $f(\log(\mu))$

Nota-se que a evolução mais significativa é a partir de coeficientes de atrito próximos de 0,1. O gráfico 2.2 representa exactamente as mesmas grandezas mas neste caso o eixo das abcissas não está representado em escala logarítmica, o que permite analisar de forma mais geral a evolução do momento resistente em função do coeficiente de atrito.

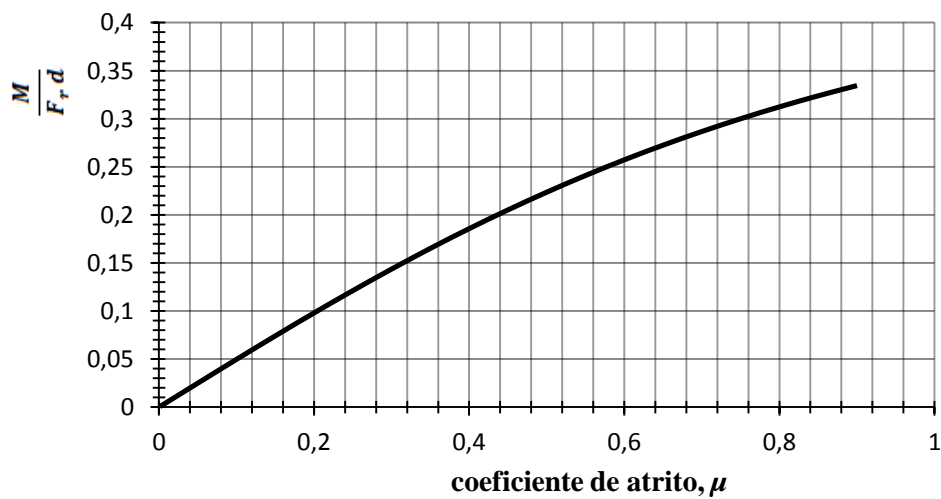


Gráfico 2.2 – Momento resistente para o apoio de atrito seco, $f(\mu)$

2.2 Apoios com lubrificação incompleta

Como foi dito anteriormente, é possível encontrar apoios com um tipo de lubrificação incompleta ou semi lubrificação cujos apoios são feitos de um material poroso, normalmente metal e são impregnados com um lubrificante que reside nesses poros. Segundo [5], o lubrificante, que pode ser óleo ou massa lubrificante, actua como um lubrificante incompleto pois não forma uma completa camada de fluido, fornecendo ao apoio apenas uma lubrificação na fronteira entre as superfícies como é o caso estudado por Antonic [15] e Flores [16]. Trata-se de um modelo simples de um apoio semi lubrificado onde as superfícies do veio e do apoio entram em contacto mas sob a acção de uma fina película de lubrificante, como se pode ver na figura 2.4:

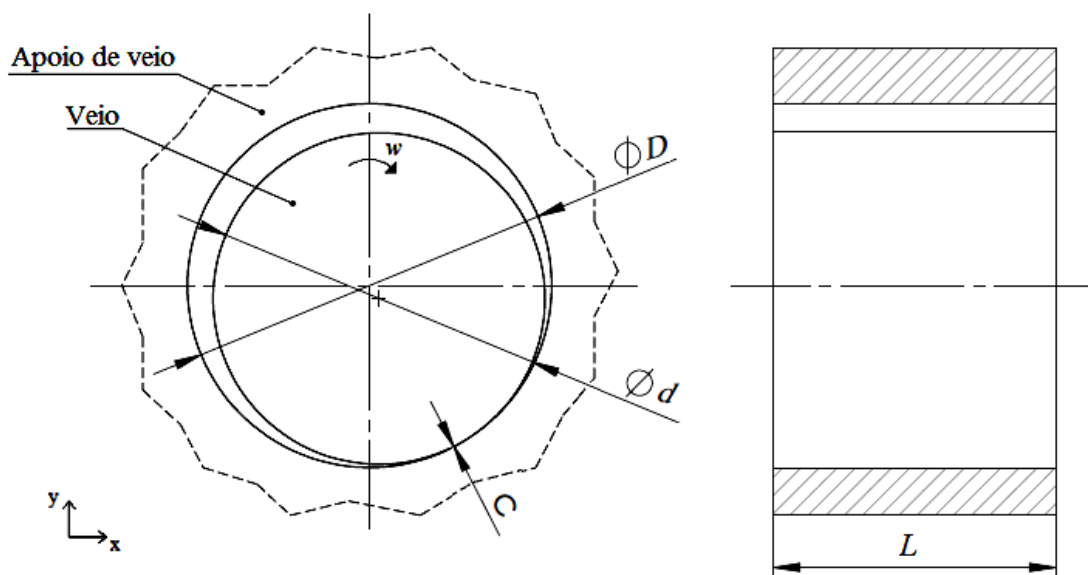


Figura 2.4 – Configuração do apoio com lubrificação incompleta

Neste caso a existência de folga é quase desprezável pois as superfícies do apoio e do veio encontram-se quase em contacto uma com a outra, no entanto sendo que existe lubrificante entre elas considera-se uma folga c constante ao longo de todo o perímetro do apoio onde este reside. Segundo [15] e [16], a existência de uma película fina de óleo pode diminuir as perdas por atrito em cerca de mil vezes em comparação com um apoio sem lubrificação. Neste caso o modelo de momento resistente proposto parece ser independente da carga aplicada, como se pode verificar mais à frente na expressão, e é válido apenas partindo do princípio que existe uma semi lubrificação entre o veio e o apoio sendo que o veio tem velocidade angular w , diâmetro d , comprimento L e folga c que pode ser descrita como:

$$c = \left(\frac{D}{2} - \frac{d}{2} \right) \quad (2.5)$$

Onde as variáveis têm os seguintes significados:

c - folga entre o apoio e o veio;

D - diâmetro do furo;

d - diâmetro do veio.

Assumindo que a folga tem um valor muito pequeno, que o lubrificante tem uma viscosidade ν e que os centros do apoio e do veio são praticamente coincidentes, segundo Shigley [13] e [15] o momento resistente para esta situação pode ser determinado utilizando a Lei de Petroff¹ [11] e é traduzido pela seguinte expressão:

$$M = \frac{2\pi L \nu \left(\frac{d}{2}\right)^3 \omega}{c} \quad (2.6)$$

Onde:

L - comprimento do apoio;

ν - viscosidade absoluta;

ω - velocidade angular.

É igualmente representado no gráfico seguinte a evolução da equação do momento resistente dado pela expressão (2.6), em que mais uma vez pelo teorema dos pi's de Buckingham é possível adimensionalizar ambas as variáveis representadas no eixo das abcissas e no eixo das ordenadas para facilitar o leitor em futuros cálculos. Desta forma, foi assumida uma velocidade angular máxima $\omega_{m\acute{a}x}$ que pode ser descrita como a velocidade máxima que o utilizador definir dentro dos parâmetros adequados para o seu caso específico, ou seja, uma velocidade máxima que seja adequada em conformidade com este tipo de apoio. Dividiu-se ambos os termos da equação por $\omega_{m\acute{a}x}$, de forma a que no eixo das ordenadas esteja representada a razão do momento resistente M pelo produto da viscosidade ν , da velocidade angular máxima $\omega_{m\acute{a}x}$ e do diâmetro d ao cubo, enquanto que no eixo das abcissas está representado a razão entre a velocidade angular ω e a velocidade angular máxima $\omega_{m\acute{a}x}$. A curva representa a razão entre o comprimento L e a folga c , também esta na forma adimensional.

¹ Nikolai Pavlovich Petroff (1836-1920), Engenheiro Russo. Segundo Petroff a força de atrito pode ser calculada devido ao deslocamento do fluido viscoso entre duas superfícies.

Sendo assim no gráfico 2.3 está representada essa evolução para vários valores da razão entre o comprimento L e a folga c :

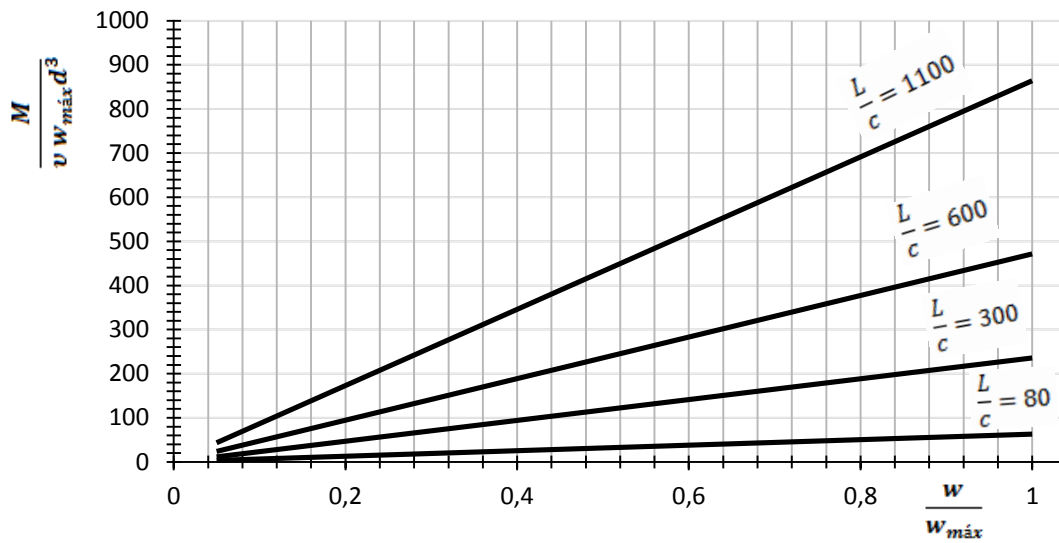


Gráfico 2.3 – Momento resistente para o apoio com lubrificação incompleta, $f\left(\frac{w}{w_{m\acute{a}x}}\right)$

Por outro lado, é possível representar a expressão (2.6) de forma a que esta não esteja restringida pela imposição de se estabelecer uma velocidade angular máxima $w_{m\acute{a}x}$, de maneira a que no eixo das abcissas esteja apenas a velocidade angular w estipulada para este tipo de apoio. Deste modo é possível visualizar no gráfico 2.4 a variação em função apenas da velocidade mas de forma a que as quantidades não estejam representadas de forma adimensional.

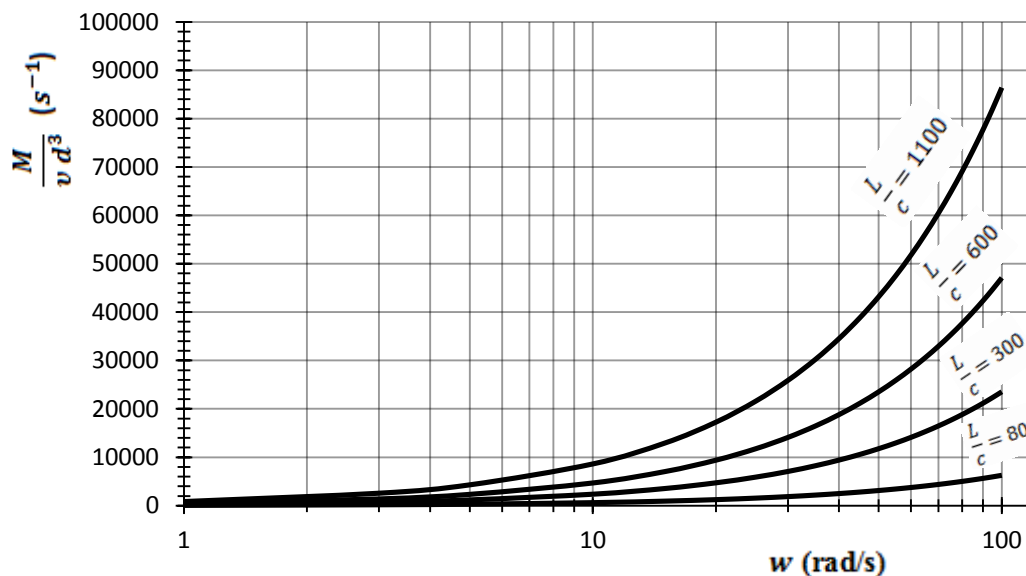


Gráfico 2.4 – Momento resistente para o apoio com lubrificação incompleta, $f(w)$

2.3 Apoios de rolamentos

Os apoios como forma de rolamento são um caso de extremo interesse para abordar pois é um dos métodos mais económicos para conferir sustentação e apoio a peças rotativas sujeitas a uma carga elevada e são uma forte alternativa aos apoios hidrodinâmicos e hidrostáticos que serão abordados mais à frente nesta dissertação. De acordo com SKF [17] nos apoios por rolamentos as superfícies são separadas por meio de esferas ou rolos aos quais lhes é transmitida a carga aplicada e que se encontram inseridas dentro de gaiolas onde se encontra o lubrificante. Neste tipo de apoio o atrito no arranque é cerca do dobro do atrito quando o apoio se encontra em rotação. A capacidade de carga, a velocidade e a viscosidade são factores que afectam as características de atrito do rolamento, teoria apoiada por [13]. Segundo o fabricante de rolamentos [17] e Kuo [18], é possível estimar o momento resistente para rolamentos por dois métodos diferentes, um a partir de uma expressão geral e outro por um conjunto de expressões de maior precisão. Será abordado ainda um terceiro método que visa ser uma forma mais recente de determinar o momento resistente de maneira ainda mais rigorosa segundo o novo catálogo do fabricante [19]. De seguida serão analisados cada um dos métodos para determinar o momento resistente em apoios de rolamentos.

2.3.1 Rolamentos

Método 1

Trata-se de um método mais geral e menos rigoroso mas suficientemente válido para estimar e calcular o momento resistente, visto que tal não tem em conta as forças viscosas nem a velocidade de referência que interferem no funcionamento do apoio. Esta primeira estimativa é feita para certas condições em que é conhecida a carga aplicada sobre o rolamento que pode ser uma carga radial e/ou axial, em que existem boas condições de lubrificação e em que é utilizado um coeficiente de atrito μ de acordo com o tipo de rolamento em causa. Na tabela A2.1 que se encontra em anexo são expressos os valores dos coeficientes de atrito equivalentes μ . Estes valores são ponderados pelo fabricante para cada caso específico tendo em conta os vários factores adaptados à utilização desta expressão e cujas condicionantes se encontram descritas no fim da tabela. Sendo assim a expressão geral pela qual é estimado o momento resistente segundo [17] e [18] é a seguinte:

$$M = 0,5 \mu F d \quad (2.7)$$

Onde as variáveis têm os seguintes significados:

M - momento resistente total;
 μ - coeficiente de atrito;
 F - carga aplicada no corpo;
 d - diâmetro do veio.

Método 2

Para uma segunda estimativa e para um cálculo mais preciso e rigoroso do momento resistente segundo [17] e [18] em que são considerados outros factores como é o caso do tipo de lubrificação, a velocidade de referência, a carga aplicada sobre o rolamento e a presença ou não de vedantes, o momento resistente total calcula-se do seguinte modo (no caso de não haver lubrificação este método não é válido):

$$M = M_0 + M_1 + M_2 + M_3 \quad (2.8)$$

Onde:

M_0 - momento resistente independente da carga;
 M_1 - momento resistente dependente da carga;
 M_2 - momento resistente para rolamentos providos de vedantes;
 M_3 - momento resistente para rolamentos de rolos cilíndricos com carga axial.

O momento resistente M_0 não é influenciado pela carga que actua sobre o rolamento mas sim pelas perdas hidrodinâmicas do lubrificante que se acentuam com a utilização e idade do próprio rolamento, pela velocidade e também pela viscosidade. Na tabela A2.2 que se encontra em anexo podemos encontrar os valores do factor f_0 para cada tipo de lubrificação tendo em conta as condicionantes aplicadas a cada tipo de rolamento e que estão descritas no fim da tabela. Na tabela A2.3 encontram-se os valores da viscosidade cinemática ν_c necessária à temperatura de trabalho para assegurar uma lubrificação adequada e nas especificações do rolamento o valor do diâmetro médio, d_m (ver figuras anexadas a cada tipo de rolamento, cap.III). Segundo [17] e [18], e dependendo do valor do produto da viscosidade cinemática pela velocidade angular, o momento M_0 pode ser calculado por uma das seguintes expressões:

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (\nu_c w)^{\frac{2}{3}} d_m^3 \quad \text{se } (\nu_c w) \geq 2000$$
$$M_0 = 160 \cdot 10^{-7} f_0 d_m^3 \quad \text{se } (\nu_c w) < 2000$$

(2.9)

Onde:

f_0 - factor que depende do tipo de rolamento e do tipo de lubrificação de acordo com [17];

ν_c - viscosidade cinemática;

w - velocidade angular;

d_m - diâmetro médio do rolamento (em que $d_m = (d + D)/2$).

O momento resistente M_1 depende da carga aplicada no rolamento e surge devido às deformações elásticas e deslizamento parcial nas zonas de contacto do rolamento. Na tabela A2.4 podemos encontrar os valores do factor f_1 que podem ser influenciados pela capacidade de carga estática C_0 (ver os valores de C_0 nas especificações de cada rolamento, cap.III) e da carga total P_1 que combina as forças axiais e radiais que actuam no rolamento. Na tabela A2.5 encontramos os valores dos expoentes que dependem do tipo de rolamento. Segundo [17] e [18] pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$M_1 = f_1 P_1^a d_m^b \quad (2.10)$$

Onde:

f_1 - factor que depende do tipo de rolamento e da carga aplicada;

P_1 - carga total que actua no rolamento;

a, b - expoentes que dependem do tipo de rolamento de acordo com [17].

O momento resistente M_2 existe quando os rolamentos são providos de vedantes de contacto, em que as perdas por atrito provocadas por estes podem atingir valores superiores às perdas provocadas pelo próprio rolamento. Na tabela A2.6 encontram-se os valores dos factores f_2 e f_3 que são utilizados na expressão para o cálculo do momento. Sendo assim, de acordo com [17] e [18] o momento resistente provocado pelos vedantes calcula-se pela seguinte expressão:

$$M_2 = \left(\frac{d + D}{f_2} \right)^2 + f_3 \quad (2.11)$$

Onde:

f_2, f_3 - factores para rolamentos com vedantes de acordo com [17].

O momento resistente M_3 distingue-se por existir apenas nos rolamentos de rolos cilíndricos com um carregamento adicional na direcção axial sendo que nos restantes rolamentos o valor deste

momento é nulo. Este momento depende apenas da carga na direcção axial. Na tabela A2.7 encontram-se os valores do factor f_4 para cada tipo de lubrificação e que é utilizado na expressão para o cálculo do momento. Segundo [17] e [18], o momento resistente provocado pela carga axial aplicada neste tipo de rolamentos traduz-se na seguinte expressão:

$$M_3 = f_4 F_a d_m \quad (2.12)$$

Onde:

f_4 - factor para rolamentos de rolos cilíndricos de acordo com [17];

F_a - força axial.

Método 3

Uma terceira abordagem à estimativa do momento resistente para rolamentos segundo [19], é no fundo uma análise mais recente do que a anterior e que permite identificar todas as fontes de atrito em todos os pontos de contacto do rolamento. Enquanto que o método 2 analisa o momento resistente em função da sua dependência em relação à carga aplicada e não só, este método 3 analisa a fonte de atrito, nomeadamente o atrito de rolamento e o atrito de deslizamento, e exprime-o em função de momento resistente. O modelo tem ainda em conta o atrito causado pelos vedantes e o atrito causado por fontes externas e pode ser utilizado quando se verificarem condições normais de lubrificação, quando a carga aplicada é constante em magnitude e direcção e quando a carga é igual ou maior que a carga mínima recomendada. Este modelo é também utilizado por Cousseau [20] na determinação do momento resistente para um rolamento axial de esferas e utilizado por Houpert [21] no cálculo do momento resistente para rolamentos de rolos cónicos. A expressão seguinte identifica o momento resistente total em função das diferentes fontes de atrito que existem num rolamento:

$$M = M_{rol} + M_{desl} + M_{ved} + M_{arr} \quad (2.13)$$

Onde:

M_{rol} - momento resistente de rolamento;

M_{desl} - momento resistente de deslizamento;

M_{ved} - momento resistente devido aos vedantes;

M_{arr} - momento resistente provocado por fontes externas.

Sendo assim é possível calcular o momento resistente de rolamento através da seguinte expressão:

$$M_{rol} = G_{rr} (v_c w)^{0,6} \quad (2.14)$$

Onde:

G_{rr} - variável que depende do tipo de apoio, diâmetro médio e da carga aplicada;

v_c - viscosidade cinemática;

w - velocidade angular.

Os valores da variável G_{rr} podem ser obtidos utilizando as equações que se encontram em anexo nas tabelas A2.8, sendo que os valores das constantes de geometria para serem utilizados nestas expressões encontram-se nas tabelas A2.9. O segundo membro da expressão (2.13), momento resistente de deslizamento M_{desl} pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$M_{desl} = G_{sl} \mu_{sl} \quad (2.15)$$

Onde:

G_{sl} - variável que depende do tipo de apoio, diâmetro médio e da carga aplicada;

μ_{sl} - coeficiente de atrito de deslizamento.

