

2º Relatório

André Duarte B. L. Ferreira

Porto, 26 de Novembro de 2014

Abstract

On this report the previous work is continued, with current main the purpose of dimensioning the parts of the reducer, namely the worm, the worm wheel, the pinion, the chain, the simmerings, the bearings and the shafts.

Resumo

Neste pré-relatório continua-se o trabalho anterior sendo neste o objetivo principal o de dimensionar os componentes constituintes do redutor, nomeadamente parafuso sem-fim, roda de coroa, pinhão, corrente, vedantes, rolamentos, e veios.

Com correções e melhorias possíveis a azul.

Índice

0 ÂMBITO DO TRABALHO	9
1 CARATERIZAÇÃO DA APLICAÇÃO	10
1.1 ESPECIFICAÇÕES	10
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E SELEÇÃO DO TIPO DE PORTÃO	12
1.3 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES, FUNCIONAMENTO E SELEÇÃO DA ARQUITETURA	16
2 CADEIAS CINEMÁTICAS E DE CARGAS.	18
2.1 DETERMINAÇÃO DA MASSA DO PORTÃO E SELEÇÃO DOS SEUS MATERIAIS	18
2.2 CÁLCULO DAS POTÊNCIAS ÚTIL, ELÉTRICA E MECÂNICA E SELEÇÃO DO MOTOR	21
POTÊNCIA ÚTIL	21
POTÊNCIA ELÉTRICA E MECÂNICA À SAÍDA DO VEIO DO MOTOR	22
SELEÇÃO DO MOTOR	23
2.3 CÁLCULO DA REDUÇÃO	24
3 DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES	25
3.0 COMPONENTES A DIMENSIONAR	25
3.1 DIMENSIONAMENTO DO PARAFUSO SEM-FIM/RODA DE COROA	26
A – DEFINIR AS CARACTERÍSTICAS DO SEM-FIM E DA RODA DE COROA	26
B – CALCULAR OS MOMENTOS ADMISSÍVEIS	29
3.2 DIMENSIONAMENTO DOS VEIOS	35
3.3 CÁLCULO DE FORÇAS	37
3.3.1 DIAGRAMA DE CORPO LIVRE	37
3.3.2 CÁLCULO DAS FORÇAS DE ENGRENAMENTO	37
3.3.3 CÁLCULO DAS REAÇÕES, ESFORÇOS E VERIFICAÇÃO À DEFLEÇÃO	38
3.4 DIMENSIONAMENTO DOS ROLAMENTOS	44
3.5 DIMENSIONAMENTO DAS CHAVETAS	46
3.6 ESCOLHA DO LUBRIFICANTE	47
3.7 ESCOLHA DE VEDANTES	48
3.8 DIMENSIONAMENTO DO ANEL ELÁSTICO	49
3.10 SELEÇÃO DA CORREIA	51
3.11 SELEÇÃO DO PINHÃO	51
5 VERIFICAÇÃO À FADIGA	53
REFERÊNCIAS	61

ANEXOS

63

ANEXO A – FICHA TÉCNICA DO MOTOR

63

ANEXO B – PROPRIEDADES DA LIGA CB3, DA CONTIBRONZES [14]

64

ANEXO C – PROPRIEDADES DO AÇO BS 970 – 070M55.