Assim como para o cálculo de G_{rr} para o momento resistente de rolamento, o cálculo da variável G_{desl} para o momento resistente de deslizamento é também obtida através das equações e dos valores das tabelas A2.8 e A2.9. Os valores dos coeficientes de atrito de deslizamento μ_{sl} segundo [19] podem ser 0,05 para uma lubrificação com óleos minerais, 0,04 para óleos sintéticos, 0,1 para fluídos de transmissão, 0,02 para rolamentos de rolos cilíndricos e 0,002 para rolamentos de rolos cónicos. O terceiro termo da expressão (2.13) é o momento resistente provocado pelos vedantes que para o método 2 assumia a expressão (2.11), sendo que também para este caso as perdas por atrito provocadas pelos vedantes podem exceder as perdas por atrito provocadas pelo próprio apoio. Sabendo que os vedantes existem em ambos os lados do apoio, a expressão para o momento resistente provocado por estes é:

$$M_{ved} = K_{S1} d_s^\beta + K_{S2} \quad (2.16)$$

Onde:

K_{S1} - constante que depende do tipo de apoio;

d_s - diâmetro de ressalto do apoio;

β - expoente que depende do tipo de apoio e vedante;

K_{S2} - constante que depende do tipo de apoio e vedante.

Os valores das constantes K_{S1} , K_{S2} e β podem ser encontrados na tabela A2.10 que se encontra em anexo, sendo que o valor do diâmetro d_s também se encontra na mesma tabela mas para este é necessário consultar as tabelas do produto correspondente que podem ser encontradas facilmente em [19] para estimar ao certo o valor deste diâmetro. Este momento é provocado por dois vedantes, no caso de só existir um vedante, o valor do momento passa para metade. Analisando agora o quarto termo da expressão (2.13), momento provocado por fontes externas, este pode adquirir um significado importante na medida em que essa fonte externa pode ser devido ao banho de óleo a que o apoio está sujeito. No caso dos rolamentos, os apoios encontram-se parcialmente submergidos pelo lubrificante, sendo que sob essas condições o tamanho e a geometria do reservatório combinado com o nível de óleo que se usa pode ter um impacto considerável no cálculo do momento resistente total. Então a expressão que traduz essa relação para apoios de esferas é:

$$M_{arr} = V_M K_b d_m^5 w^2 \quad (2.17)$$

E para apoios de rolos é:

$$M_{arr} = 10 V_M K_r B d_m^4 w^2 \quad (2.18)$$

Onde:

V_M - variável em função do nível de óleo;

K_b - constante para apoios de esferas;

K_r - constante para apoios de rolos;

B - largura do anel interior do apoio.

O valor de V_M pode ser retirado da tabela A2.11 que se encontra em anexo. Esta variável representa as perdas por atrito em função do nível de óleo que existe no reservatório. As constantes K_z e K_L podem ser retiradas da tabela A2.12 que se encontra igualmente em anexo. Sendo que para as constantes K_b e K_r as expressões para os seus cálculos são:

$$K_b = \frac{n K_z (d + D)}{D - d} 10^{-12} \quad (2.19)$$

$$K_r = \frac{K_L K_z (d + D)}{D - d} 10^{-12} \quad (2.20)$$

Onde:

n - número de linhas com esferas;

K_Z - constante relacionada com a geometria de cada tipo de apoio;

K_L - constante relacionada com a geometria de apoios de rolos.

Adicionalmente segundo [19], para tornar a expressão do momento resistente ainda mais rigorosa e precisa e para aproximar a expressão (2.13) ao comportamento real do apoio, esta pode ser alterada de forma a acrescentar dois factores onde está envolvido uma redução do atrito gerado. O primeiro factor, de acordo com [8], é utilizado porque ao existir lubrificante suficiente no apoio apenas uma pequena percentagem desse lubrificante é utilizada para formar a película de filme, sendo que o restante quando está perto da zona de contacto e ao não passar entre as superfícies sofrerá uma inversão de sentido onde existe uma zona de refluxo do lubrificante. Este processo gera calor, que diminui a viscosidade do óleo e ao mesmo tempo diminui a espessura da película de lubrificante e a componente de atrito do rolamento como se pode ver na figura 2.5. O segundo factor de redução de atrito surge quando o lubrificante nas bordas de contacto não tem tempo suficiente para se renovar devido à velocidade do rolamento ou à alta viscosidade do lubrificante, este efeito denomina-se renovação cinemática e causa uma queda na espessura de lubrificante e no atrito de rolamento.

zona de refluxo no ponto de contacto

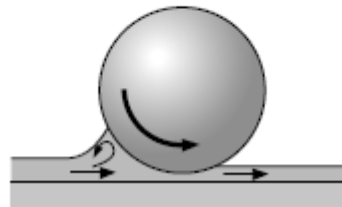


Figura 2.5 – Factor de redução de M de acordo com [19]

Uma vez adicionados estes dois factores de redução de atrito, a expressão (2.13) fica da seguinte forma:

$$M = \phi_{is} \phi_{rs} M_{rol} + M_{desl} + M_{ved} + M_{arr} \quad (2.21)$$

Onde:

ϕ_{is} - factor de redução do calor perdido;

ϕ_{rs} - factor de redução da renovação cinemática.

Os factores de redução de atrito são segundo [19]:

$$\phi_{is} = \frac{1}{1 + 1,84 \cdot 10^{-9} (w d_m)^{1,28} v_c^{0,64}} \quad (2.22)$$

$$\phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} v_c w (d+D)} \sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}}} \quad (2.23)$$

Onde:

K_{rs} - constante de renovação cinemática;

Para o valor estipulado pelo autor [19], da constante de renovação cinemática K_{rs} , é de $3 \cdot 10^{-8}$ para uma lubrificação com um nível baixo de óleo, e de $6 \cdot 10^{-8}$ para uma lubrificação com massa lubrificante.

2.3.2 Micro rolamentos com lubrificação a gás

Outro modelo de cálculo do momento resistente e que pode ser considerado importante dentro do caso dos rolamentos, é um modelo estudado por Olaru [22]. Este modelo consiste num método de estimar o momento resistente desenvolvido para micro rolamentos composto por esferas e dois discos. Este caso é interessante na medida em que o modelo de cálculo é diferente dos até agora estudados neste capítulo da dissertação pois sendo um micro rolamento de dimensões muito reduzidas, permite que a lubrificação seja feita a partir de um gás, neste caso o ar. Para que este tipo de lubrificação a gás seja viável, de acordo com Kutz [12], as superfícies do rolamento têm que ser providas de um óptimo acabamento. Este rolamento é aproximado a um rolamento axial de esferas, e que segundo o autor [22], o disco tem uma velocidade angular constante onde é aplicada uma carga F e está impregnado num lubrificante com viscosidade cinemática v_c . Na figura 2.6 está esquematizado um modelo do apoio em causa:

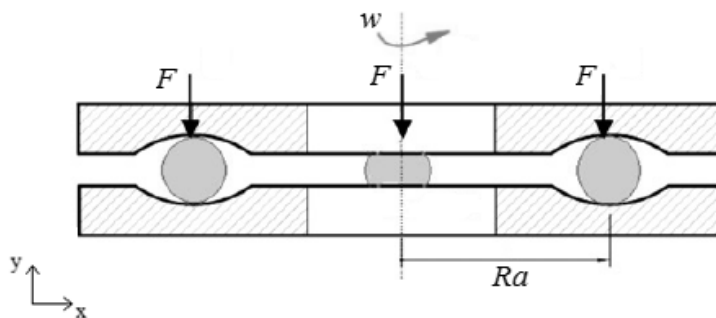


Figura 2.6 – Configuração do micro rolamento com lubrificação a gás de acordo com [22]

De acordo com o autor este método de cálculo do momento resistente tem em conta outras variáveis como é o caso da densidade do fluido em que se encontra, neste caso o ar, do número de Reynolds e de um coeficiente do qual depende o número de Reynolds. Sendo assim para um fluxo de ar laminar em que o valor de Reynolds varia entre $30 < R_e < 3 \times 10^5$, o valor do coeficiente K_m que depende de Reynolds pode ser determinado pela seguinte relação:

$$K_m = \frac{3,87}{\sqrt{R_e}} \quad (2.24)$$

Onde:

R_e - número de Reynolds.

Que segundo [22], o número de Reynolds é dado por:

$$R_e = \frac{R_a^2 w}{\nu_c} \quad (2.25)$$

Onde:

R_a - raio do apoio;

w - velocidade angular;

ν_c - viscosidade cinemática.

Uma vez obtidos estes dois parâmetros estão reunidas as condições para ser possível determinar o momento resistente provocado pelo apoio. Neste caso como o disco do rolamento está em contacto com o ar, segundo o autor a densidade e viscosidade determinadas são as do ar, se no entanto as condições onde o disco estiver situado forem outras, estes parâmetros têm que ser reajustados em conformidade com essas mesmas condições. O momento resistente neste caso é mais uma vez independente da carga F aplicada, tratando-se de um rolamento de dimensões reduzidas, a carga acaba por não ter influência no valor final do momento. Sendo assim, de acordo com o autor [22], o momento resistente para estas condições é:

$$M = 0,5 K_m \rho R_a^5 w^2 \quad (2.26)$$

Onde:

K_m - coeficiente de que depende o número de Reynolds;

ρ - massa volúmica.

Esta expressão para o momento resistente faz com que este dependa apenas da velocidade de rotação do apoio, partindo do princípio que a viscosidade do meio onde se encontra é constante e que o seu raio também permanece constante. Para analisar de uma forma mais clara a evolução da expressão do momento resistente para um rolamento com lubrificação a gás, mais uma vez será tido em conta o teorema dos pi's de Buckingham para a adimensionalização das variáveis intervenientes na função. Como foi referido anteriormente, só é possível adimensionalizar as quantidades se for imposta uma velocidade de rotação máxima $w_{m\acute{a}x}$. Desta forma é possível colocar no eixo das ordenadas a razão do momento resistente M pelo produto da massa volúmica ρ , do raio do apoio R_a à quinta e do quadrado da velocidade angular máxima $w_{m\acute{a}x}$ de forma adimensional, enquanto que no eixo das abcissas está a razão entre a velocidade angular w e $w_{m\acute{a}x}$ também na forma adimensional. As curvas do gráfico 2.5 representam a grandeza adimensional K_m que depende obrigatoriamente do número de Reynolds R_e (expressão 2.24).

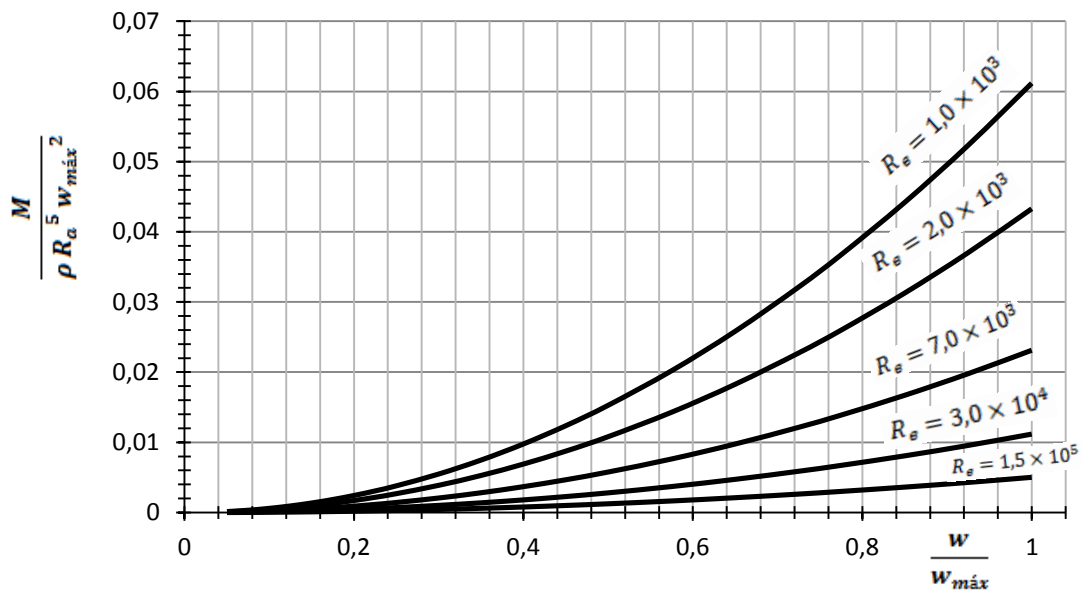


Gráfico 2.5 – Momento resistente para micro rolamento com $w_{m\acute{a}x}$ definido, $f\left(\frac{w}{w_{m\acute{a}x}}\right)$

É evidente no gráfico 2.5 que o momento resistente aumenta de acordo com o número de Reynolds e com a velocidade de rotação. Da mesma forma que para o apoio com lubrificação incompleta foi possível não restringir a curva pela imposição de se estabelecer uma velocidade angular máxima $w_{m\acute{a}x}$, na medida em que o gráfico passa a ter variáveis dimensionais. O gráfico 2.6 representa a evolução da expressão (2.26) em que no eixo das abcissas está apenas expressa a variável que representa a velocidade angular.

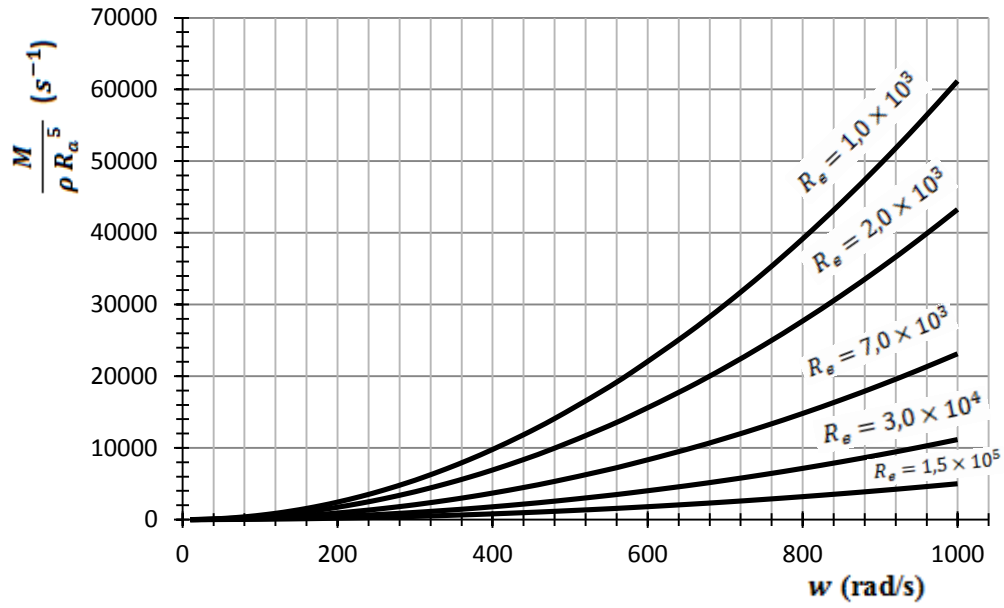


Gráfico 2.6 – Momento resistente para micro rolamento, $f(w)$

É igualmente perceptível que o momento aumenta conforme se aumenta o número de Reynolds e a velocidade angular. Neste caso em que as variáveis não se encontram adimensionais, para efeito de cálculo, não se torna tão simples para quem está a utilizar a expressão.

2.4 Apoios com lubrificação hidrodinâmica

Como foi referido inicialmente nesta dissertação, o tipo de apoio a utilizar é condicionado pelo tipo de lubrificação. Para o efeito vai ser estudado e estimado o momento resistente para o caso de um apoio radial que é um exemplo de especial interesse pois foi a primeira solução analítica de um apoio com lubrificação hidrodinâmica que, segundo Harnoy [3] e Massey [11] consegue suportar uma carga transversal apenas se o veio e o apoio não forem exactamente coaxiais. Entre o apoio e o veio encontra-se um lubrificante com viscosidade ν e com espessura h em que a folga entre ambos está evidenciada de forma exagerada. É um caso típico de um apoio com lubrificação hidrodinâmica onde existe uma separação completa entre as duas superfícies provocado pelo movimento do veio a uma velocidade angular suficientemente elevada. Quando está sujeito a uma carga, o veio com centro geométrico C ocupa uma posição excêntrica em relação ao centro geométrico do apoio O , é gerada então uma pressão no lubrificante que separa completamente as duas superfícies e que as mantém afastadas devido ao efeito hidrodinâmico gerando um baixo atrito e perdas de energia pouco significativas, segundo [5]. Um exemplo de um apoio radial hidrodinâmico está representado na figura 2.7, modelo também utilizado por [12], Nikolakopoulos [23] e Genta [24]:

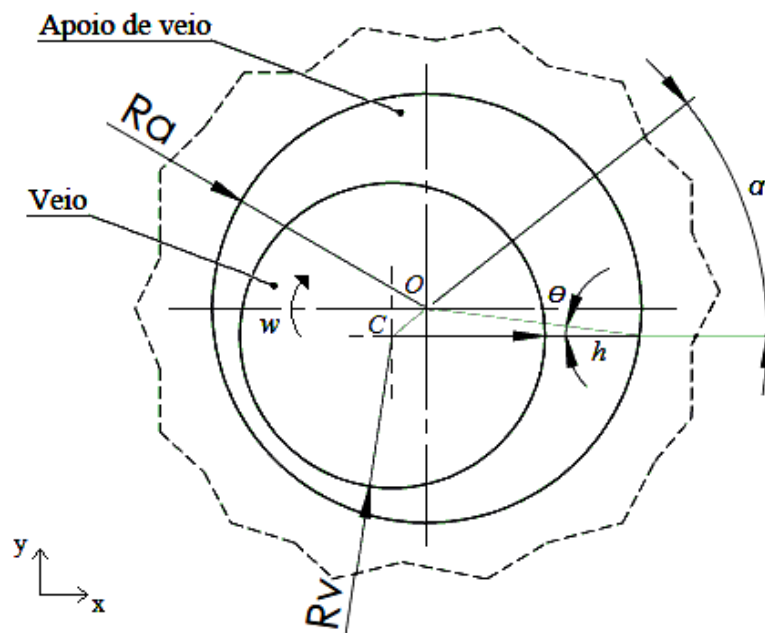


Figura 2.7 – Configuração do apoio radial em movimento

A razão entre a distância que vai de C a O designada por excentricidade e e a diferença entre o raio do apoio R_a e o raio do veio R_v , é denominada por razão de excentricidade E e pode traduzir-se pela seguinte expressão:

$$E = \frac{e}{(R_a - R_v)} \quad (2.27)$$

Onde:

E - razão de excentricidade;

e - excentricidade (em que $e = \overline{CO}$);

R_a - raio do apoio;

R_v - raio do veio.

A espessura da película de lubrificante h , evidenciada de forma exagerada na figura e que na prática é a diferença entre o raio do apoio e o raio do veio, varia com o ângulo α . Na figura existe ainda um ângulo de excentricidade θ que como hipótese simplificativa pode ser aproximadamente zero, devido ao facto de a distância entre os centros geométricos e ser muito pequena comparativamente com o valor do raio do apoio. Pela dedução geométrica da figura e pela expressão (2.27) é possível dizer que a espessura da película de lubrificante h que varia com o ângulo α é dada pela seguinte expressão. Importa referir que esta teoria é também apoiada por Nikolakopoulos [25] e Tala-Ighil [26]:

$$h = (R_a - R_v) (1 + E \cos \alpha) \quad (2.28)$$

Onde:

h - espessura da película de lubrificante;

α - ângulo de atrito.

2.4.1 Apoios radiais de comprimento infinito

De acordo com [11] e, considerando agora um apoio de comprimento infinito para que a análise do fluxo do lubrificante possa ser bidimensional (no plano da configuração do apoio radial) excluindo assim o escoamento na direcção axial, e assumindo também que o regime é permanente e que a viscosidade e a densidade do lubrificante permanecem constantes, é possível estimar a expressão do momento resistente se for assumido que a película de lubrificante é contínua. Primeiro torna-se mais apropriado obter a expressão que traduz o valor da carga total F que o veio pode suportar porque, como veremos mais à frente tal não é totalmente explícito na expressão do momento resistente. Se for aplicada uma carga F , como mostra a figura 2.8, veremos que podemos dividir a carga total nas suas componentes segundo a direcção paralela e perpendicular a OC.

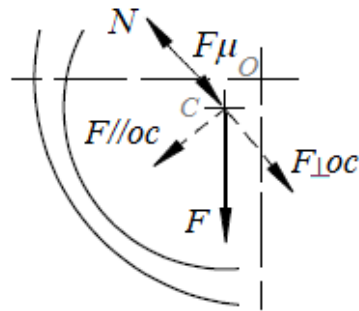


Figura 2.8 – Diagrama de corpo livre do veio do apoio radial

Segundo [3] quanto maior for o valor da excentricidade e , maior será o valor da força F , e para uma carga com um valor elevado a razão de excentricidade E aproxima-se da unidade. A força paralela a OC é nula ou praticamente desprezável como se pode verificar pelo diagrama de corpo livre da figura 2.8 que traduz também que a força N provocada pela onda de pressão P (ver figura 2.9) tem o sentido contrário ao da força de atrito. De acordo com [11] e Booser [14] este fenómeno deve-se também à anti-simetria da função dos dois lados da linha OC ao longo do veio, ficando a força total a componente que é perpendicular a OC. Para melhor compreender a distribuição de forças, na figura 2.9 está evidenciada a onda de pressão hidrodinâmica provocada pelo movimento do veio e pela viscosidade do lubrificante.

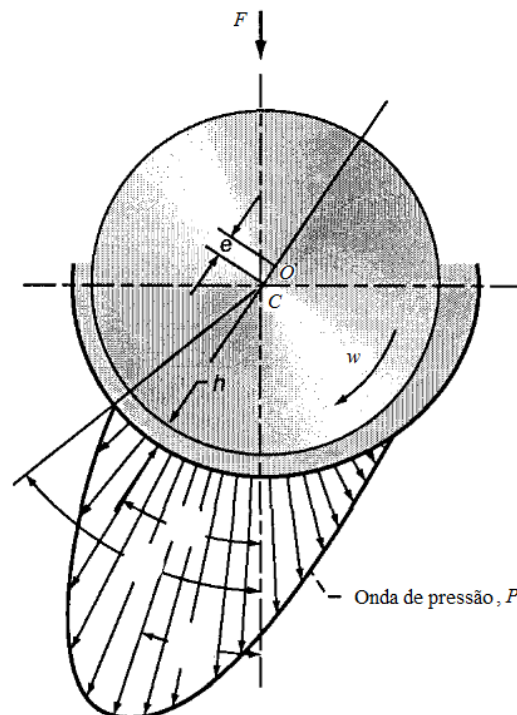


Figura 2.9 – Distribuição da pressão hidrodinâmica de acordo com [3]

Sendo assim e para que o utilizador obtenha o valor exacto dessa carga para as condições inicialmente impostas a expressão da força total é a seguinte:

$$F_{\text{paralela } OC} = 0$$

$$F_{\text{perpendicular } OC} = \frac{12\pi \nu U R_v^3 E}{(R_a - R_v)^2 (1 - E^2)^{1/2} (2 + E^2)} \quad (2.29)$$

Onde:

ν - viscosidade absoluta;

U - velocidade tangencial;

R_v - raio do veio;

R_a - raio do apoio;

E - razão de excentricidade.

A expressão da força dada por (2.29) é tipicamente modificada de modo a ser mais simples a sua utilização e compreensão, que segundo os autores [11], [14] e [24] pode ser transformada na medida em que a força fica apenas em função da razão de excentricidade, sendo que este número é mais conhecido pelo número de Sommerfeld² (termo da esquerda da expressão (2.30)) e é traduzido por:

$$\frac{F (R_a - R_v)^2}{\nu U R_v^3} = \frac{12\pi E}{(1 - E^2)^{1/2} (2 + E^2)} \quad (2.30)$$

Esta expressão é utilizada de modo a simplificar o dimensionamento de apoios com lubrificação hidrodinâmica, em que todas as variáveis dimensionais que entram na expressão são colocadas no lado esquerdo e os valores adimensionais no lado direito. Na maioria dos casos práticos este valor da força não é um valor real pois ao longo da película de lubrificante existe cavitação, e teoricamente este fenómeno é desprezado. Então utiliza-se esta expressão para obter uma análise mais precisa daquilo que realmente se passa nas condições de fronteira quando existe variação da pressão.

² Arnold Johannes Sommerfeld (1868-1951), Físico Alemão

Segundo Harnoy [3] e [14] também é possível obter a expressão da força de atrito F_μ por unidade de comprimento em função das variáveis atrás definidas, que é dada por:

$$F_\mu = \frac{4\pi v U R_v^2 (1 + 2E^2)}{(R_a - R_v) (1 - E^2)^{1/2} (2 + E^2)} \quad (2.31)$$

Sabendo a carga total aplicada F e a força de atrito F_μ por (2.29) e (2.31) respectivamente obtém-se a expressão para o coeficiente de atrito μ que é facilmente retirado pela expressão (2.1) e é dado por:

$$\mu = \frac{(R_a - R_v)}{R_v} \frac{1 + 2E^2}{3E} \quad (2.32)$$

Faz agora sentido deduzir a expressão do momento resistente para estas condições, sabendo que a tensão de corte na fronteira entre a superfície do veio e a parede do apoio é dada por:

$$\tau_0 = v \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.33)$$

Sendo assim, a expressão do momento resistente total pode ser obtida através da expressão (2.33) em que a força é o produto da tensão pela área e em que o momento resistente é o resultado do produto da força pelo braço E que é dado pela expressão (2.27). Então para um apoio radial de comprimento infinito, a expressão do momento resistente é:

$$M = \frac{4\pi v U R_v^3 (1 + 2E^2)}{(R_a - R_v) (1 - E^2)^{1/2} (2 + E^2)} \quad (2.34)$$

O sentido da expressão do momento vem pela convenção de sinais adoptada, que também é para este caso o sentido da rotação do veio. Segundo Massey [11] a expressão do momento resistente para valores muito baixos da razão de excentricidade E , ou seja em que basicamente o valor de e é desprezável, pode resumir-se à seguinte expressão, mais conhecido como Lei de Petroff já mencionada no caso do apoio semi lubrificado, em que h vem pela expressão (2.28):

$$M = \frac{\pi h v w (2R_v)^3}{4(R_a - R_v)} \quad (2.35)$$

A expressão (2.34) pode ser representada no gráfico 2.7 em que no eixo das ordenadas está evidenciada a razão entre o produto do momento M e da folga $(R_a - R_v)$ pelo produto da viscosidade ν com a velocidade tangencial U . Enquanto que no eixo das abcissas está representada a variação do raio do veio R_v .

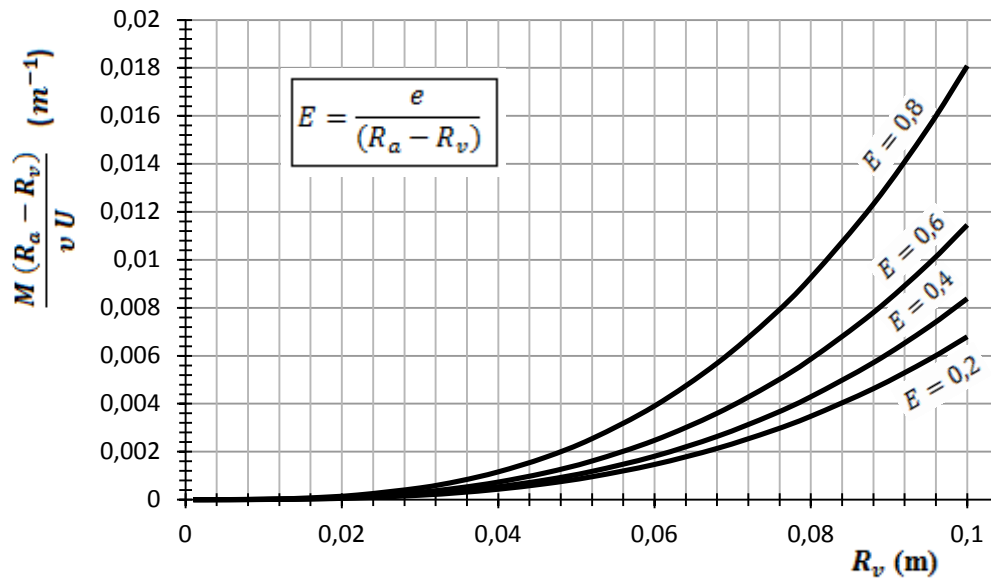


Gráfico 2.7 – Momento resistente para o apoio radial de comprimento infinito, $f(R_v)$

De igual modo é possível representar no gráfico 2.8 essa variação em função da velocidade tangencial U , em que no eixo das abcissas está representada essa variação em escala logarítmica. Note-se que mais uma vez as quantidades não se encontram adimensionalizadas.

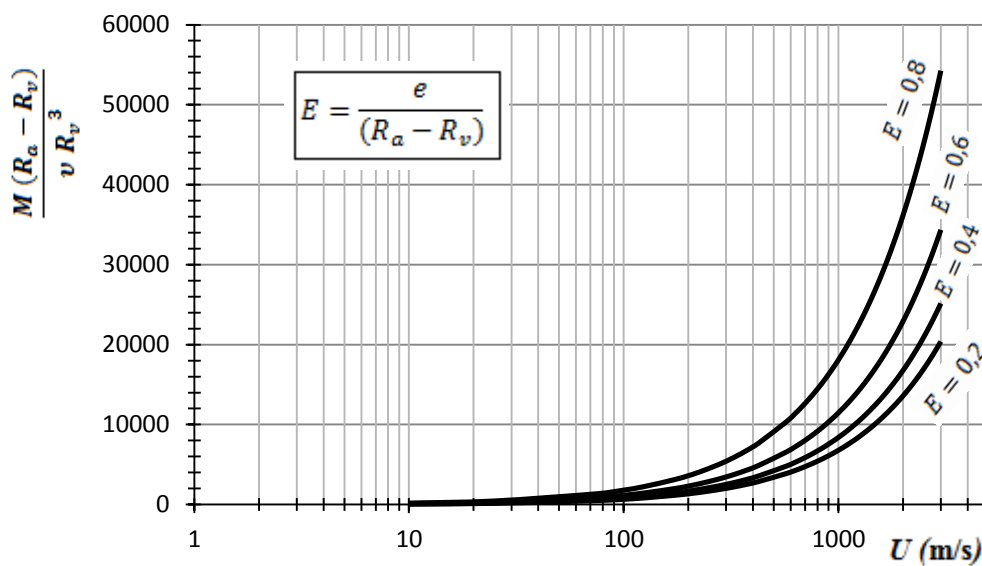


Gráfico 2.8 – Momento resistente para apoio radial de comprimento infinito, $f(U)$

É possível representar também, na figura 2.10, a variação da força na forma adimensional (expressão 2.30) e a variação do momento resistente (expressão 2.34) em função da razão de excentricidade E onde se constata que quanto maior for a carga aplicada, maior o valor da excentricidade e , como foi dito anteriormente para uma carga elevada o valor de E aproxima-se de 1. Quando o valor da carga é zero existe momento resistente provocado pelo peso do próprio veio, e como se pode ver na figura seguinte, esse momento resistente é igual à força quando o valor de E é 0,5, resultado da análise da expressão (2.27).

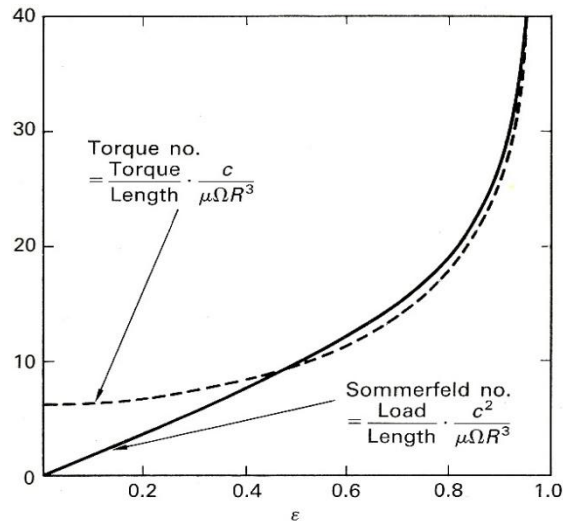


Figura 2.10 – Momento resistente e força em função de E de acordo com [11]

Algumas considerações devem ser tomadas no que diz respeito à utilização destas expressões do momento resistente. No caso em que o apoio está sujeito a uma carga muito elevada, o valor de E aproxima-se de 1 e a folga entre o veio e o furo fica extremamente reduzida o que leva à impossibilidade de manter a integridade da película de lubrificante, a não ser que as superfícies estejam muito bem acabadas e o lubrificante esteja completamente isento de partículas sólidas. Sendo assim, em geral os projectistas apontam para um valor de $E \approx 0,6$. Outra consideração deve-se ao facto de se ter imposto inicialmente que o apoio tinha comprimento infinito, em que as expressões são válidas para comprimentos superiores a cerca de 4 vezes o valor do diâmetro. Uma vez que o valor do comprimento do apoio raramente excede o valor do diâmetro torna-se necessário analisar o comportamento para um apoio curto.

2.4.2 Apoios radiais de comprimento L

Entende-se por apoio curto quando o comprimento L é inferior ao diâmetro do apoio ($L < d$), que é o que tipicamente se adapta à realidade, visto que só em casos excepcionais são utilizados apoios

com comprimento muito superior ao seu diâmetro. Em comparação com um apoio de comprimento infinito, o apoio curto apresenta mais facilidade na transferência de calor devido à rápida circulação do lubrificante na direcção axial da folga, o que permite uma renovação constante do fluxo de lubrificante. Neste caso o gradiente de pressão no apoio na direcção radial (na direcção x da figura 2.7) é pequeno e pode ser desprezado em comparação com o gradiente de pressão na direcção axial do veio que é muito elevado. Aqui é importante realçar que, ao contrário do caso anterior em que o apoio tem comprimento infinito e pode desprezar-se a força paralela a OC, neste caso em que o apoio é curto as duas componentes tomam valores significativos que podem ser relevantes mencionar para quem estiver a projectar. Sendo assim segundo [11]:

$$F_{paralela\ OC} = -\frac{\nu U L^3 E^2}{(R_a - R_v)^2 (1 - E^2)^2} \quad (2.36)$$

e

$$F_{perpendicular\ OC} = \frac{\pi \nu U L^3 E}{4(R_a - R_v)^2 (1 - E^2)^{3/2}} \quad (2.37)$$

Onde:

L - comprimento do apoio radial.

De igual modo é possível obter também a expressão para a força de atrito F_μ , sendo que para obter o coeficiente de atrito seria necessário aplicar apenas a expressão (2.1) em que a força normal seria o módulo entre as duas forças vindas de (2.36) e (2.37). A força de atrito é a seguinte:

$$F_\mu = \frac{2\pi \nu U L R_v}{(R_a - R_v) (1 - E^2)^{1/2}} \quad (2.38)$$

Então para o caso do apoio curto a expressão do momento resistente, é obtida mais uma vez segundo [3] e Branco [27] a partir da expressão (2.33) em que a força é o produto da tensão por unidade de área e em que o momento resistente é o resultado do produto da força pelo braço. Sendo assim vem:

$$M = \frac{2\pi \nu U L R_v^2}{(R_a - R_v) (1 - E^2)^{1/2}} \quad (2.39)$$

Mais uma vez é possível representar a expressão do momento resistente (2.39) em forma de gráfico de forma a que as grandezas envolvidas sejam facilmente perceptíveis pelo o utilizador. Sendo assim no gráfico 2.9 está traduzida a evolução da expressão em função do raio do veio.

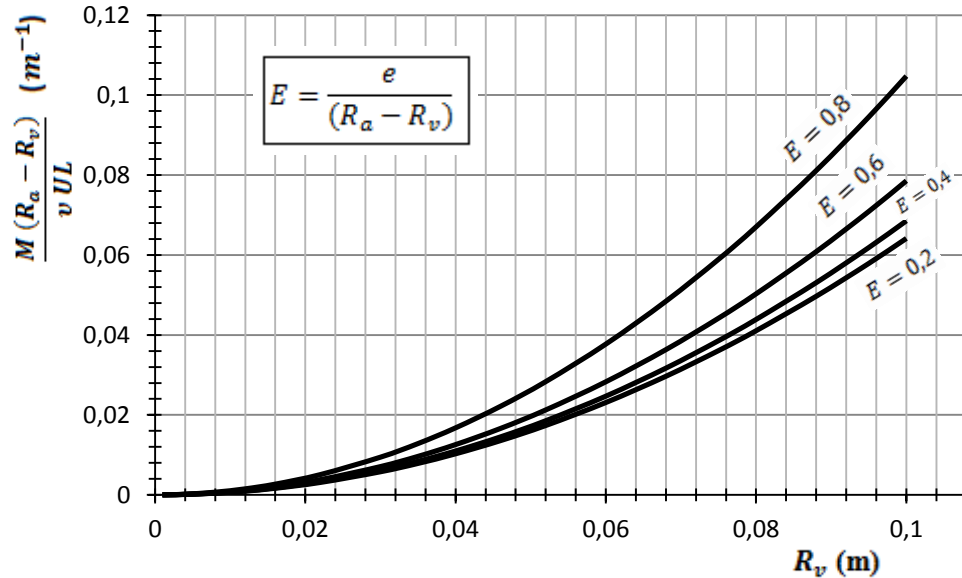


Gráfico 2.9 – Momento resistente para apoio radial de comprimento L , $f(R_v)$

É visível que o momento aumenta com o aumento do raio do apoio. De igual modo é possível observar a evolução da expressão em função da velocidade tangencial U , que pelo gráfico 2.10 varia linearmente com a velocidade U .

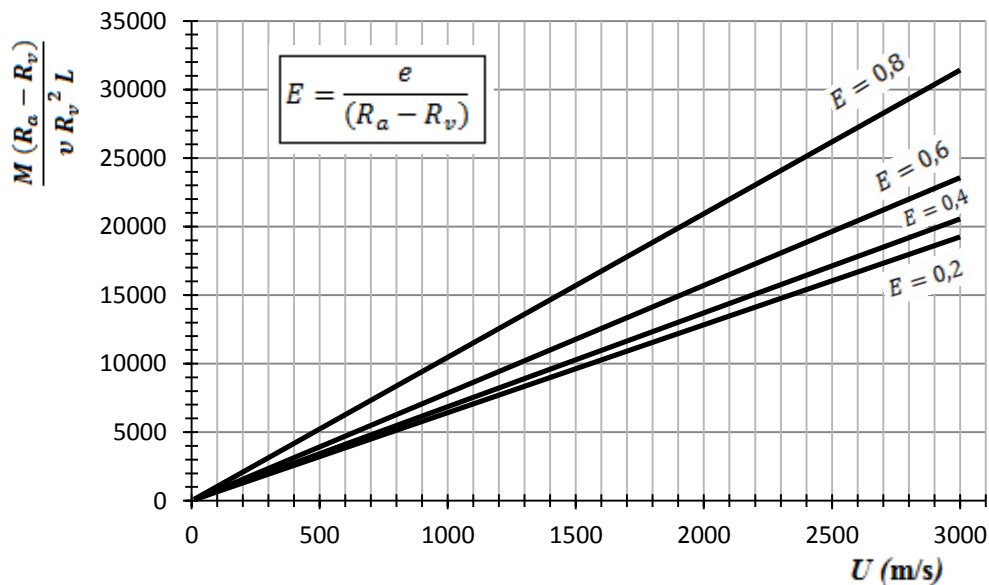


Gráfico 2.10 – Momento resistente para apoio radial de comprimento L , $f(U)$

2.4.3 Apoios axiais com lubrificação a gás

Outro caso que será considerado trata-se de um apoio em que o princípio de lubrificação é a hidrodinâmica mas que difere dos casos anteriores tratando-se de uma lubrificação a gás em detrimento das massas lubrificantes ou dos óleos. De acordo com [12] e [14] este tipo de lubrificação tem tido algum relevo nos últimos anos devido à sua importância pois a viscosidade do ar é cerca de mil vezes inferior à de um óleo. Segundo [12] para beneficiar de todas as vantagens de um apoio hidrodinâmico com lubrificação a gás, as superfícies devem ter um bom acabamento, as dimensões e as folgas devem ser precisas e rigorosas, a velocidade de rotação deve ser elevada e a carga aplicada deve ser relativamente baixa. Outra diferença entre os dois tipos de lubrificação reside no facto de a viscosidade do gás ser muito baixa que segundo [12], a baixas velocidades é expectável que a densidade do gás permaneça constante, enquanto que se fosse um óleo este comportava-se como se fosse incompressível. No entanto, a velocidades de rotação elevadas a densidade muda, numa proporção diferente entre gás e líquido, devido à temperatura. Uma das vantagens dos apoios lubrificados a gás é que suportam temperaturas muito elevadas sem que o gás perca as suas propriedades químicas, para além de que se for este o método de lubrificação é pouco dispendioso. De acordo com [12] dois tipos de apoios lubrificados a gás podem ser considerados como os mais utilizados hoje em dia, o apoio de Rayleigh e o apoio axial com ranhura em espiral. Neste caso vai ser estudado o apoio axial com ranhura em espiral que está evidenciado na figura 2.11:

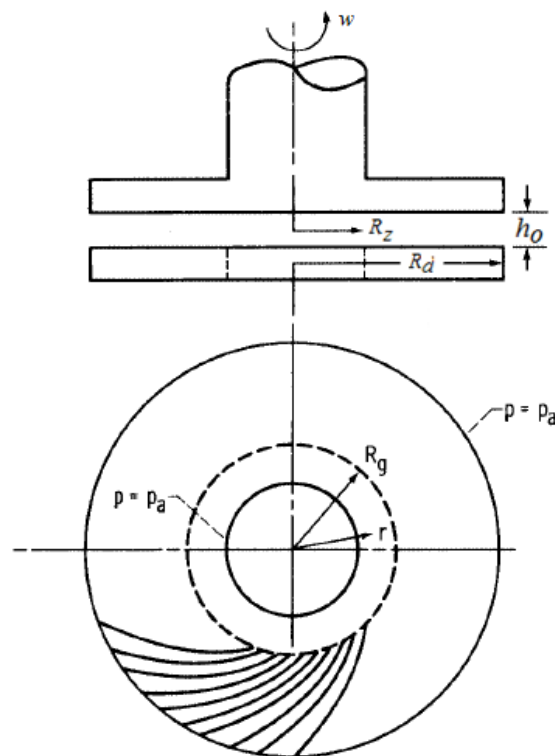


Figura 2.11 – Configuração do apoio axial com lubrificação a gás de acordo com [12]

Trata-se de um apoio em que um fluxo de ar circula dentro das ranhuras provocando a sua lubrificação. Se for aplicada ao apoio uma carga F no sentido axial, segundo [12] é possível descrever essa quantidade de forma adimensional, pelo que a expressão para a capacidade de carga do apoio escrita de forma adimensional é:

$$F_{\infty} = \frac{1,5 G_f F}{\pi p_a (R_d^2 - R_z^2)} \quad (2.40)$$

Onde:

G_f - factor de ranhura;

F - carga aplicada no corpo;

p_a - pressão atmosférica;

R_d - raio exterior do apoio;

R_z - raio interior da zona de refluxo.