64

ANEXO D – FICHAS TÉCNICAS DOS ROLAMENTOS

65

ANEXO E - VEDANTE

66

ANEXO F - PROPRIEDADES DO AÇO AISI 1060 RECOZIDO

68

Índice de Figuras

FIGURA 1 – MOTO-REDUTOR PARA UM PORTÃO DE CORRER E ALGUNS DOS SEUS COMPONENTES TÍPICOS. [13]	13
FIGURA 2 – CADEIAS DE CARGAS E CINEMÁTICAS GENÉRICAS DE UM SISTEMA DE ACIONAMENTO AUTOMÁTICO DE PORTÃO DE GARAGEM.	13
FIGURA 3 – COMPONENTES TÍPICOS DE UM PORTÃO DE GARAGEM SECCIONAL, E SUGESTÃO DE DESENHO PARA O PORTÃO A PROJETAR NESTE TRABALHO. [4]	16
FIGURA 4 – ALGUNS COMANDOS E RECETORES DISPONÍVEIS NO MERCADO. CARATERIZADOS ESSENCIALMENTE PELA RADIOFREQUÊNCIA DE TRABALHO, Nº DE CANAIS E DE COMBINAÇÕES. [16]	17
FIGURA 5 – 1ª ABORDAGEM DE SELEÇÃO DE MATERIAL PARA PORTÃO.	18
FIGURA 6 – 2ª ABORDAGEM DE SELEÇÃO DE MATERIAL PARA PORTÃO, CASO DO MATERIAL ISOLANTE.	19
FIGURA 7 – 2ª ABORDAGEM DE SELEÇÃO DE MATERIAL – MATERIAL MECANICAMENTE RESISTENTE.	19
FIGURA 8 – COMPOSIÇÃO DE UM PAINEL EM MULTICAMADAS (SANDWICH) NUM PORTÃO SECCIONADO DO FABRICANTE JD (UK) LTD [6]	20
FIGURA 9 – DIAGRAMA REPRESENTATIVO DAS FORÇAS MAIS IMPORTANTES EM JOGO AQUANDO DO MOVIMENTO DO PORTÃO.	21
FIGURA 10 – ESQUEMA SIMPLIFICATIVO DA REDUÇÃO DE VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ANGULAR E SUA INFLUÊNCIA NA VELOCIDADE DE MOVIMENTO DA CORRENTE.	24
FIGURA 11 – DIAGRAMA FINAL DAS CADEIAS DE CARGA E CINEMÁTICAS. RENDIMENTO DO REDUTOR ATUALIZADO COM O VALOR CALCULADO NO DIMENSIONAMENTO DO SEM-FIM E RODA DE COROA.	24
FIGURA 12 – COMPONENTES TÍPICOS DE UM REDUTOR.	25
FIGURA 13 – DETERMINAÇÃO DE Q PARA MÁXIMO RENDIMENTO A QUALQUER VELOCIDADE DO SEM-FIM.	27
FIGURA 14 – ESQ. MÁXIMO VALOR DO COEFICIENTE DE MODIFICAÇÃO DA ALTURA DA CABEÇA x_2 , MÁX. Dª: MÍNIMO VALOR DO COEFICIENTE DE MODIFICAÇÃO DA ALTURA DA CABEÇA (x_2 , min)	27
FIGURA 15 – MÓDULOS ACONSELHADOS.	28
FIGURA 16 – NOMENCLATURA DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO PARAFUSO SEM-FIM	28
FIGURA 17 – NOMENCLATURA DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DA RODA DE COROA;	29
FIGURA 18 – DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE VELOCIDADE AO DESGASTE DO PARAFUSO SEM-FIM E DA RODA DE COROA.	30
FIGURA 19 – SELEÇÃO DOS MATERIAIS E DOS RESPECTIVOS FATORES DE TENSÃO PARA O SEM-FIM E PARA A RODA DE COROA.	31
FIGURA 20 – FATOR DE ZONA PARA O REDUTOR.	31
FIGURA 21 – DETERMINAÇÃO DOS FATORES DE VELOCIDADE À ROTURA DO SEM-FIM E DA RODA DE COROA.	32
FIGURA 22 – DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE FRICÇÃO, $TAN(\Phi)$	34
FIGURA 23 – DIAGRAMAS DE CORPO LIVRE DOS VEIOS DE ENTRADA E SAÍDA COM O SEM-FIM E RODA DE COROA REPRESENTADAS.	37
FIGURA 24 – DETERMINAÇÃO DE μ EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE DESLIZAMENTO E DO MATERIAL DO PARAFUSO.	38
FIGURA 25 – DEFINIÇÃO DAS CARATERÍSTICAS DA SITUAÇÃO DE FORNECIMENTO DE BINÁRIO . MÁXIMO.	44
FIGURA 26 – RESULTADOS DO CÁLCULO DO ROLAMENTO PARA O VEIO DE SAÍDA.	45
FIGURA 27 – RESULTADOS DO CÁLCULO DO ROLAMENTO PARA O VEIO DE ENTRADA.	45
FIGURA 28 – DIMENSÕES DE INTERESSE PARA DIMENSIONAMENTO DE CHAVETAS	46
FIGURA 29 – VALORES DE C EM FUNÇÃO DO PAR DE MATERIAIS E VELOCIDADE DE ESCORREGAMENTO. [9]	47
FIGURA 30 – EQUIVALÊNCIA DE VISCOSIDADES [22]	48
FIGURA 31 – VELOCIDADES CIRCUNFERENCIAIS ADMITIDAS PARA OS MATERIAIS DE VEDANTES DA FREUDENBERG.	48
FIGURA 32 – COMPRIMENTO L	49
FIGURA 33 – ÁREA A_1	50
FIGURA 34 – SELEÇÃO DA CORREIA	51
FIGURA 35 – SELEÇÃO DO PINHÃO.	52
FIGURA 36 – DIAGRAMAS REPRESENTATIVOS DO VEIO SUJEITO A ESTADOS DE TORÇÃO, FLEXÃO E TRAÇÃO OU COMPRESSÃO.	53