Por outro lado, se for necessário estimar o fluxo de fluido Q , neste caso o fluxo de ar, segundo o autor [12] é também possível obter essa grandeza de forma adimensional de acordo com a seguinte expressão:

$$Q_{\infty} = \frac{3 v Q}{\pi p_a h_0^3} \quad (2.41)$$

Onde:

v - viscosidade absoluta;

Q - fluxo de fluido fornecido;

h_0 - espessura da folga no apoio.

Para recorrer à expressão do momento resistente para este caso, é necessário primeiro exprimir uma grandeza adimensional que integra a expressão, que de acordo com os autores [12] e [14] denomina-se por número adimensional do apoio e depende da velocidade de rotação, da viscosidade, da pressão, da folga e dos raios. Pode ser expresso da seguinte forma:

$$\Lambda_c = \frac{3 v w (R_d^2 - R_z^2)}{p_a h_0^2} \quad (2.42)$$

Onde:

w - velocidade angular;

Depois de ser determinado o número adimensional do apoio Λ_c , é possível expressar a equação do momento resistente também na forma adimensional em função deste último parâmetro. De acordo com [12] e [14] a expressão do momento resistente para um apoio axial com ranhura em espiral com tipo de lubrificação hidrodinâmica a gás é a seguinte:

$$M_\infty = \frac{6 M}{\pi p_a (R_d^2 + R_z^2) h_0 \Lambda_c} \quad (2.43)$$

Para facilitar a compreensão da expressão que traduz realmente o momento resistente para este tipo de apoio, é possível traduzi-la na seguinte forma:

$$M = \frac{\pi}{6} p_a (R_d^2 + R_z^2) h_0 \Lambda_c \quad (2.44)$$

A expressão (2.44) pode ser traduzida no gráfico 2.11 onde está representada a evolução da razão entre o momento resistente M e a pressão p_a e a folga h_0 , com a soma dos raios interior e exterior.

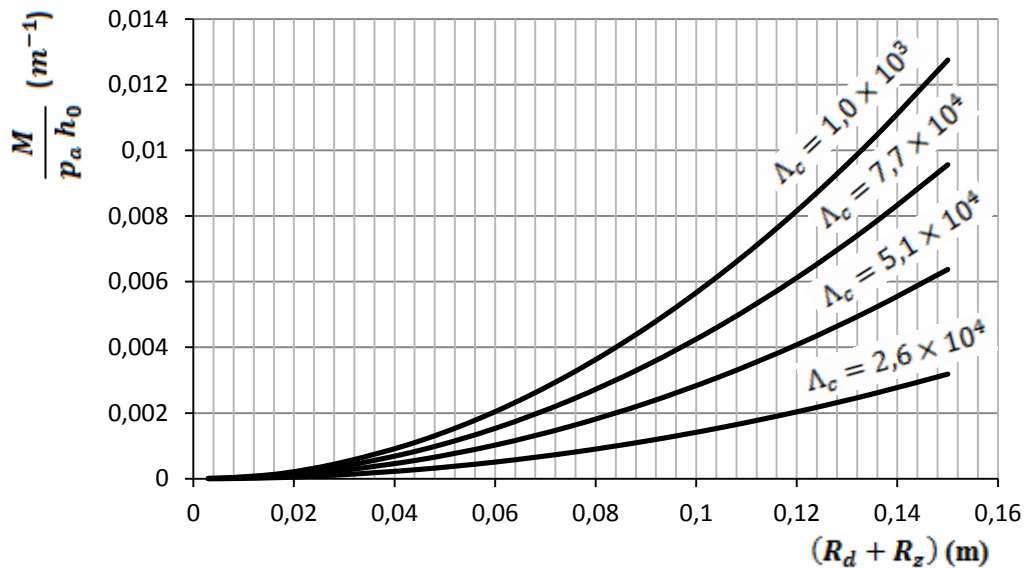


Gráfico 2.11 – Momento resistente para apoio axial lubrificado a gás

Facilmente se conclui que o momento resistente aumenta com a soma dos raios e com o aumento do número adimensional Λ_c onde estão inseridas as variáveis da velocidade e da viscosidade.

2.5 Apoios com lubrificação hidrostática

Como foi referido no caso dos apoios hidrodinâmicos é possível atingir uma lubrificação hidrodinâmica se a velocidade de rotação w do veio for elevada, caso contrário não é gerada uma pressão hidrodinâmica suficiente para manter as superfícies separadas segundo [5]. A introdução de uma fonte externa que pressuriza o lubrificante do apoio pode solucionar o problema de a baixa velocidade de rotação w não ser possível sustentar o apoio, como acontece nos apoios hidrodinâmicos. No caso dos apoios hidrostáticos com a introdução de uma fonte externa é possível separar completamente as superfícies a baixa velocidade de rotação e mesmo quando a velocidade for zero. Segundo [3] este sistema requer então uma fonte externa que normalmente é uma bomba de óleo capaz de manter a pressão do fluido sempre constante. Para o caso que será analisado de seguida, o fluido lubrificante é alimentado por uma fonte exterior através de vários orifícios que se encontram ao longo do apoio que fazem com que o lubrificante circule a uma dada pressão o que faz com que as duas superfícies se separem totalmente e também evita que haja um sobreaquecimento do fluido, uma vez que ele circula de forma constante. Neste caso em concreto será estudado o apoio hidrostático com almofadas circulares [3] que tem a capacidade de suportar uma carga na direcção axial. Segundo [3], [10] e [28] este será o melhor modelo para exemplificar e estimar o momento resistente para um apoio hidrostático que neste caso é composto por dois discos concêntricos e paralelos com uma pequena folga, h_0 entre eles, o raio exterior do disco é R_d e o raio interior da zona de refluxo é R_z . O apoio tem uma capacidade de carga F que lhe permite manter as superfícies separadas enquanto a bomba mantém o fluido pressurizado na zona de refluxo a uma pressão uniforme p_r . Quando o fluxo de fluido fornecido pela bomba, dado por Q aumenta, aumenta também a pressão p_r na zona de refluxo (zona de armazenamento do fluido), bem como a folga h_0 também aumenta com o aumento do fluxo de fluido. Na figura 2.12 é apresentado o apoio em questão:

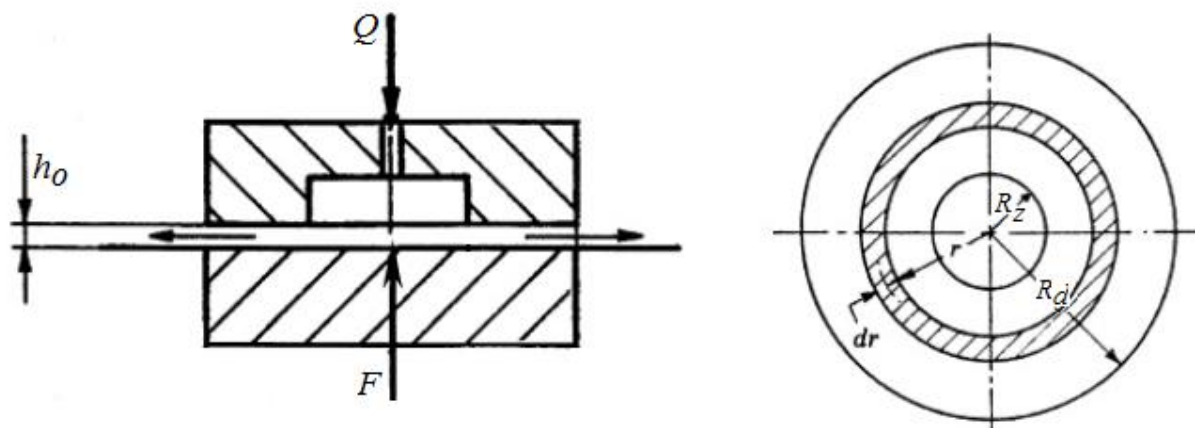


Figura 2.12 – Configuração do apoio hidrostático de acordo com [3]

Considerando este modelo como o modelo tipo a utilizar para um apoio hidrostático, começa-se por estimar a capacidade de carga F do apoio de modo a ser mais fácil para o projectista identificar se será conveniente a utilização deste tipo de apoio. Sendo assim, segundo [3], [5] e Nie [29] a capacidade de carga do apoio F é obtida através do integral da pressão sob toda a área em estudo, o que resulta na seguinte expressão:

$$F = \frac{\pi R_d^2}{2} \frac{1 - \left(R_z/R_d\right)^2}{\ln\left(R_d/R_z\right)} p_r \quad (2.45)$$

Onde:

R_d - raio exterior do apoio;

R_z - raio interior da zona de refluxo;

p_r - pressão na zona de refluxo;

F - carga aplicada sobre o apoio.

De igual modo é possível obter a expressão para a distribuição de pressão p_r na zona de refluxo, admitindo que o fluxo é considerado numa fina zona do disco com espessura d_r desde que este valor seja suficientemente menor que o valor de r (ver figura 2.12). Então a expressão para a pressão na zona de refluxo segundo [3] e [5] é:

$$p_r = \frac{6 v Q}{\pi h_0^3} \ln\left(R_d/R_z\right) \quad (2.46)$$

Onde:

v - viscosidade;

Q - fluxo de fluido fornecido;

h_0 - espessura da folga no apoio.

Utilizando a expressão (2.46) para obter o valor do fluxo Q fornecido pela bomba e sabendo o valor da pressão p_r na zona de refluxo segundo [3], [5], [29] e Wang [30], sabe-se que Q é dado pela seguinte expressão:

$$Q = \frac{\pi}{6v} \frac{h_0^3}{\ln\left(R_d/R_z\right)} p_r \quad (2.47)$$

De acordo com [3] as expressões obtidas (2.45) e (2.46) são utilizadas para dois discos paralelos estacionários, e podem ser extensíveis para um apoio de uma almofada hidrostática onde um dos discos se encontra em rotação pois segundo a teoria clássica da lubrificação as forças centrífugas podem ser desprezadas em comparação com as forças viscosas se a espessura h_0 for pequena e a viscosidade for elevada. Estas equações são então utilizadas para o projecto de apoios hidrostáticos. Para estimar o momento resistente provocado pelo movimento do disco em função do atrito causado pela lubrificação é necessário assumir que a velocidade angular w do fluido varia linearmente ao longo da película de lubrificante e que o atrito viscoso dentro da zona de refluxo é desprezável, então segundo [3], [5], [14], [30] e Kim [31] a expressão para o momento resistente para este apoio é:

$$M = \frac{\pi v}{2} \frac{R_d^4}{h_0} \left(1 - \frac{R_z^4}{R_d^4}\right) w \quad (2.48)$$

Onde:

w - velocidade angular.

Para este caso é possível dispor todas as grandezas da expressão (2.48) no gráfico 2.12 de forma a ser eficiente para o utilizador a sua análise. No eixo das ordenadas colocou-se de forma adimensional a relação entre o momento resistente M com o produto da viscosidade v , da velocidade angular w e do cubo do raio exterior do apoio. Sendo que no eixo das abcissas está também na forma adimensional a razão entre o raio interior R_z e o raio exterior R_d .

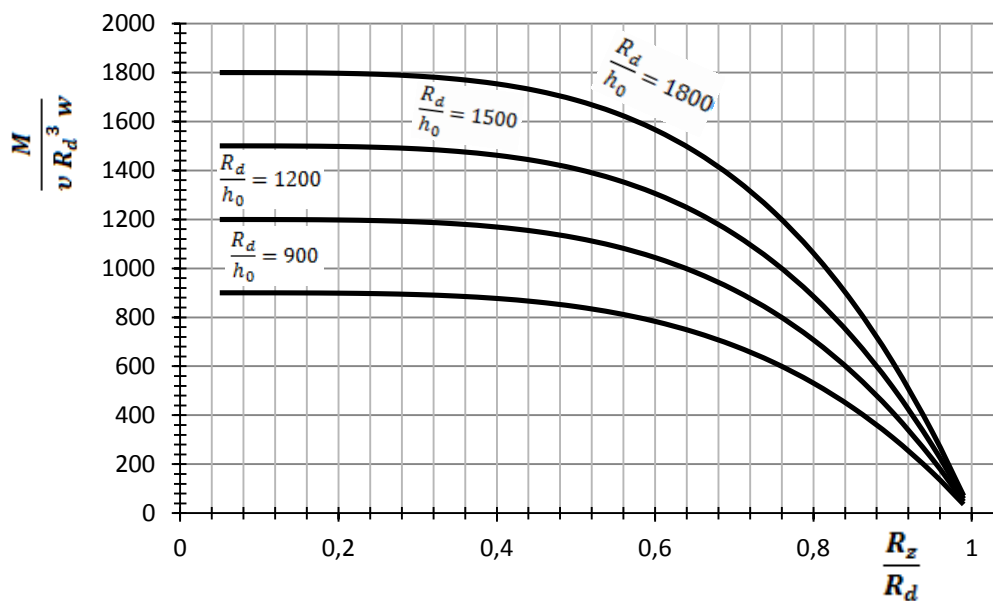


Gráfico 2.12 – Momento resistente para apoio hidrostático, $f\left(\frac{R_z}{R_d}\right)$

3. Comparação dos momentos resistentes teóricos

Neste capítulo são comparados os momentos resistentes teóricos para os casos dos apoios apresentados no cap.II. São escolhidas condições de funcionamento que possibilitem a comparação dos vários modelos estudados.

3.1 Apoios de atrito seco ou sem lubrificação

Nesta comparação dos momentos resistentes teóricos é necessário escolher condições de funcionamento semelhantes para todo o tipo de apoios estudados para que os resultados sejam comparáveis e coerentes. Para o caso do apoio seco ou sem lubrificação, considera-se um valor para a carga radial aplicada F_r e para o diâmetro do veio d utilizados por Cousseau [20], e para o coeficiente de atrito μ . O autor assume uma carga radial $F_r = 7000$ N, um diâmetro de veio $d = 35$ mm e um coeficiente de atrito $\mu = 0,15$ (valor muitas vezes utilizado em contacto metal-metal). Designando neste capítulo o momento resistente M dado pela expressão (2.4) por M_A , e a potência dissipada por este tipo de apoio P_{Ad} , para estas condições de funcionamento resulta:

$$M_A = 18172 \text{ N mm} \quad \text{e} \quad P_{Ad} = 1908 \text{ W}$$

Como seria de esperar, um apoio sem lubrificação terá um momento resistente elevado. Este momento será agora comparado com os próximos casos. A potência dissipada para os casos seguintes terá a mesma relação entre os momentos resistentes.

3.2 Apoios com lubrificação incompleta

Para este tipo de apoio outras variáveis tornam-se importantes no cálculo do momento. Sendo assim, para o caso típico de um apoio semi lubrificado utiliza-se uma velocidade angular de referência $w = 1000$ rpm. É necessário escolher um lubrificante adequado para esta situação bem como um valor da sua viscosidade. Escolhe-se, por exemplo, uma massa lubrificante de referência da série 630-AAA com os valores segundo as normas ISO 9001 e ISO 21469 utilizada para uso geral, retirado do catálogo do fabricante de lubrificantes Lubriplate [32], com uma viscosidade $\nu = 0,145$ N s/m², sendo que a conversão de unidades do modelo do catálogo para o modelo europeu é dado por [12]. Para este resultado ser comparável com o caso anterior, utiliza-se o mesmo diâmetro do veio $d = 35$ mm e o comprimento do veio será o adoptado ao longo deste capítulo, $L = 45$ mm. A folga será a encontrada tipicamente para estes apoios, $c = 0,025$ mm. Para estas condições de funcionamento e calculando o momento resistente M através da expressão (2.6), designando este momento por M_B , vem que $M_B = 914$ N mm. É então possível estabelecer uma relação entre os dois momentos tendo em conta a ordem de grandeza de cada um, desta forma resulta:

$$\frac{M_B}{M_A} \cong \frac{1}{20}$$

3.3 Apoios de rolamentos

Para os apoios de rolamentos é lógico recorrer aos três métodos estudados no capítulo II, embora seja de esperar que pelos três métodos a ordem de grandeza do momento resistente seja a mesma. Serão abordados alguns tipos de rolamentos de modo a verificar a diferença que existe entre eles por cada um dos métodos para que posteriormente se possa comparar esses resultados com os resultados anteriores.

3.3.1 Rolamento axial de esferas

Para o estudo dos rolamentos axiais, será abordado o caso prático estudado por Cousseau [20] que utilizou como elemento de análise o rolamento axial de esferas (Ref. SKF [17] 51107). Trata-se de um rolamento com lubrificação a óleo e de escora simples que são adequados para suportar cargas

axiais puras. Este exemplo será utilizado também como termo de comparação e de verificação com a coerência entre os valores teóricos e aqueles que foram obtidos na prática por Cousseau [20]. Segue-se na figura 3.1 um esquema do rolamento em causa.

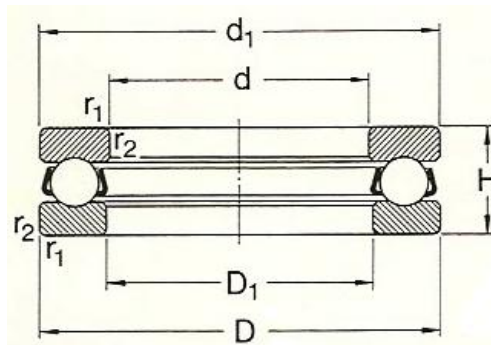


Figura 3.1 – Rolamento axial de esferas

De acordo com [20] foi utilizada também uma carga total $P_1 = 7000$ N que coincide com o valor da carga utilizado nos exemplos anteriores. No caso dos rolamentos axiais de esferas corresponde a uma carga axial pura e única $F_a = 7000$ N, pois este rolamento está exposto apenas a carga na direcção axial. A velocidade angular w de referência utilizada pelo autor [20] é também de 1000 rpm. As especificações do rolamento estão tabeladas, foram retiradas de [17] e encontram-se na tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Especificações do rolamento axial de esferas

Dimensões principais			Capacidades de carga		Carga limite de fadiga P_u	Fator de carga mínima A	Velocidades de referência		Massa	Designação
d	D	H	C	C_0			Lubrificação graxa	óleo		
mm			N		N	-	r/min		kg	-
35	52	12	17 400	37 500	1 530	7,3	4 300	5 600	0,080	51107
	62	18	35 100	67 000	2 700	23	3 000	4 000	0,22	51207
	68	24	49 400	88 000	3 550	40	2 400	3 400	0,38	51307
	80	32	87 100	156 000	6 200	130	1 800	2 600	0,76	51407

Método 1

Uma vez sabendo o tipo de rolamento em estudo o fabricante dá-nos directamente o valor do coeficiente de atrito ponderado μ , aplicado a cada tipo de rolamento, que se encontra em anexo na tabela A2.1. Sabendo que a carga aplicada no corpo é a acima mencionada e que o diâmetro do rolamento é o designado nas especificações do rolamento, através do método 1 pela expressão (2.7) é possível calcular um primeiro valor do momento resistente do rolamento. Vem então pela

nomenclatura adoptada neste capítulo que, $M_{C1} = 159$ N mm. É importante para além de estabelecer a comparação com M_A , fazer o mesmo com M_B pois este último trata um caso mais aproximado aos reais. Estabelecendo a comparação entre o momento M_A e o momento M_B com este momento calculado a partir do método 1 para os apoios de rolamento designado por M_{C1} e sabendo que a energia dissipada por este apoio P_d varia na mesma relação, resulta:

$$\frac{M_{C1}}{M_A} \cong \frac{1}{115} \quad \text{e} \quad \frac{M_{C1}}{M_B} \cong \frac{1}{6}$$

Método 2

Utilizando agora o método 2 mais rigoroso dado pela expressão (2.8), em que o valor da viscosidade cinemática de referência é a obtida através da tabela A2.3 que se encontra em anexo à velocidade já mencionada de 1000 rpm. O valor do factor f_0 é o retirado da tabela A2.2 que se encontra em anexo para este tipo de rolamento e o diâmetro médio vem nas especificações do rolamento. Estes dados são os necessários para calcular o momento resistente que é independente da carga e que é dado pela expressão (2.9). Pela tabela A2.4 consegue-se obter o valor do factor f_1 e o valor de P_1 que faz a distribuição das componentes radial e axial da força aplicada. Pela tabela A2.5 obtém-se os valores dos expoentes podendo ter assim uma aproximação do momento resistente dependente da carga dado pela expressão (2.10). Visto este rolamento não ser provido de vedantes nem ser de rolos cilíndricos os momentos resistentes M_2 e M_3 são nulos. Sendo assim pela expressão (2.8) e adoptando a nomenclatura para este capítulo vem que $M_{C2} = 179$ N mm. Comparando os valores pelo método 1 e pelo método 2, o erro \mathcal{E} associado a estes dois métodos de cálculo é de 12%, o que torna este erro admissível mas sendo que o segundo método é mais rigoroso que o primeiro então é obrigatoriamente mais credível. Se o utilizador pretender apenas um valor aproximado do momento e de cálculo fácil, o método 1 permite dar-lhe com alguma exactidão esse valor, sendo que para um valor ainda mais exacto é aconselhável utilizar o método 2. Estes valores obtidos teoricamente encaixam nos resultados práticos obtidos por Cousseau [20] que se aproximam dos valores para o lubrificante com maior índice de viscosidade cinemática ν_c , o que faz sentido visto que quanto maior a viscosidade maior será o valor do momento resistente para a mesma velocidade w de referência. Obtendo a relação entre este momento e o momento M_A e o momento M_B , resulta:

$$\frac{M_{C2}}{M_A} \cong \frac{1}{102} \quad \text{e} \quad \frac{M_{C2}}{M_B} \cong \frac{1}{5}$$

Método 3

Sendo o método 3 mais recente, é provavelmente o método mais rigoroso e credível. Para tal vai ser utilizada a expressão (2.13) que traduz o momento resistente total. Para determinar o momento resistente de rolamento dado pela expressão (2.14) tem que se recorrer aos valores dados pela tabela A2.8b para o cálculo da variável G_{rr} tendo em conta que a carga é axial, sendo que a viscosidade cinemática é dada pela tabela A2.3 e a velocidade angular é a já referida. Para o cálculo do momento resistente de deslizamento M_{desl} recorre-se novamente à tabela A2.8b. Para retirar o valor da variável G_{sl} e do coeficiente de atrito de deslizamento μ_{sl} recorre-se ao método de cálculo proposto por [19]. Como este rolamento não é provido de vedantes, o momento dado pela expressão (2.16) não é relevante. Para o momento resistente provocado por fontes externas M_{arr} , é necessário recorrer à tabela A2.11 para obter o valor da variável em função do nível de óleo V_M , e também recorrer à tabela A2.12 para obter o valor da constante K_Z . Para aumentar o rigor do valor do momento resistente, o autor [19] sugere introduzir à expressão (2.13) dois coeficientes que estão explícitos na expressão (2.21). Sendo assim, o momento resistente dado pela expressão (2.21) é $M_{C3} = 234 \text{ N mm}$. Analisando agora o erro \mathcal{E} associado entre o método 1 e o método 3 é de 47% e o erro \mathcal{E} entre o método 2 e 3 é de 31%. A relação entre este momento calculado e o momento resistente M_A e o momento M_B é:

$$\frac{M_{C3}}{M_A} \cong \frac{1}{78} \quad \text{e} \quad \frac{M_{C3}}{M_B} \cong \frac{1}{4}$$

3.3.2 Rolamento radial de esferas

Para abranger todo o tipo de cálculo do momento resistente tendo em conta as suas variáveis mencionadas no capítulo anterior, recorreu-se ao estudo dos rolamentos radiais de esferas (Ref. SKF [17] 16007). O tipo de cálculo a aplicar altera-se ligeiramente sendo que neste caso o rolamento passa a sofrer, ao contrário do caso anterior, também uma carga radial. Trata-se de um rolamento de uma carreira e que é o mais adequado para suportar cargas combinadas. Segue-se na figura 3.2 um esquema do rolamento em causa.

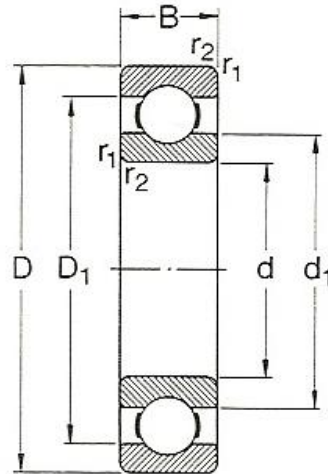


Figura 3.2 – Rolamento radial de esferas

A par dos casos anteriores, será considerado também uma carga total $P_1 = 7000$ N, e a velocidade angular w de referência é também a mesma e igual a 1000 rpm. As especificações deste rolamento estão tabeladas, foram retiradas de [17] e encontram-se na tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Especificações do rolamento radial de esferas

Dimensões principais			Capacidades de carga		Carga limite de fadiga P_u	Velocidades de referência		Massa	Designação
d	D	B	dinâm. C	estát. C_0		Lubrificação graxa	óleo		
mm			N		N	r/min		kg	-
35	47	7	4 750	3 200	166	13 000	16 000	0,030	61807
	55	10	9 560	6 200	290	11 000	14 000	0,080	61907
	62	9	12 400	8 150	375	10 000	13 000	0,11	16007
	62	14	15 900	10 200	440	10 000	13 000	0,16	6007
	72	17	25 500	15 300	655	9 000	11 000	0,29	6207
	80	21	33 200	19 000	815	8 500	10 000	0,46	6307
	100	25	55 300	31 000	1 290	7 000	8 500	0,95	6407

Método 1

Como no caso anterior, é possível tirar o valor do coeficiente de atrito ponderado a partir da tabela A2.1. A carga aplicada no corpo é a acima mencionada e o diâmetro do rolamento é o designado nas especificações do rolamento e que coincide propositadamente com o do caso anterior. Através do método 1 pela expressão (2.7) é possível calcular o valor do momento resistente do rolamento e designá-lo por $M_{D1} = 184$ N mm. Obtendo a relação entre M_{D1} com M_A e M_B resulta:

$$\frac{M_{D1}}{M_A} \cong \frac{1}{100} \quad \text{e} \quad \frac{M_{D1}}{M_B} \cong \frac{1}{5}$$

Método 2

Utilizando o método 2, mais rigoroso dado pela expressão (2.8), e sabendo que o valor da viscosidade cinemática de referência utilizada será a do caso anterior e o valor do factor f_0 é o retirado da tabela A2.2, neste caso o valor para série leve, então é possível calcular M_0 dado pela expressão (2.9). Para o cálculo de M_1 , expressão 2.8, é necessário saber o valor de f_1 que é retirado da tabela A2.4, mas como é visível para este rolamento é necessário saber também o valor de P_0 que neste caso e segundo [17] é dado por:

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a \quad (3.1)$$

O valor de P_1 que faz a distribuição das componentes radial e axial da força aplicada que neste caso foi dividida igualmente pelas duas componentes é dado também pela tabela A2.4. Pela tabela A2.5 retiram-se os valores dos expoentes, sendo agora possível calcular M_1 dado pela expressão (2.10). Sendo assim pela expressão (2.8) e designando este momento por $M_{D2} = 203 \text{ N mm}$. O erro \mathcal{E} associado a estes dois métodos de cálculo é de cerca de 10%, muito idêntico ao erro associado ao do caso anterior entre o método 1 e o método 2. Obtendo então a relação entre M_{D2} com M_A e M_B resulta:

$$\frac{M_{D2}}{M_A} \cong \frac{1}{90} \quad \text{e} \quad \frac{M_{D2}}{M_B} \cong \frac{1}{5}$$

Método 3

Para determinar o momento resistente de rolamento dado pela expressão (2.14) tem que se recorrer aos valores dados pela tabela A2.8b para o cálculo da variável G_{rr} , sendo que a carga neste caso é radial enquanto que a viscosidade cinemática e a velocidade angular são as do caso anterior. Para o cálculo do momento resistente de deslizamento M_{desl} recorre-se novamente à tabela A2.8b para retirar o valor da variável G_{sl} enquanto que para o coeficiente de atrito de deslizamento μ_{sl} recorre-se ao método de cálculo proposto por [19]. Como este rolamento não é provido de vedantes, o momento dado pela expressão (2.16) não é relevante. Para o momento resistente provocado por fontes externas M_{arr} , é necessário recorrer à tabela A2.11 para obter o valor da variável em função do nível de óleo V_M , e também recorrer à tabela A2.12 para obter o valor da constante K_Z . Sendo

assim, o momento resistente dado pela expressão (2.21) é $M_{D3} = 212 \text{ N mm}$. Analisando o erro \mathcal{E} associado ao método 1 e ao método 3, chega-se à conclusão que é de 15%. Se for analisado o erro associado ao método 2 e 3 é de 4%, bastante diferente do erro para o caso do rolamento axial de esferas. Obtendo então a relação entre M_{D3} com M_A e M_B resulta:

$$\frac{M_{D3}}{M_A} \cong \frac{1}{86} \quad \text{e} \quad \frac{M_{D3}}{M_B} \cong \frac{1}{4}$$

3.3.3 Rolamento de rolos cilíndricos

Estudando agora um último caso para rolamentos (Ref. SKF [17] NNF 5007 ADA-2LSV), para o caso concreto os rolamentos de rolos cilíndricos de duas carreiras, com o máximo número de rolos e com vedantes que são os mais indicados para suportar uma carga radial pura única. Neste caso, o facto de o rolamento incluir vedantes vai influenciar o tipo de cálculo, que também se altera em relação aos casos anteriores. Segue-se na figura 3.3 um esquema do rolamento em causa.

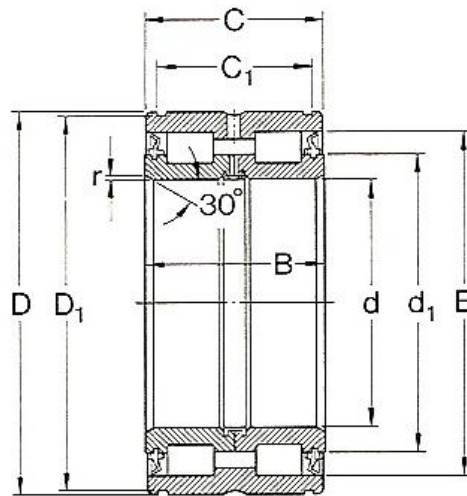


Figura 3.3 – Rolamento de rolos cilíndricos

São utilizados novamente os valores da carga total $P_1 = 7000 \text{ N}$, que no caso dos rolamentos de rolos cilíndricos corresponde a uma carga radial pura e única $F_r = 7000 \text{ N}$, visto este rolamento estar exposto apenas a carga na direcção radial. A velocidade angular w de referência utilizada é a mesma. As especificações do rolamento estão tabeladas, foram retiradas de [17] e encontram-se na tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Especificações do rolamento de rolos cilíndricos

Dimensões principais				Capacidades de carga		Carga limite de fadiga P_u	Velocidade de referência	Massa	Designação
d	D	B	C	C	C_0				
mm				N		N	r/min	kg	-
20	42	30	29	40 200	52 000	5 850	3 600	0,21	NNF 5004 ADA-2LSV
25	47	30	29	44 600	62 000	6 950	3 000	0,23	NNF 5005 ADA-2LSV
30	55	34	33	52 800	75 000	8 500	2 600	0,35	NNF 5006 ADA-2LSV
35	62	36	35	66 000	91 500	10 800	2 200	0,45	NNF 5007 ADA-2LSV
40	68	38	37	79 200	116 000	14 000	2 000	0,53	NNF 5008 ADA-2LSV
45	75	40	39	95 200	146 000	17 600	1 800	0,68	NNF 5009 ADA-2LSV

Método 1

Mais uma vez tira-se o valor do coeficiente de atrito ponderado da tabela A2.1. A carga aplicada no corpo é a acima mencionada e o diâmetro do rolamento é o designado nas especificações do rolamento e que coincide propositadamente com o dos casos anteriores. Então pela expressão (2.7) é possível calcular o valor do momento resistente do rolamento pelo método 1 e designando este momento por $M_{E1} = 245$ N mm. Obtendo a relação entre M_{E1} com M_A e M_B resulta:

$$\frac{M_{E1}}{M_A} \cong \frac{1}{75} \quad \text{e} \quad \frac{M_{E1}}{M_B} \cong \frac{1}{4}$$

Método 2

Utilizando novamente o método 2 dado pela expressão (2.6), sabendo que o valor da viscosidade cinemática de referência utilizada será a dos casos anteriores, o valor do factor f_0 é o retirado da tabela A2.2, neste caso válido para velocidades baixas, então pode-se calcular M_0 dado pela expressão (2.9). Para o cálculo de M_1 , pela tabela A2.4 consegue-se obter directamente os valores de f_1 e de P_1 que neste caso corresponde à carga radial única e pela tabela A2.5 os valores dos expoentes. Neste momento constata-se que pela presença dos vedantes é necessário incluir o momento M_2 por eles provocado, sendo assim pela tabela A2.6 retira-se os valores dos factores f_2 e f_3 e calcula-se então o valor de M_2 dado pela expressão 2.11. Neste caso adiciona-se uma carga axial F_a de um valor de 100 N que vai provocar mais atrito e consequentemente originar momento, neste caso M_3 dado pela expressão 2.12. Da tabela A2.7 retira-se o valor de f_4 necessário para o cálculo deste momento. Sendo assim vem que a parcela resultante de M_0 e M_1 , designando por $M_{EE2} = 284$ N mm. Calculando o valor total do momento resistente incluindo também as parcelas

referentes aos momentos M_2 e M_3 vem $M_{E2} = 501$ N mm. Para o primeiro momento M_{EE2} obtém-se um erro \mathcal{E} entre o método 1 e o método 2 de 14% na mesma ordem dos erros dos dois casos anteriores, sendo que quando são adicionadas as parcelas referentes aos momentos provocados pelos vedantes, que neste caso representam um acréscimo de resistência muito significativo e ainda o acréscimo do valor do momento dado pela carga axial adicional o erro \mathcal{E} entre o método 1 e o método 2 para o momento M_{E2} ascende a 50%, o que significa que para um cálculo do momento em que são adicionados parâmetros ao rolamento o método 1 não representa uma opção válida e coerente, sendo que é imprescindível recorrer ao método 2 ou ao método 3 para obter o valor exacto do momento resistente total. Obtendo a relação entre M_{E2} com M_A e M_B :

$$\frac{M_{E2}}{M_A} \cong \frac{1}{36} \quad \text{e} \quad \frac{M_{E2}}{M_B} \cong \frac{1}{2}$$

Método 3

Para o cálculo do momento resistente segundo o método 3 para um rolamento de rolos cilíndricos é possível aplicar todas as expressões utilizadas para os cálculos dos momentos nos dois casos anteriores, exceptuando o facto de que neste caso a existência de vedantes vai influenciar o seu cálculo. Assim pela expressão (2.13) já tem que se ter em consideração a parcela referente ao momento resistente devido aos vedantes M_{ved} dado pela expressão (2.16) em que os valores das constantes que intervêm no cálculo deste momento estão nas tabelas A2.10 e A2.12. Sendo assim pelo método 3 de cálculo, o momento resistente dado pela expressão (2.21) e designando-o por $M_{E3} = 272$ N mm. Então, a relação entre M_{E3} com M_A e M_B resulta:

$$\frac{M_{E3}}{M_A} \cong \frac{1}{67} \quad \text{e} \quad \frac{M_{E3}}{M_B} \cong \frac{1}{3}$$

3.3.4 Micro rolamento com lubrificação a gás

Para o caso do micro rolamento, será tido em conta que como o rolamento é de pequenas dimensões, torna-se inconsistente determinar o valor do momento resistente com valores de carga elevados ou de raio idêntico ao dos casos anteriores. Desta forma, as condições de funcionamento para este caso serão as indicadas no modelo utilizado por Olaru [22], em que o valor do raio do apoio $R_a = 12$ mm, a viscosidade cinemática é $\nu_c = 15$ mm²/s, e a velocidade angular de referência de 100 rpm. Então pelas expressões (2.24) e (2.25) é possível tirar os valores do coeficiente K_m e do número de Reynolds. Sendo que a massa volúmica do ar para estas condições é

de $1,18 \text{ Kg/m}^3$, é possível obter o valor do momento resistente para estas condições pela expressão (2.26), designando este momento por $M_F = 1,9 \times 10^{-4} \text{ N mm}$. Para a comparação com M_A ser consistente é necessário reduzir a carga aplicada em M_A para um valor relativamente baixo ou mesmo para um valor nulo, assim como é necessário reajustar o valor do diâmetro d para o valor acima indicado e o valor da velocidade angular. Tendo em conta estas condicionantes determina-se o valor de $M_{A'}$ aproximado através da seguinte expressão:

$$M_{A'} = \frac{M_A}{1000} \quad (3.2)$$

Sendo assim para as condições de funcionamento acima mencionadas obtém-se que a relação entre M_F com $M_{A'}$ resulta:

$$\frac{M_F}{M_{A'}} \cong \frac{1}{1,0 \times 10^5}$$

3.4 Apoios com lubrificação hidrodinâmica

Para determinar a ordem de grandeza do momento resistente num apoio hidrodinâmico, serão tomadas algumas considerações segundo [11] e [25] no que diz respeito à expressão (2.27) será utilizado um valor de $E = 0,6$ normalmente utilizado pelos projectistas no dimensionamento de apoios hidrodinâmicos. Sendo assim é possível determinar pela expressão (2.28) o valor de folga h , utilizando o valor do diâmetro do veio considerado nos exemplos anteriores e igual a $d = 35 \text{ mm}$. Neste caso será considerado que o diâmetro do apoio é de $35,5 \text{ mm}$, a velocidade de rotação do veio é a utilizada anteriormente igual a 1000 rpm e a viscosidade será, segundo [25] de $\nu = 0,012 \text{ N s/m}^2$. No caso dos apoios hidrodinâmicos a carga tem uma influência associada ao valor de E . Para estas condições de funcionamento e pela expressão (2.34) o momento resistente total para um apoio de comprimento infinito, designando-o por $M_G = 5,5 \text{ N mm}$. Por outro lado é possível determinar o valor do momento resistente se o valor de E for praticamente desprezável, então nesse caso é utilizada a expressão (2.35) em que o valor do momento resistente é $M_H = 4,2 \times 10^{-2} \text{ N mm}$. Fazendo novamente a relação com o momento resistente M_A e com M_B resulta:

$$\frac{M_G}{M_A} \cong \frac{1}{3,3 \times 10^3} ; \frac{M_H}{M_A} \cong \frac{1}{4,1 \times 10^5} \quad \text{e} \quad \frac{M_G}{M_B} \cong \frac{1}{166} ; \frac{M_H}{M_B} \cong \frac{1}{2,2 \times 10^4}$$

Assim como é possível determinar o momento resistente para apoios com comprimento infinito e com valores de excentricidade desprezáveis, é possível também determinar o momento resistente

para apoios com um determinado comprimento, que é a situação mais coerente com os casos reais de hoje em dia. Então pela expressão (2.39) é possível determinar este momento, designando-o por M_J . Estipula-se um comprimento para este apoio segundo [25], com $L = 45$ mm. Então, pela expressão (2.39), $M_J = 10$ N mm. Obtendo a relação com M_A e M_B , resulta:

$$\frac{M_J}{M_A} \cong \frac{1}{1,8 \times 10^3} \quad \text{e} \quad \frac{M_J}{M_B} \cong \frac{1}{91}$$

Para determinar o momento resistente para o apoio axial com lubrificação a gás é necessário indicarmos que a viscosidade do ar à temperatura de 20°C e à pressão de 1 atm é de $\nu = 1,95 \times 10^{-6}$ N s/m². Admitindo que a velocidade de referência e que o raio externo do apoio são os valores já estipulados anteriormente e que a folga do apoio é aproximadamente $h_0 = 1,2 \times 10^{-4}$ m, é possível determinar o número adimensional Λ_c , dado pela expressão (2.42). Uma vez tendo os dados todos recorre-se à expressão do momento (2.44) para o seu cálculo, sendo assim o valor do momento resistente $M_K = 2,3 \times 10^{-3}$ N mm. Um valor muito baixo, sendo assim a comparação com M_A e M_B torna-se quase desmedida no sentido em que se estão a tratar valores com uma ordem de grandeza muito distinta. No entanto, resulta que:

$$\frac{M_K}{M_A} \cong \frac{1}{8,0 \times 10^6} \quad \text{e} \quad \frac{M_K}{M_B} \cong \frac{1}{4,0 \times 10^5}$$

3.5 Apoios com lubrificação hidrostática

Nos apoios hidrostáticos é necessário ter em conta o processo de lubrificação que para o caso é feito através de uma fonte externa ao próprio apoio, geralmente realizado por uma bomba. No caso concreto deste apoio existe uma zona de refluxo do lubrificante com um determinado raio R_z . O lubrificante será o tipo mais utilizado para estes casos designado por [3] com viscosidade $\nu = 0,005$ N s/m² e a folga entre os discos $h_0 = 1,2 \times 10^{-4}$ m. O raio do veio e a velocidade de referência são as mesmas utilizadas para os exemplos anteriores, então pela expressão (2.48) vem que o momento resistente total, designando-o por M_L , para estas condições é $M_L = 0,6$ N mm. Obtendo a relação com M_A e M_B resulta:

$$\frac{M_L}{M_A} \cong \frac{1}{3,0 \times 10^4} \quad \text{e} \quad \frac{M_L}{M_B} \cong \frac{1}{1,5 \times 10^3}$$

No cap. V (tabela 5.11) faz-se a comparação e discussão dos resultados obtidos no cap.III.

4. Estudo experimental do momento resistente

Este capítulo refere-se à parte experimental realizada nesta dissertação. Comparam-se os dados obtidos experimentalmente num modelo de apoio com lubrificação hidrodinâmica de comprimento L , com dados obtidos teoricamente.