FIGURA 37 – RETA DE SODERBERG E CONVERSÃO DE UMA TENSÃO DINÂMICA CARATERIZADA POR σ_m E σ_a NA SUA ESTÁTICA EQUIVALENTE	53
FIGURA 38 – DETERMINAÇÃO DO FATOR C_2 PARA O VEIO DE ENTRADA.	54
FIGURA 39 – DETERMINAÇÃO DO FATOR C_3 PARA O VEIO DE ENTRADA.	54
FIGURA 40 – DETERMINAÇÃO DO FATOR K_T . PARA O VEIO DE ENTRADA.	55
FIGURA 41 – RAIOS DE CONCORDÂNCIA NO VEIO DEVE SER MENOR QUE O DO ROLAMENTO PARA PERMITIR ENCOSTO PERFEITO COM ENTRE AMBOS.	55
FIGURA 42 – DETERMINAÇÃO DO FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES K_F PARA O VEIO DE ENTRADA.	56
FIGURA 43- SOLICITAÇÃO CÍCLICA A QUE O VEIO DE ENTRADA ESTÁ SUJEITO.	57
FIGURA 44 – DETERMINAÇÃO DO FATOR C_2 PARA O VEIO DE SAÍDA.	58
FIGURA 45 – DETERMINAÇÃO DO FATOR C_3 PARA O VEIO DE SAÍDA.	58
FIGURA 46 – DETERMINAÇÃO DO FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES K_F .	59
FIGURA 47 - DETERMINAÇÃO DO FATOR K_T .	59
FIGURA 48 – SOLICITAÇÃO CÍCLICA A QUE O VEIO DE SAÍDA ESTÁ SUJEITO.	60

Índice de tabelas

TABELA 1 – RESUMO DOS TIPOS DE PORTÕES MAIS COMUNS EXISTENTES NO MERCADO [2] [3]	14
TABELA 2 – VALORES DE γ E γ' EM FUNÇÃO DO MATERIAL DO CUBO	46
TABELA 3 – DIMENSÕES DA CHAVETA EM FUNÇÃO DO DIÂMETRO DO VEIO.	46
TABELA 4 – VALORES DE VISCOSIDADE DO ÓLEO [9]	47
TABELA 5 – TABELA DE CÁLCULO DE DIMENSIONAMENTO DE PARAFUSOS PARA TAMPA DO VEIO DE ENTRADA.	50
TABELA 6 – TABELA RESUMO DAS VARIÁVEIS EM JOGO NA VERIFICAÇÃO À FADIGA E SEU RESPECTIVO VALOR PARA O VEIO DE ENTRADA.	57
TABELA 7 – TABELA RESUMO DAS VARIÁVEIS EM JOGO NA VERIFICAÇÃO À FADIGA E SEU RESPECTIVO VALOR PARA O VEIO DE SAÍDA.	59

Lista de Símbolos

M_t	Momento torsor / binário
ω	Velocidade de rotação angular
n	Velocidade de rotação em rotações por minuto
v	Velocidade de translação
η	Rendimento
W	Potência
ϕ	Diâmetro
l	Comprimento
r	Raio
I_c	Intensidade de corrente
V	Tensão
σ_E	Tensão de limite elástico / de cedência
E	Módulo de elasticidade / de Young
ρ	Densidade
σ_{ee}	Tensão estática equivalente
α	Ângulo de pressão
Z	Número de dentes
m	Módulo
γ	Ângulo de hélice
a	Entre-eixo
d	Diâmetro
σ_a	Tensão alternada / variável
σ_m	Tensão média
V_S	Velocidade de escorregamento / deslizamento

0 Âmbito do trabalho

O objetivo principal deste trabalho é o de aumentar a compreensão do autor das metodologias de projeto utilizadas em projetos de engenharia mecânica.

As principais atividades a desenvolver serão:

- 1) Caracterização da aplicação ;
- 2) Especificação do sistema ;
- 3) Definição da arquitetura da solução ;
- 4) Determinação das cadeias cinemáticas e de cargas ;
- 5) Dimensionamento dos componentes mecânicos e seleção de componentes a adquirir ;
- 6) Elaboração do desenho técnico de conjunto.