4.1 Descrição do modelo experimental

O aparelho da marca Gunt Hamburg com modelo e referência TM282 disponibilizado pelo laboratório do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia como contributo e forma de complemento desta dissertação tem como função a medição de momentos resistentes. Trata-se de um modelo típico de um apoio radial com as características de uma lubrificação hidrodinâmica, que como foi referido anteriormente tem como princípio de funcionamento gerar uma pressão provocada exclusivamente pelo movimento do veio e que faz com que as superfícies, do veio e do apoio, se separem por uma película fina de lubrificante. A separação das superfícies dá origem a uma diminuição do atrito e das perdas de energia em forma de calor, o que torna o apoio bastante mais eficiente em relação aos de atrito seco. De acordo com o

manual do utilizador da GUNT [33], para além de determinar o momento resistente, o aparelho permite verificar também a influência na força de atrito que têm a velocidade de rotação w , a carga F aplicada, a temperatura T e a viscosidade ν do lubrificante. O aparelho permite ainda determinar o coeficiente de atrito μ a diferentes velocidades de rotação e diferentes tipos de carga. A medição do momento resistente é feita através de uma alavanca com um peso móvel enquanto que a carga é igualmente transmitida ao apoio através de uma alavanca de carga. A figura 4.1 permite identificar os vários componentes pelo qual o aparelho é constituído:

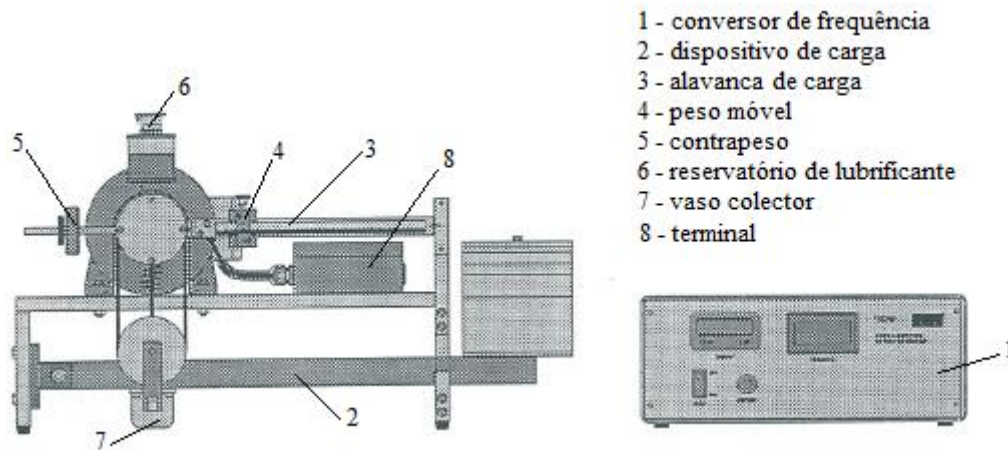


Figura 4.1 – Dispositivo experimental

Segundo [33], o conversor de frequência (1) para além de indicar no painel os valores da velocidade angular w do veio e da temperatura T dentro do apoio (que se considera aproximadamente a temperatura do lubrificante uma vez que é medida através de um sensor que se encontra dentro do apoio), tem também como função controlar a velocidade angular do veio que pode variar entre 0 e 3000 rpm. No dispositivo de carga (2) é possível adicionar algum peso de forma a gerar uma carga radial no próprio apoio que é transmitida através de duas correias e que pode sofrer alteração em incrementos de 5N e que tem na proporção de 5:1 um acréscimo em relação à posição do apoio, que representa então na realidade um aumento de carga axial de 25N. A alavanca de carga (3) e o peso móvel (4) são compensados por um contrapeso (5) para garantir o equilíbrio estático de forças do aparelho, enquanto que o reservatório do lubrificante (6) alimenta continuamente de óleo o apoio de modo a garantir a alimentação de óleo necessária à rotação do veio, enquanto que na parte de baixo do aparelho situa-se um vaso colector (7) de modo a recolher a perda de lubrificante. No que diz respeito ao fornecimento de lubrificante ao apoio, este é feito através de um fio de algodão embebido em óleo que conduz o lubrificante até ao apoio de veio a partir de dois orifícios que estão localizados na zona onde a pressão é menor. Caso os orifícios não estejam situados nessa zona de pressão, pode ocorrer uma redução considerável da capacidade de carga do apoio. Ao terminal (8) está ligado para além do conversor de frequência, o sensor de

temperatura e o sensor de velocidade. A força de atrito é calculada através de um balanço de momentos, sendo que esta força que actua entre o veio e o apoio leva a que a alavanca rode. Esta rotação é igualada por meio de um peso móvel que é deslocado até a alavanca atingir a posição perfeitamente horizontal, sendo que a distância medida desde o apoio é lida na escala e sabendo que o peso móvel tem um peso original de 1N sofrendo incrementos definidos pelo utilizador consoante a aplicabilidade, é então facilmente calculado o momento resistente. Na figura 4.2 é possível ver mais em detalhe o modo como é calculado o momento resistente através do deslocamento do peso móvel.

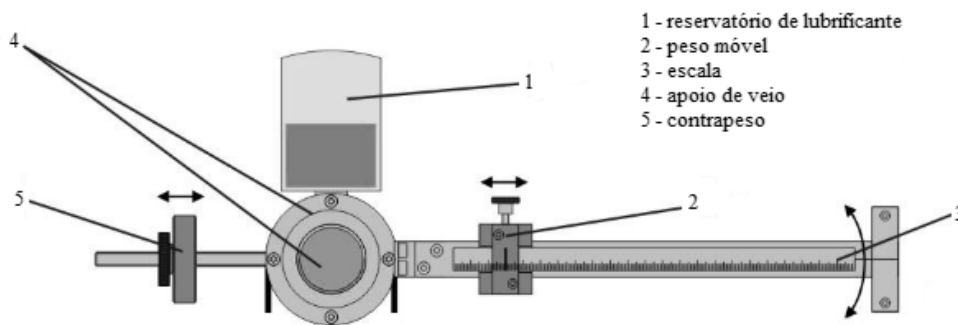


Figura 4.2 – Dispositivo de carga

Para determinar a força de atrito é necessário conhecer o diâmetro do veio, dividindo o momento resistente pelo raio do veio obtém-se a força de atrito, enquanto que o momento criado pelo peso intrínseco do mecanismo é compensado pelo contrapeso (5).

4.2 Configuração do apoio radial

Um motor eléctrico trifásico com potência de 0,37 kW confere rotação ao veio com comprimento de 45mm. Na figura 4.3 está representado o veio acoplado ao motor.



Figura 4.3 – Veio acoplado ao motor eléctrico

A este veio está associado o sensor de velocidade que vai indicar na caixa de controlo a velocidade angular do veio. O conjunto é constituído também por um anel de bronze, que é na prática o apoio, que vai fazer a ponte entre o conjunto e o veio. Será entre estes dois componentes que se vai dar a lubrificação com efeito hidrodinâmico, ou seja, é aí que se vai formar a película de lubrificante. O apoio será acoplado dentro do conjunto e ficará numa posição estática em relação ao movimento do veio que estará em rotação, ou seja com velocidade relativa nula. Essa configuração pode ser visualizada na figura seguinte:

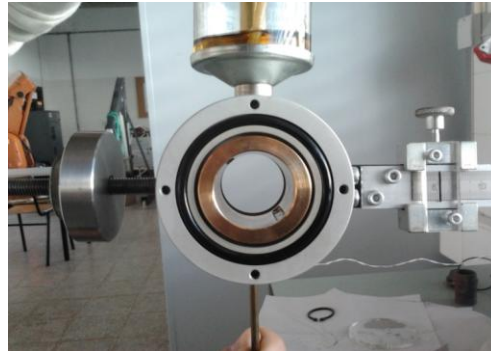


Figura 4.4 – Configuração do conjunto do apoio de veio

Sendo o apoio em bronze o componente mais importante dentro deste conjunto e que com mais detalhe deverá ser analisado optou-se por representar a sua configuração com os cortes adequados de modo a ser possível entender de que forma é feito o percurso do lubrificante e como será também a configuração de um apoio com lubrificação hidrodinâmica. Na figura 4.5 está representado a configuração do apoio com cortes e as suas dimensões reais para este caso prático:

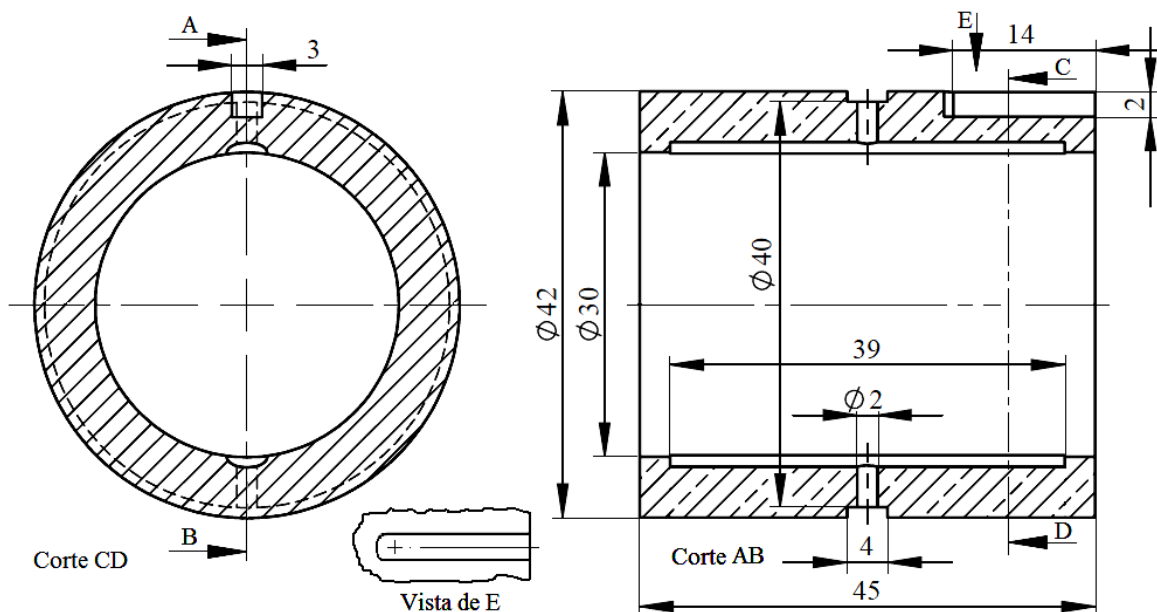


Figura 4.5 – Configuração do apoio radial em corte

O movimento axial do acoplamento entre o veio e o apoio está restringido por meio de um freio que impede esse mesmo movimento e faz com que o apoio permaneça na mesma posição enquanto o veio gira. Uma tampa em acrílico é colocada na face frontal do apoio para evitar a entrada de impurezas e para que o lubrificante permaneça dentro da zona de circulação. Na figura 4.6 é possível visualizar a configuração final do apoio:



Figura 4.6 – Configuração final do apoio de veio

As características mais relevantes do conjunto composto pelo conversor de frequência, pelo motor trifásico e pelo medidor de momentos resistentes encontram-se na tabela seguinte:

Tabela 4.1 – Características do dispositivo experimental

Motor		Apoio de veio		Conversor de frequência	
Tipo	Trifásico AC	Vel. de escorregamento	4,71 m/s	Alcance de temperatura	-50..200°C
Potência	0,37 kW	Diâmetro	30 mm		
Velocidade máx.	3000 rpm	Comprimento	45 mm		
		Carga máx.	525 N		
		Momento resistente máx.	295 N mm		

4.3 Metodologias e resultados experimentais

A partir do modelo TM282 foi possível obter alguns resultados em função da carga, da velocidade de rotação e da temperatura e relacioná-los entre si. Para começar foi escolhido para lubrificante um óleo semi sintético tipicamente utilizado para motores automóveis com a designação 10W40, o que significa que a baixas temperaturas este óleo tem um índice de viscosidade de 10 e um índice

de viscosidade 40 a altas temperaturas. Este óleo apresenta diferentes valores de viscosidade conforme a temperatura de funcionamento, sendo que essas diferenças são mais relevantes quando o óleo está a uma temperatura baixa. Sabe-se no entanto que para este lubrificante sensivelmente a partir dos 30°C os valores da viscosidade variam pouco e proporcionalmente com a temperatura e portanto a partir dos valores de referência dados pelo fabricante do óleo é possível conhecer por interpolação os valores que serão necessários para obter os resultados teóricos. Na tabela seguinte estão os valores padrão da viscosidade dinâmica para este lubrificante:

Tabela 4.2 – Características do lubrificante

Óleo 10W40 (valores padrão)		
Temperatura (°C)	40	100
Viscosidade dinâmica (Ns/m ²)	0,0876	0,0128

Após se ter escolhido o lubrificante e se ter iniciado a experiência constatou-se que, devido à viscosidade do lubrificante ser elevada, era necessário incrementar o peso móvel (ver figura 4.2) de modo a equilibrar a alavanca e ser possível obter os valores do momento resistente. Foram realizadas várias medições em duas balanças digitais das quais seguem os valores obtidos para cada um dos pesos utilizados:

Tabela 4.3 – Medições para os pesos adicionais da alavanca

Pesos adicionais		
Peso 1 (N)	Peso 2 (N)	Conjunto (N)
1,65	1,97	2,62

Iniciada a recolha dos dados experimentais e de acordo com [33] aumentou-se a temperatura do óleo com o funcionamento do dispositivo através da adição de carga para que o óleo estivesse a uma temperatura elevada quando se iniciasse a experiência, pois como já foi referido anteriormente a viscosidade do óleo é menor quando a temperatura aumenta permitindo uma diminuição do atrito por efeito viscoso. Nos gráficos 4.1 a 4.4 é possível visualizar três curvas, que correspondem respectivamente à evolução do momento resistente experimental M_e em função da velocidade de rotação w , à evolução da temperatura experimental T_e em função da velocidade de rotação w , e à evolução do momento resistente M_t para uma temperatura teórica fixa em função da velocidade de rotação e que é dado pela seguinte expressão:

$$M_{t2} = M_{t1} \times \frac{u_{t2}}{u_{t1}} \quad (4.1)$$

Onde:

M_{t2} - momento resistente para uma temperatura teórica fixa T_2 ;

M_{t1} - momento resistente experimental para a temperatura T_1 ;

u_{t2} - viscosidade dinâmica dada pelo fabricante para a temperatura T_2 ;

u_{t1} - viscosidade dinâmica obtida por interpolação para a temperatura T_1 .

A expressão (4.1) permite obter o momento resistente a uma dada temperatura T_2 , a partir dos dados obtidos experimentalmente. Seria possível obter curvas do momento resistente para diferentes temperaturas ou seja para diferentes viscosidades, mas optou-se por visualizar apenas uma curva teórica admitindo que a temperatura é constante, que corresponde também a um valor de viscosidade constante. Sendo assim, os primeiros resultados dizem respeito a uma carga axial aplicada nula, considerando-se apenas o peso do próprio apoio de 14,1 N. Para este caso e para obter a curva teórica utilizou-se a expressão (4.1) fixando a temperatura em 50°C, portanto com uma viscosidade constante, e por interpolação obteve-se os valores dessas viscosidades para esta temperatura e para as temperaturas experimentais que são necessárias para o cálculo do momento resistente teórico (expressão 4.1). As medições foram realizadas com as seguintes cargas radiais aplicadas:

Tabela 4.4 – Conjunto de cargas radiais aplicadas experimentalmente

Carga radial	Peso intrínseco (N)	Peso da alavanca (N)	Peso adicional x braço (N)	Carga radial total (N)
1	14,1	-	-	14,1
2	14,1	25	-	39,1
3	14,1	25	50	89,1
4	14,1	25	100	139,1
5	14,1	25	125	164,1
6	14,1	25	200	239,1
7	14,1	25	250	289,1
8	14,1	25	325	364,1
9	14,1	25	400	439,1

Nas tabelas A4.6 até à tabela A4.14 em anexo, encontram-se tabelados os valores experimentais obtidos do aparelho para cada uma destas cargas radiais. Sabe-se também que a temperatura ambiente na altura dos ensaios era 18°C. Sendo assim o gráfico 4.1 representa a variação do

momento resistente teórico M_t para uma temperatura fixa de 50°C , do momento resistente experimental M_e e da temperatura experimental T_e em função da velocidade angular w para a carga 1 (ver tabela 4.4). Para a primeira carga radial de $14,1\text{ N}$ foi preciso adicionar ao peso móvel da alavanca o peso 1 (ver tabela 4.3) para equilibrar a alavanca:

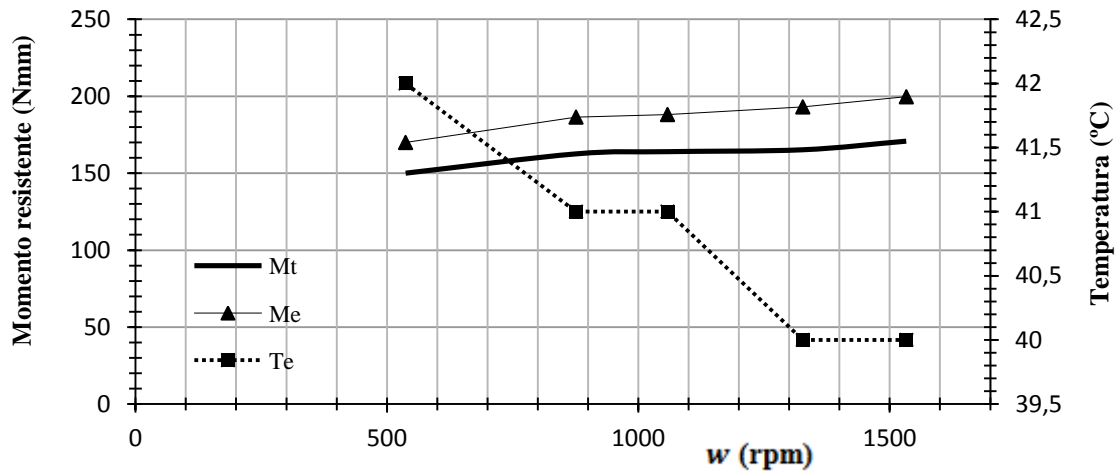


Gráfico 4.1 – Momento resistente e temperatura para $14,1\text{ N}$

Para a carga radial aplicada 4 (ver tabela 4.4) foi necessário adicionar ao peso móvel da alavanca o conjunto de peso (ver tabela 4.3) para equilibrar a alavanca. Sendo assim para a carga de $139,1\text{ N}$ o gráfico é o seguinte:

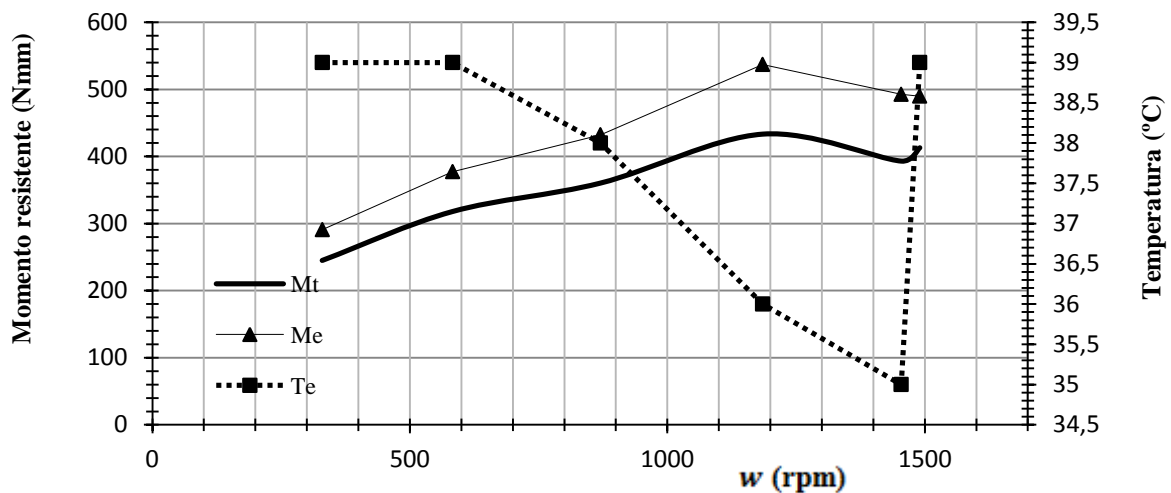


Gráfico 4.2 – Momento resistente e temperatura para $139,1\text{ N}$

Para a carga aplicada 8 (ver tabela 4.4) foi preciso adicionar também o conjunto de peso para equilibrar a alavanca, sendo que o gráfico para a carga de $364,1\text{ N}$ é o seguinte:

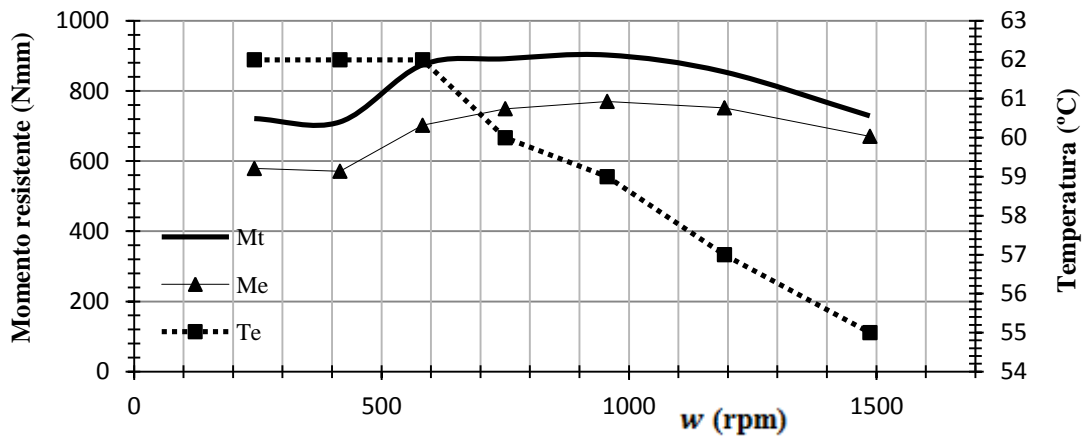


Gráfico 4.3 – Momento resistente e temperatura para 364,1 N

Estes foram os resultados mais relevantes obtidos experimentalmente do momento resistente em função da velocidade angular e da temperatura. Estes resultados permitem afirmar que na verdade tanto a carga como a temperatura do lubrificante tem influência na medição do momento resistente, no entanto, pretende-se estudar essa influência com maior detalhe. Sendo assim o gráfico 4.4 permite visualizar a evolução do momento resistente em função da carga radial aplicada para uma determinada velocidade, neste caso estabeleceram-se as velocidades de 515 rpm, 1100 rpm e 1500 rpm.