1 Caraterização da Aplicação

1.1 Especificações

Na fase inicial de um anteprojecto é necessário compreender as características que se exigem dos componentes a serem projetados.

Como não foi especificado, decidiu-se que o portão de garagem seria para uma aplicação residencial, Pretende-se um sistema de acionamento de um portão automático de garagem que respeite as seguintes especificações.

Funcionais :

- a. O portão é para aplicar a uma abertura de 3m de largura por 2.5m de altura;
- b. Deve ser possível abrir o portão em caso de falha de energia;
- c. Deve ser possível comandar a abertura e fecho através de um comando à distância;
- d. O motor deverá aceitar uma ligação à rede eléctrica de 230V, 50Hz ;
- e. O portão deverá fazer o percurso de abertura e fecho em cerca de 20s;
- f. Para funcionamento a temperaturas entre -10 a 40°C ;
- g. Possibilidade de paragem do movimento em qualquer instante.

2) De segurança :

- a. Em caso de bloqueio ou interferência externa, o portão deve iniciar o movimento no sentido oposto ao que estava a efetuar se estiver a fechar e deve parar se estiver a abrir;
- b. Deve existir proteção dos elementos mecânicos e eléctricos;
- c. No caso de haver mola de torção / extensão e de esta se quebrar, o motor-reductor deverá continuar a ser capaz de abrir e fechar o portão ;
- d. Deverá existir um sistema de bloqueio para impedir a movimentação de pessoas sem acesso autorizado ;
- e. Sinalização luminosa de funcionamento ;
- f. Proteção contra esmagamento ;
- g. Possibilidade de abertura manual pelo interior em caso de falha eléctrica ou falta de energia.

3) Ambientais e de eficiência energética :

- a. Bom isolamento térmico para manter níveis de temperatura no interior em linha com o restante da vivenda ;
- b. Bom isolamento acústico ;
- c. Emissão sonora ≤ 60 dB.

4) De manutenção

- a. Preferencialmente sem necessitar de manutenção regular;
- b. Boa resistência à corrosão;
- c. Boa resistência à fadiga.

5) Produção, Materiais e Disponibilidade

- a. Para elementos a serem fabricados para este propósito, de fácil processo de fabrico ;
- b. Para os elementos a serem comprados, estes devem ser de fácil disponibilidade no mercado ;
- c. Os materiais a escolher deverão ser de fácil obtenção, isto é, elementos do portão em que haja a possibilidade de escolha do material, não devem ser selecionados materiais em fase experimental/de estudo/obtidos apenas por processos de fabrico avançados.

6) Outros: Respeitar as normas relativas a portões e automatismos de garagens.

Com vista a encontrar soluções que garantam estas especificações, efetuamos uma revisão bibliográfica breve à constituição e funcionamento de um portão automático assim como os tipos existentes no mercado.

1.2 Revisão bibliográfica e seleção do tipo de portão

Os constituintes essenciais de um portão automático são um motor elétrico, um redutor, o portão e o comando. Em certos casos existe a necessidade da conversão do movimento de rotação proveniente do redutor e do motor em movimento de translação, conversão essa que geralmente acontece por meio de um sistema de pinhão cremalheira / corrente.

Quando um utilizador carrega no botão para abrir/fechar o portão, o comando envia um sinal codificado de infravermelhos para um recetor no portão. O decodificador interpreta o sinal e dá ordem de funcionamento ao motor elétrico. Este converte a energia elétrica que lhe é fornecida em energia mecânica, o que se manifesta sob a forma da rotação do seu veio, caracterizada por uma determinada velocidade angular e binário — que em conjunto correspondem a uma dada potência.

O redutor é ligado ao veio do motor elétrico para aumentar o binário disponível no sistema — sendo assim possível usar motores de potências mais baixas — e reduzir a velocidade de rotação.

Observou-se em catálogos de moto-redutores de marcas especializadas em automatizações para portões de garagem que os redutores de roda de coroa e parafuso sem fim são muito comuns. As razões para tal serão as seguintes [1] :

- 1) Motores elétricos tipicamente com $1000 < n < 2500$ rpm mas velocidades de translação e rotação do portão bastante mais baixas -> necessidade de elevadas razões de transmissão. Sistema parafuso sem-fim / roda de coroa serve para razões de transmissão de 10:1 até 60:1 ;
- 2) Baixo ruído e vibrações ;
- 3) Como é para funcionamento esporádico e de baixas potências — na ordem das centenas de watts —, o provável baixo rendimento não é crítico.