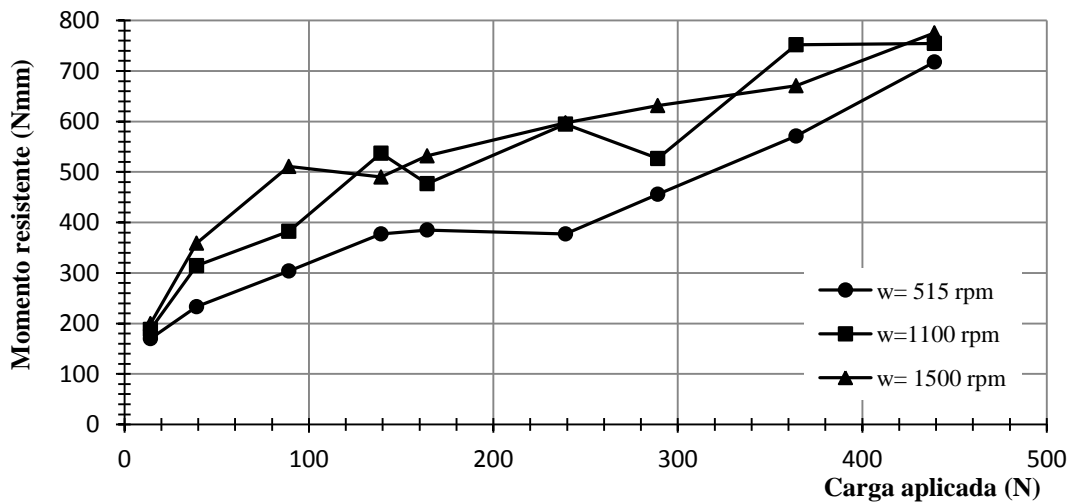


Gráfico 4.4 – Momento resistente em função da carga radial aplicada

Uma vez representadas as variações do momento resistente em função da velocidade angular e da carga aplicada, é essencial fazer a comparação destes resultados experimentais com aqueles que seriam expectáveis obter teoricamente. Através da expressão (2.39) deduzida no capítulo II que

permite obter o momento resistente para um apoio radial de comprimento L e que tem uma lubrificação hidrodinâmica, é possível estimar o valor do momento para este caso em concreto. Relembrando a expressão (2.39) e para que possa ser utilizada, foi necessário obter a partir da leitura no aparelho os valores do raio do apoio, do raio do veio, do comprimento do veio e da viscosidade do óleo. Desta forma, foram realizadas várias medições para obter os valores dos raios cujos os valores médios podem ser analisados na seguinte tabela:

Tabela 4.5 – Características dimensionais relevantes do apoio

Medições efectuadas		
Raio do veio	Raio do apoio	Comprimento do veio
14,98 mm	15,03 mm	45,01 mm

Sabendo os valores dos raios e do comprimento do veio, é necessário estipular um valor para a razão de excentricidade E expressão (2.27), que pelo que foi referido no capítulo II é tipicamente utilizado pelos projectistas um valor de $E = 0,6$. A viscosidade do óleo pode ser obtida por interpolação a partir dos valores padrão dados na tabela 4.2 para a temperatura de 50°C . Sendo assim no gráfico seguinte estão representadas as curvas do momento resistente teórico M dado pela expressão (2.39) e as curvas dos momentos resistentes M_t para uma temperatura teórica fixa de 50°C para diferentes cargas assumindo que não existem erros de leitura nem erros nas medições efectuadas. Uma vez que na expressão (2.39) não está salientado o facto de a carga ter influência no momento M , a partir do gráfico 4.5 é possível perceber que essa influência é evidente. No entanto sabe-se que essa carga está directamente associada ao valor da razão de excentricidade E .

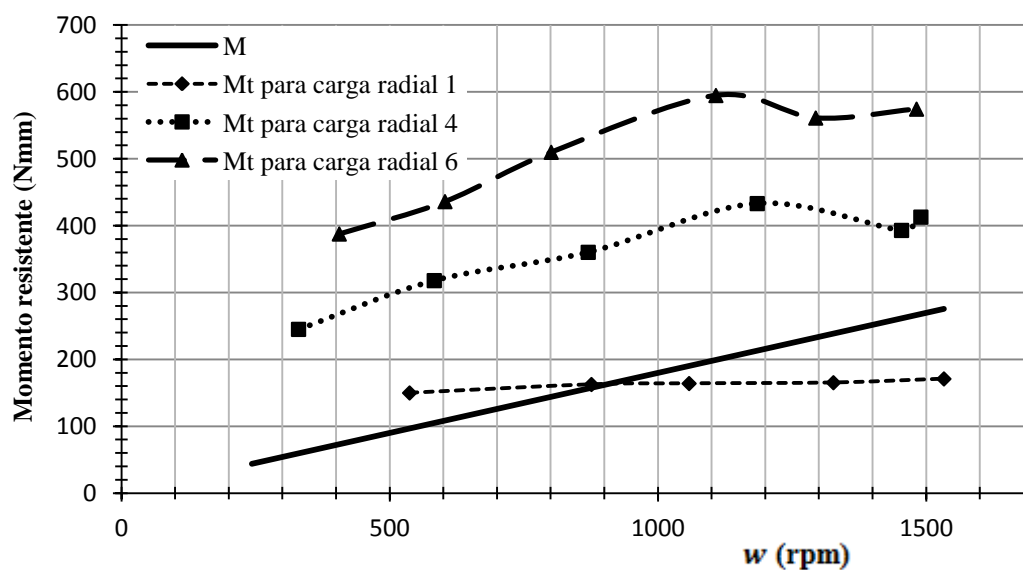


Gráfico 4.5 – Comparação do momento resistente M com momento resistente M_t

Devido à dificuldade em estipular os valores padrão da viscosidade para este óleo e também devido à incerteza a que este está inerente decidiu-se que só faria sentido representar a comparação dos valores teóricos com os valores práticos em forma de intervalo, ou seja, partindo do princípio que a leitura da temperatura do óleo no aparelho está sujeita a uma incerteza de mais ou menos 5°C e que por conseguinte os valores da viscosidade também estão sujeitos a esse erro. A este erro vai somar-se ainda o erro associado ao cálculo de E (expressão 2.27) que prevê-se que pode compreender valores entre 0,3 e 0,9. Mantendo então a temperatura do óleo, anteriormente estipulado, constante e em 50°C admite-se então uma incerteza de leitura da temperatura $T = 50^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ e uma incerteza da razão de excentricidade de $E = 0,6 \pm 0,3$. Sendo estes dois parâmetros os principais possíveis causadores de erro, optou-se por representar graficamente as variações que estas podem ter teoricamente e praticamente. O gráfico 4.6 traduz os valores teóricos do momento resistente dados pela expressão (2.39) para apoios curtos com lubrificação hidrodinâmica, e os valores experimentais aos quais estão associados as incertezas já mencionadas em forma de intervalo.

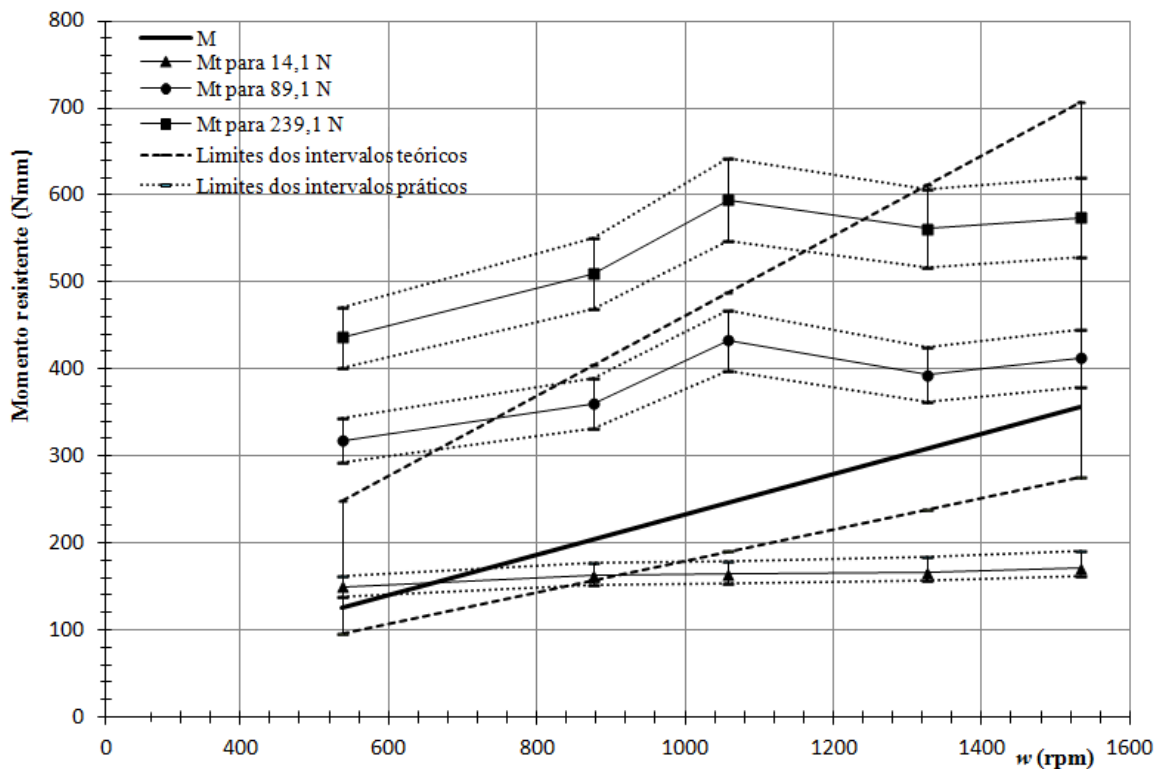


Gráfico 4.6 – Comparação de M com M_t e incertezas associadas

A partir da leitura do gráfico observa-se que os resultados teóricos coincidem com os resultados práticos, uma vez que estão dispostos em forma de intervalo. O momento resistente teórico mínimo e o momento resistente teórico máximo interceptam os valores dos momentos resistentes práticos, no entanto, para tal é necessário admitir que tanto a viscosidade, a razão de excentricidade e a

temperatura estão sujeitos a incertezas que já foram referidas anteriormente. Portanto, se o projectista fizer variar a linha teórica de acordo com a incerteza a que as variáveis estão sujeitas, faz também variar a linha prática em conformidade com essa incerteza. Este gráfico adquire então um significado muito importante porque transmite ao leitor um intervalo de valores para o qual é admissível o momento resistente para estas condições de funcionamento. De facto, as variáveis que influenciam o momento resistente, por muito pequeno que seja o modo como variam, reflectem-se no resultado final que só faz sentido ser apresentado não num resultado concreto, mas sim numa gama de valores que permita ao leitor identificar a ordem de grandeza do momento resistente em estudo.

5. Aplicabilidade dos vários apoios

Neste capítulo realiza-se uma análise de custos de modo a avaliar a aplicabilidade de cada tipo de apoio. Faz-se também a comparação dos momentos resistentes teóricos para os vários tipos de apoios.

5.1 Custos e aplicabilidades

Como foi referido no cap. I é fundamental optar pela escolha certa para uma determinada finalidade com o objectivo de aliar à necessidade uma opção económica e que não tenha nem mais nem menos características do que aquelas que são realmente necessárias para o caso em concreto. Portanto, esta pequena análise de custos terá como finalidade permitir ao projectista a escolha mais lógica tendo em conta os parâmetros mais relevantes e as condições de funcionamento. No que diz respeito aos apoios de veios estudados, vão ser analisados os apoios em que não existe qualquer tipo de lubrificação, ou seja, apoios de atrito seco, apoios com lubrificação incompleta, apoios de rolamentos, apoios com lubrificação hidrodinâmica e apoios com lubrificação hidrostática, e tentar estabelecer uma relação com a necessidade de utilização de cada um. Optou-se por uma análise de custos qualitativa, ou seja, uma análise que permite perceber se o apoio tem um custo baixo, médio ou alto. No entanto, como é relativamente fácil obter os custos dos apoios propriamente ditos mas é

difícil obter os custos de adaptação dos apoios aos veios, ou outros custos inerentes como por exemplo, custos de montagem ou custos de manutenção de cada apoio, então será feita também uma análise qualitativa no que diz respeito a estes últimos. Entende-se por custo unitário o custo do apoio em si. O custo de preparação, é o custo por exemplo de processos de maquinação e de adaptação ao veio que serão incluídos nos custos unitários. Os custos de manutenção, são todos os custos que impliquem manter o apoio operacional e o custo de montagem está relacionado com a mão-de-obra despendida para colocar o apoio pronto a utilizar.

5.1.1 Apoios de atrito seco

Sendo assim o custo que um apoio de atrito seco ou sem lubrificação tem para o utilizador é baixo relativamente a qualquer outro tipo de apoio pois este resume-se praticamente ao apoio em si e aos custos de preparação e de montagem ao veio, sendo que não existem custos de manutenção nem custos relacionados com a lubrificação tratando-se de um apoio seco. Na tabela 5.1 estão resumidos os custos qualitativos para este tipo de apoio:

Tabela 5.1 – Custos para apoios de atrito seco

Apoios de atrito seco ou sem lubrificação	
Custo unitário	Baixo
Custos de montagem	Nenhum
Custos de manutenção	Baixo

Este tipo de apoios podem ser encontrados tipicamente em mecanismos com baixa utilização, baixas velocidades de rotação e carga aplicada pequena. No entanto, se o apoio estiver numa posição estática a carga que suporta pode ser elevada. Neste tipo de apoios o momento resistente e as perdas por calor aumentam com a velocidade e com a carga. Não é desejável a presença de lubrificação tanto por as condições ambientais assim o exigirem como pelas condições utilitárias do próprio apoio. Por exemplo em utilizações que envolvam produtos alimentares e produtos farmacêuticos [3] em que o risco de contaminação por parte do lubrificante pode ser elevado ou em alguns mecanismos automóveis que podem estar expostos a condições atmosféricas adversas.

5.1.2 Apoios com lubrificação incompleta

No que diz respeito aos apoios com lubrificação incompleta, os custos são praticamente os mesmos que no caso anterior sendo que neste caso existe uma pequena manutenção relacionada com a lubrificação que tem que ser garantida. No entanto, em termos gerais os custos resumem-se ao

custo unitário do apoio / custo de preparação e ao custo de montagem que pode ser necessária realizar. Na tabela 5.2 estão resumidos esses custos:

Tabela 5.2 – Custos para apoios de lubrificação incompleta

Apoios com lubrificação incompleta	
Custo unitário	Baixo
Custos de montagem	Baixo
Custos de manutenção	Baixo

Este tipo de apoios podem ser encontrados também em mecanismos com baixa utilização, baixas velocidades de rotação e carga aplicada pequena sendo que neste caso a lubrificação já é um factor a ter em conta, uma vez que existe necessidade de garantir que o apoio seja lubrificado.

5.1.3 Apoios de rolamentos

Para os apoios de rolamentos de acordo com [3] o custo unitário do apoio é médio, comparativamente ao custo dos casos anteriores. De acordo com Mowry [34], no que diz respeito aos custos de preparação estes podem ser altos pois teria de se alterar toda a geometria do rolamento para adaptar o apoio ao veio. Em termos de manutenção e montagem os custos são baixos pois a presença de vedantes e retentores neste tipo de apoios permite que o lubrificante se mantenha no seu interior isolado de qualquer partícula do exterior e portanto mantém acima de tudo as suas propriedades físicas e químicas. No entanto segundo o catálogo do fabricante Timken [35] alguns trabalhos de inspecção, limpeza e lubrificação terão de ser feitos. Se por outro lado o rolamento for lubrificado a gás, os custos de manutenção passam a ser nulos. Na tabela 5.3 resumem-se os custos para os apoios de rolamentos a óleo e a gás:

Tabela 5.3 – Custos para apoios de rolamento lubrificados a óleo/gás

Apoios de rolamento lubrificados a óleo/gás	
Custo unitário	Médio
Custos de montagem	Baixo
Custos de manutenção	Baixo/Nenhum

Os apoios por rolamentos podem ser encontrados tipicamente em mecanismos em que seja exigido velocidades de rotação médias, capacidade de carga alta e uma utilização regular. Este tipo de apoio permite uma utilização em ambientes agressivos como por exemplo, locais com poeiras e

impurezas ou locais com muita humidade uma vez que podem ser providos de retentores e/ou vedantes, enquanto que os rolamentos lubrificados a ar aplicam-se a casos em que a temperatura de funcionamento não seja muito elevada, uma vez que a viscosidade do ar aumenta com a temperatura.

5.1.4 Apoios com lubrificação hidrodinâmica

Em relação aos apoios com uma lubrificação hidrodinâmica o custo unitário depende da complexidade do sistema de lubrificação, mas em termos gerais trata-se de um apoio de custo médio. No que diz respeito aos custos de preparação podem resumir-se à maquinação necessária para acoplar o apoio ao veio. A manutenção necessária terá a ver com os custos relacionados com o lubrificante e com a limpeza do apoio. No caso de serem lubrificados a gás os custos de manutenção são muito baixos. Na tabela 5.4 apresentam-se os custos relativos aos apoios hidrodinâmicos:

Tabela 5.4 – Custos para apoios hidrodinâmicos a óleo/gás

Apoios hidrodinâmicos lubrificados a óleo/gás	
Custo unitário	Médio
Custos de montagem	Baixo
Custos de manutenção	Médio/Baixo

Os apoios com um tipo de lubrificação hidrodinâmica podem ser encontrados em mecanismos em que seja exigido uma velocidade de rotação elevada e que estejam expostos a cargas também elevadas. Estes apoios estão muito expostos ao desgaste por isso o sistema de lubrificação tem de ser suficientemente eficiente para evitar avarias que podem significar custos de manutenção muito elevados. Uma montagem adequada implica a utilização de instrumentos especializados o que pode aumentar o custo.

5.1.5 Apoios com lubrificação hidrostática

Em relação aos apoios com lubrificação hidrostática, trata-se do tipo de apoio que apresenta um maior custo, tanto unitário como de manutenção. Este tipo de apoios, por apresentarem fontes externas de pressão, tornam-se mecanismos de uma enorme complexidade que por sua vez os encarece. Os custos para este tipo de apoio estão na tabela 5.5:

Tabela 5.5 – Custos para apoios hidrostáticos

Apoios hidrostáticos	
Custo unitário	Alto
Custos de montagem	Médio
Custos de manutenção	Alto

À semelhança dos apoios hidrodinâmicos, este tipo de apoio pode ser encontrado em mecanismos que estejam sujeitos a um forte desgaste, que tenham velocidades de rotação elevadas e que estejam sujeitos a cargas também elevadas. Este é o tipo de apoio ideal para qualquer mecanismo que necessite de apoios de veios, mas o facto de ser muito dispendioso torna-o pouco sustentável.

5.2 Vantagens e limitações para cada aplicação

Outros aspectos para além dos abordados no ponto anterior tornam-se relevantes serem mencionados como características dos apoios que também se devem ter em conta quando se opta por uma ou outra escolha. Nas tabelas seguintes estão sintetizados algumas dessas características, ou seja, algumas vantagens e limitações/desvantagens para cada tipo de apoio abordado no capítulo II. Características como o período de vida útil de um determinado apoio, temperaturas limites de funcionamento, valores dos coeficientes de atrito na condição de arranque e na condição de funcionamento, espaço radial ou axial requerido para o funcionamento do apoio, a resistência ao pó ou à poeira, a simplicidade de lubrificação, o momento resistente no instante inicial de funcionamento e na condição de funcionamento, assim como o ruído, são características que podem auxiliar o leitor a tomar a escolha adequada ao caso concreto. Nas tabelas seguintes e de acordo com [3], [4] e [5] estão listados os tipos de apoios estudados e as características mais relevantes e que podem ser importantes para uma escolha correcta:

5.2.1 Apoios de atrito seco

Para o caso dos apoios de atrito seco seguem na tabela seguinte as vantagens e limitações para este tipo de apoios. Uma vez que se estuda o apoio em movimento, não está referido na tabela 5.6 que uma das vantagens deste tipo de apoios é a capacidade de carga elevada no caso de se encontrar numa posição estática. As características seguintes são para o caso quando o apoio se encontrar em movimento.

Tabela 5.6 – Vantagens e limitações para apoios de atrito seco

Tipo de apoio	Vantagens	Limitações/Desvantagens	
Atrito seco	Não necessita de lubrificação	Coefficiente de atrito em funcionamento elevado	
	Ocupa pouco espaço radial	Coefficiente de atrito no arranque elevado	
	Apropriado para ambientes ricos em pó e poeira		Capacidade de carga baixa
			Temperatura de funcionamento limitada pelo tipo de material
	Simplicidade de aplicação		
	Material comercialmente disponível		Desgaste contínuo
			Velocidade limite baixa
Frequência de arranques e paragens	Não é apropriado para combinar cargas axiais e radiais		
Apropriado para cargas estáticas			

5.2.2 Apoios com lubrificação incompleta

Na tabela 5.7 as vantagens e limitações para apoios com uma lubrificação incompleta:

Tabela 5.7 – Vantagens e limitações para apoios com lubrificação incompleta

Tipo de apoio	Vantagens	Limitações/Desvantagens
Lubrificação incompleta	Simplicidade de aplicação	Lubrificante degrada-se se a temperatura de funcionamento for muito elevada
	Ocupa pouco espaço radial	
	Simplicidade de lubrificação	Capacidade de carga baixa a velocidade elevada devido à temperatura limite
	Frequentes mudanças do sentido da velocidade de rotação	Lubrificante

5.2.3 Apoios de rolamentos

Na tabela 5.8 serão evidenciadas as vantagens e limitações para os apoios de rolamentos em geral, uma vez que no capítulo III já foram referidos alguns aspectos mais específicos para cada um dos rolamentos estudados, axial de esferas, radial de esferas e de rolos cilíndricos. Note-se que para o caso dos rolamentos o facto de a viscosidade do ar aumentar com a temperatura é uma limitação pois causa um atrito maior. Segue a tabela para apoios de rolamentos:

Tabela 5.8 – Vantagens e limitações para apoios de rolamentos

Tipo de apoio	Vantagens	Limitações
Rolamentos com lubrificação a óleo	Baixo coeficiente de atrito no arranque	Necessidade de muito espaço radial
	Baixo coeficiente de atrito de funcionamento	Ruído
	Capacidade de carga elevada	Necessita de vedantes para evitar impurezas
	Necessidade de lubrificação baixa	Vulnerável ao impacto
	Frequentes mudanças do sentido da velocidade de rotação	A temperaturas acima dos 100°C necessita de atenção na escolha do lubrificante
	Frequência de arranques e paragens	
	Longo período de vida útil	
Rolamentos com lubrificação a gás	Sem custos de manutenção	Capacidade de carga baixa
	Suporta temperaturas elevadas sem que o gás perca as suas propriedades	Viscosidade do ar aumenta com a temperatura

5.2.4 Apoios com lubrificação hidrodinâmica

Segue a tabela 5.9 com as características para apoios com lubrificação hidrodinâmica a óleo e gás:

Tabela 5.9 – Vantagens e limitações para apoios com lubrificação hidrodinâmica

Tipo de apoio	Vantagens	Limitações/Desvantagens
Lubrificação hidrodinâmica a óleo	Ocupa pouco espaço radial	Separação das superfícies depende do movimento do apoio
	Período de vida infinita desde que o lubrificante se mantenha operacional	
	Capacidade de carga elevada	É necessário um sistema de circulação de óleo
	Capacidade de suportar velocidades elevadas	É necessário haver filtração do lubrificante
	Baixo coeficiente de atrito em funcionamento	
	Ruído	Elevado coeficiente de atrito no arranque
Lubrificação hidrodinâmica a gás	O fluído ambiente pode ser usado como lubrificante (ar)	Capacidade de carga baixa devido à baixa viscosidade do ar
	Suporta elevadas velocidades de rotação	Importante o uso de vedantes
	Viscosidade do ar aumenta com a temperatura	Frequência de arranques e paragens

Para o caso dos apoios hidrodinâmicos lubrificadas a gás o facto de a viscosidade do ar aumentar com a temperatura já é uma vantagem sendo que permite ao apoio suportar uma carga superior.

5.2.5 Apoios com lubrificação hidrostática

Por fim, são apresentadas na tabela 5.10 as vantagens e limitações para apoios com lubrificação hidrostática:

Tabela 5.10 – Vantagens e limitações para apoios com lubrificação hidrostática

Tipo de apoio	Vantagens	Limitações/Desvantagens
Lubrificação hidrostática	Não existe praticamente atrito quando o sistema é estacionário	Falha no equipamento que pressuriza o lubrificante implica uma imediata falha na película de óleo
	Existência contínua de uma película lubrificante em qualquer condição de funcionamento	
	Suporta vibrações elevadas	
	Frequentes mudanças do sentido da velocidade de rotação	Capacidade de carga limitada
	Frequência de arranques e paragens	É necessário um sistema de pressurização do lubrificante
	Baixo coeficiente de atrito no arranque	
	Período de vida teoricamente infinito	

5.3 Análise e comparação de resultados

Uma vez que todo o capítulo II foi destinado a determinar e pesquisar expressões que representam o momento resistente para vários tipos de apoios de veios e que no capítulo III fez-se a estimativa teórica de uma aproximação daquilo que poderia ser o valor do momento resistente para cada caso, então é importante comparar os resultados que foram obtidos. Essa comparação é sistematizada na tabela 5.11. Mantém-se a nomenclatura adoptada no capítulo III para diferenciar o momento resistente calculado para cada um dos casos mas não perdendo a noção que cada um destes valores representa um momento resistente total M . A partir dos momentos teoricamente estimados estabeleceu-se a relação com o momento resistente de atrito seco ou sem lubrificação M_A e com o momento resistente para lubrificação incompleta M_B . Optou-se por fazer esta comparação, sendo estes teoricamente os casos mais críticos, com o objectivo de facilitar ao projectista perceber de que forma e de que ordem de grandeza é que os vários momentos se relacionam entre si. A partir dessa relação é possível estabelecer outras relações, como por exemplo, entre a potência dissipada por cada tipo de apoio. São explícitas também as características mais relevantes que foram consideradas, como o diâmetro característico e as condições de carregamento, para que a

comparação seja coerente. Na tabela 5.11 M adquire o significado do momento para aquele tipo de apoio descrito na horizontal.

Tabela 5.11 – Relação para os vários apoios estudados

Tipo de apoio	\varnothing característico (mm)	Condições de carregamento	Momento Resistente (Nmm)	Relação M/M_A	Relação M/M_B
Atrito seco	M_A	$F_r = 7000$ N	18172	-	-
	M_B	c definido	914	1/20	-
Lubrificação incompleta	M_{C1}	$F_a = 7000$ N	159	1/115	1/6
	M_{C2}	$F_a = 7000$ N	179	1/102	1/5
	M_{C3}	$F_a = 7000$ N	234	1/78	1/4
Apoio de rolamentos	M_{D1}	$F_r = 7000$ N	184	1/100	1/5
	M_{D2}	$F_r = 7000$ N	203	1/90	1/5
	M_{D3}	$F_r = 7000$ N	212	1/86	1/4
	M_{E1}	$F_r = 7000$ N	245	1/75	1/4
	M_{E2}	$F_r = 7000$ N	501	1/36	1/2
	M_{E3}	$F_r = 7000$ N	272	1/67	1/3
Lubrificado a gás	M_F	$F = 0$ N	$1,9 \times 10^{-4}$	$1/(1,0 \times 10^5)^*$	-
	M_G	$E = 0,6$	5,5	$1/(3,3 \times 10^3)$	1/166
Apoio com lubrificação hidrodinâmica	M_H	$E = 0$	$4,2 \times 10^{-2}$	$1/(4,1 \times 10^5)$	$1/(2,2 \times 10^4)$
	M_J	$E = 0,6$	10	$1/(1,8 \times 10^3)$	1/91
	M_K	h_0 definido	$2,3 \times 10^{-3}$	$1/(8,0 \times 10^6)$	$1/(4,0 \times 10^5)$
Apoio com lubrificação hidrostática	M_L	h_0 definido	0,6	$1/(3,0 \times 10^4)$	$1/(1,5 \times 10^3)$

* Relação M/M_A

Como é evidente na tabela 5.11 é possível distinguir quatro grandes grupos de diferentes ordens de grandeza que se dividem em apoios de atrito seco, lubrificação incompleta, rolamentos e apoios com lubrificação hidrodinâmica e hidrostática. De salientar que estes resultados foram obtidos tentando manter sempre que possível as mesmas variáveis para que os resultados sejam comparáveis, mais concretamente o diâmetro característico e as condições de carregamento, sendo que o mais importante na sua análise é a ordem de grandeza de cada momento e de que forma é que se agrupa cada tipo de apoio, do que propriamente o resultado do momento resistente em si. Estes resultados confirmam os dados já anteriormente referidos, onde nos apoios de atrito seco por não haver qualquer tipo de lubrificação o momento resistente causado por uma certa carga aplicada é muito elevado. Esta expressão do momento resistente para apoios de atrito seco é dependente da carga e do coeficiente de atrito entre as superfícies o que faz com que essas variáveis tenham uma enorme influência no cálculo do momento. Enquanto que nos apoios com lubrificação incompleta por haver uma pequena película de lubrificante de forma a diminuir o atrito entre as superfícies, não havendo no entanto a sua total separação, o momento resistente diminui consideravelmente chegando logo à conclusão que a lubrificação é o principal factor para aumentar ou diminuir o momento resistente. Esta expressão é também dependente da carga na medida em que essa carga pode estar associada à folga c , sendo que depende também da velocidade de rotação, da viscosidade do óleo, do comprimento do veio, do diâmetro do veio. No que diz respeito aos apoios de rolamentos, os valores obtidos por cada um dos métodos apresentam todos a mesma ordem de grandeza, no entanto o método 3 é mais preciso que os outros dois, verificando-se que apresenta normalmente valores mais elevados devido ao facto de interferirem mais variáveis que influenciam o momento resistente, como por exemplo o coeficiente de atrito de deslizamento, a presença de vedantes e o atrito causado pelo nível do lubrificante no interior do rolamento. Os apoios lubrificados a gás são teoricamente os apoios mais eficientes no que diz respeito ao momento resistente, uma vez que é utilizado ar como lubrificante. Nos apoios com lubrificação hidrodinâmica existe uma completa separação das superfícies de contacto devido à pressão hidrodinâmica gerada na parte inferior do apoio, mas apenas quando é conferido ao apoio uma velocidade angular. É uma expressão em que a carga está relacionada com o valor da razão de excentricidade E e que depende da viscosidade, da velocidade de rotação e do diâmetro do apoio. No que diz respeito aos apoios com lubrificação hidrostática percebe-se que os valores são ligeiramente mais baixos que os apoios hidrodinâmicos mas no entanto na mesma ordem de grandeza uma vez que o princípio de lubrificação é o mesmo.

6. Considerações finais e conclusões

Algumas notas conclusivas já foram apresentadas anteriormente no entanto, apresentam-se neste capítulo as considerações finais e conclusões e apresenta-se uma sugestão para um futuro desenvolvimento de um trabalho no seguimento deste.

6.1 Considerações finais e conclusões

Uma vez que os apoios de veios são parte integrante de muitos componentes mecânicos, é possível aplicá-los de forma a causarem o menor atrito possível entre o veio e o apoio sendo que podem ser eficientemente utilizados se forem devidamente escolhidos. Os apoios de atrito seco são aqueles que maior atrito causam e só se justifica a sua utilização em componentes de baixa utilização e em ambientes em que não é recomendável a aplicação de um lubrificante, uma vez que apresentam um custo baixo não representam um grande investimento. Sendo que se trata de um apoio que não é lubrificado, a carga que se pode aplicar também não pode ser elevada, no entanto se o apoio estiver numa posição estática essa carga já pode ser elevada. Justifica-se a utilização dos apoios com uma lubrificação incompleta em casos em que se queira diminuir consideravelmente o momento resistente comparativamente com os apoios de atrito seco, em que a sua utilização seja moderada e em que a carga aplicada e a velocidade de rotação também não sejam elevadas, mas superior ao

apoio de atrito seco. Este apoio por ter um custo baixo será vantajoso para casos em que seja apropriado, se as condições ambientais o permitirem, a utilização de um lubrificante. Os rolamentos são apoios apropriados em muitos casos, uma vez que suportam cargas elevadas, velocidades de rotação elevadas, o momento resistente é relativamente baixo e são uma forte alternativa aos apoios hidrodinâmicos ou hidrostáticos pois apresentam custos inferiores a estes. Se for estritamente necessário reduzir o momento resistente sem se ter em conta os custos, então o apoio hidrostático é o mais aconselhável, enquanto que o apoio hidrodinâmico é o mais apropriado para casos em que se pretenda um apoio que tenha um longo período de vida útil, com um momento resistente baixo e um custo inferior aos apoios hidrostáticos. Os apoios lubrificados a gás são os apoios recomendáveis se o utilizador pretender um baixo momento resistente mas sem necessidade de uma carga elevada. Na tabela 6.1 apresentam-se algumas notas importantes:

Tabela 6.1 – Notas conclusivas para cada tipo de apoio

Características / Tipo de apoio	Momento resistente	Custo	Capacidade de carga	Capacidade de velocidade	Período de vida útil	Necessidade de lubrificação
Atrito seco	Muito elevado	Baixo	Baixa	Baixa	Baixo	Nenhuma
Lubrificação incompleta	Elevado	Baixo	Baixa	Baixa	Médio	Média
Rolamento lubrificado a óleo	Médio	Médio	Elevada	Elevada	Elevado	Baixa
Rolamento lubrificado a gás	Muito baixo	Médio	Baixa	Média	Muito elevado	Nenhuma
Hidrodinâmico a óleo	Baixo	Elevado	Elevada	Elevada	Elevado	Alta
Hidrodinâmico a gás	Muito baixo	Elevado	Baixa	Média	Muito elevado	Nenhuma
Hidrostático	Baixo	Elevado	Elevada	Elevada	Elevado	Alta

As expressões utilizadas no cálculo do momento resistente para cada caso estudado, reúnem um conjunto de informação que permite ao leitor optar pela escolha mais adequada tendo em conta as condições de funcionamento de cada apoio. Os gráficos apresentados permitem que o leitor obtenha de uma forma fácil uma aproximação do valor do momento resistente tendo em conta as variáveis que dispõe. Foi possível, para o caso dos rolamentos, determinar o momento resistente a partir de 3 métodos diferentes. No entanto é possível concluir que o tipo de apoio estudado para o qual as expressões para rolamentos se adaptam melhor é o apoio radial de esferas pois os erros não são superiores as 15%. Através da determinação experimental do momento resistente de um

modelo de um apoio radial com lubrificação hidrodinâmica conclui-se que a viscosidade do lubrificante tem uma forte influência na determinação do momento resistente. Essa influência também se traduz na expressão utilizada na teoria, uma vez que os resultados obtidos teoricamente foram consensuais com os resultados obtidos na prática. No gráfico 4.6 é evidente que os resultados tem de ser abordados em termos de intervalo porque enquanto que na prática existe uma influência directa da carga aplicada, na expressão teórica essa carga está implícita no valor da razão de excentricidade que adquire tipicamente em termos de projecto sempre o mesmo valor. Os valores obtidos na prática estão sujeitos a erros e outras adversidades externas como foi o caso no desenvolvimento da parte experimental em que o aparelho medidor dos momentos resistentes teve alguns problemas associados ao seu funcionamento obrigando a algumas alterações no que diz respeito à leitura e modo de obtenção dos valores. Concluindo, o apoio com lubrificação hidrostática será o apoio com menor momento resistente e conseqüentemente menor energia dissipada no entanto, devido ao seu custo elevado as alternativas mais viáveis que se seguem são os rolamentos e os apoios com lubrificação hidrodinâmica.

6.2 Sugestão para futuros trabalhos

Para as expressões em que a carga aplicada não está directamente implícita, nomeadamente para os apoios com lubrificação hidrodinâmica e incompleta, torna-se necessário perceber de que forma é que essa carga se reflecte no cálculo do momento. Na literatura disponível não foi possível encontrar a relação que existe entre a razão de excentricidade E e a carga aplicada, e entre a folga c e a carga aplicada. Sugere-se o desenvolvimento de um futuro trabalho que procure essas relações com os carregamentos e dar a perceber a influência que existe praticamente e teoricamente na determinação do momento resistente.

Referências bibliográficas

- [1] L. V. d. Cunha, *Desenho Técnico*, 13ª Ed. Rev. e atualizada ed. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 2004.
- [2] J. R. Dias, "Bear with me! Apoios, chumaceiras e rolamentos (algumas notas para eliminar as confusões)," *Confluências - revista de tradução científica*, vol. 3, pp. 96-119, 2005.
- [3] A. Harnoy, *Bearing design in machinery : engineering tribology and lubrication*. New York: Marcel Dekker, 2003.
- [4] F. Kreith, *Fluid mechanics*. Boca Raton, Fla.: CRC Press, 2000.
- [5] B. J. Hamrock, S. R. Schmid, and B. O. Jacobson, *Fundamentals of fluid film lubrication*, 2nd ed. New York: Marcel Dekker, 2004.
- [6] A. Z. Szeri, *Fluid film lubrication : theory and design*. Cambridge ; New York: Cambridge University Press, 1998.
- [7] R. Samuel, "Friction factors: What are they for torque, drag, vibration, bottom hole assembly and transient surge/swab analyses?," *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 73, pp. 258-266, 2010.
- [8] J. Takadoum, *Materials and surface engineering in tribology*. London Hoboken, NJ: ISTE; Wiley, 2008.
- [9] V. L. Popov, *Contact mechanics and friction : physical principles and applications*, English ed. Heidelberg ; New York: Springer, 2010.
- [10] J. E. Shigley, C. R. Mischke, and T. H. Brown, *Standard handbook of machine design*, 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 2004.
- [11] B. S. Massey, *Mechanics of fluids*, 6th ed. London ; New York: Chapman & Hall, 1995.
- [12] M. Kutz, *Mechanical engineers' handbook*, 2nd ed. New York: Wiley, 1998.
- [13] J. E. Shigley, *Mechanical engineering design : metric edition*, 1st metric ed. New York: McGraw-Hill, 1985.
- [14] E. R. Booser, American Society of Lubrication Engineers., and Society of Tribologists and Lubrication Engineers., *CRC handbook of lubrication : theory and practice of tribology*. Boca Raton, Fla.: CRC Press, 1983.
- [15] Z. Antonic, N. Nikolic, and D. Radomirovic, "On the influence of a pin type on the friction losses in pin bearings," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 46, pp. 975-985, 2011.
- [16] P. Flores, J. Ambrósio, J. C. P. Claro, H. M. Lankarani, and C. S. Koshy, "A study on dynamics of mechanical systems including joints with clearance and lubrication," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 41, pp. 247-261, 2006.
- [17] SKF, "Catálogo Geral," ed. Torino, cop. 1989.

- [18] C.H. Kuo, Ed. lit., *Tribology - Lubricants and Lubrication*. Rijeka, Croatia: InTech Open Access Publisher, 2011.
- [19] SKF, "General Catalogue," ed. Germany, cop. 2003.
- [20] T. Cousseau, B. Graça, A. Campos, and J. Seabra, "Friction torque in grease lubricated thrust ball bearings," *Tribology International*, vol. In Press, Corrected Proof, 2010.
- [21] L. Houpert, "Ball Bearing and Tapered Roller Bearing Torque: Analytical, Numerical and Experimental Results," *Tribology Transactions*, vol. 45, pp. 345-353, 2002/01/01 2002.
- [22] D. N. Olaru, C. Stamate, A. Dumitrascu, and G. Prisacaru, "New micro tribometer for rolling friction," *Wear*, vol. 271, pp. 842-852, 2011.
- [23] P. G. Nikolakopoulos and C. A. Papadopoulos, "Controllable high speed journal bearings, lubricated with electro-rheological fluids. An analytical and experimental approach," *Tribology International*, vol. 31, pp. 225-234, 1998.
- [24] G. Genta, *Dynamics of rotating systems*. New York: Springer, 2005.
- [25] P. G. Nikolakopoulos and C. A. Papadopoulos, "A study of friction in worn misaligned journal bearings under severe hydrodynamic lubrication," *Tribology International*, vol. 41, pp. 461-472, 2008.
- [26] N. Tala-Ighil, M. Fillon, and P. Maspeyrot, "Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing," *Tribology International*, vol. 44, pp. 211-219, 2011.
- [27] C. M. Branco, *Projecto de órgãos de máquinas*. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, Serviço de Educação e Bolsas, 2005.
- [28] R. Bassani and B. Piccigallo, *Hydrostatic lubrication*. New York: Elsevier, 1992.
- [29] S. L. Nie, G. H. Huang, and Y. P. Li, "Tribological study on hydrostatic slipper bearing with annular orifice damper for water hydraulic axial piston motor," *Tribology International*, vol. 39, pp. 1342-1354, 2006.
- [30] X. Wang and A. Yamaguchi, "Characteristics of hydrostatic bearing/seal parts for water hydraulic pumps and motors. Part 2: On eccentric loading and power losses," *Tribology International*, vol. 35, pp. 435-442, 2002.
- [31] D. Kim and S. Park, "Hydrostatic air foil bearings: Analytical and experimental investigation," *Tribology International*, vol. 42, pp. 413-425, 2009.
- [32] Lubriplate, "Catálogo Geral, Lubrificantes avançados para todos os sectores industriais," ed. Newark, NJ 07105 EUA, cop. 2008.
- [33] G. U. N. T.-E. f. e. education, "TM 282 -Journal Bearing Friction Apparatus : Experiment Instructions," ed. Barsbuttel, Germany: G.U.N.T. - Equipment for engineering education, 1997.
- [34] M. Mowry, "The true cost of bearing lubrication," Igus, Ed., ed, cop. 2011.
- [35] TIMKEN, "Industrial bearing maintenance manual," ed, cop. 2010.