Ao conjunto motor elétrico e redutor, por ser uma combinação frequente, costuma-se dar o nome de moto-redutor. Na figura 2 observa-se uma representação de um moto-redutor para um portão de correr.

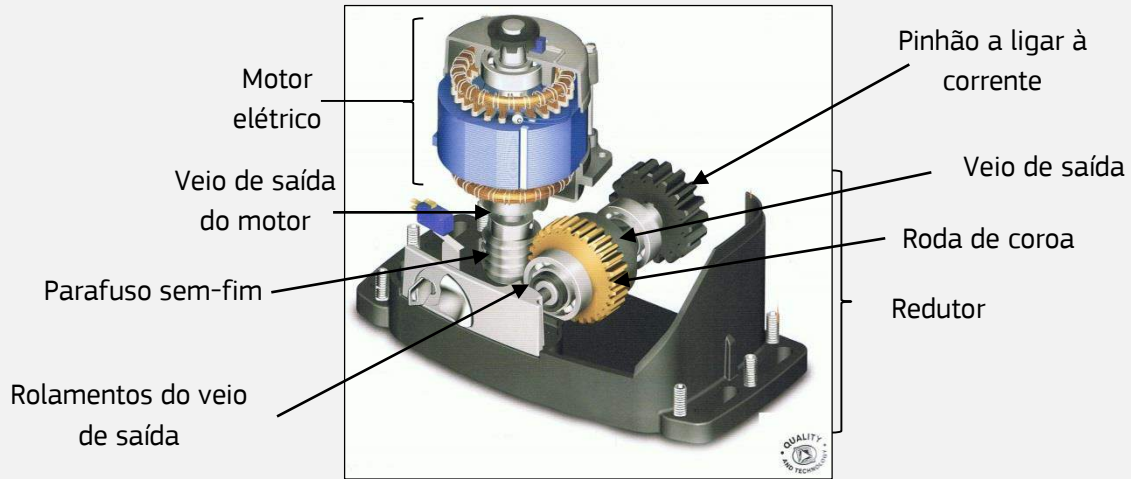


Figura 1 – Moto-redutor para um portão de correr e alguns dos seus componentes típicos. [13]

Para abrir o portão às vezes torna-se ainda necessário um sistema que translada, por exemplo nos portões de correr ou se o portão executar movimento de translação, como é o caso por exemplo dos portões basculantes ou de correr, como se verá adiante, utiliza-se um sistema que converta o movimento de rotação à saída do veio do redutor em movimento de translação, tipicamente pinhão + cremalheira ou corrente ou tambor + polia.

De seguida, observam-se os principais blocos funcionais típicos de um sistema de acionamento de um portão automático de garagem, assim como as respetivas cadeias cinemáticas e de carga.

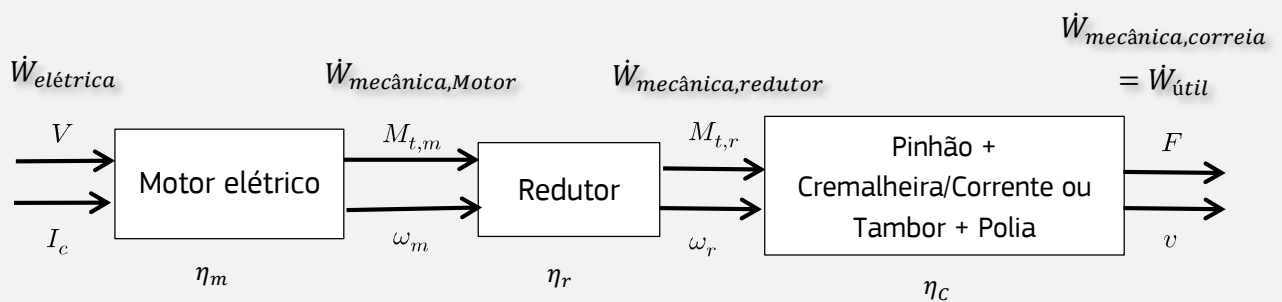


Figura 2 - Cadeias de cargas e cinemáticas genéricas de um sistema de acionamento automático de portão de garagem.

Especialmente nos casos em que o portão se movimenta na vertical (figura 3), costuma existir uma mola de torção ou de extensão que faz o *heavy lifting* do portão, permitindo não só reduzir o esforço a que está sujeito o sistema mas também que seja possível a abertura manual do portão sem grande esforço, o que pode ser de importância crítica em situações de falha de energia.

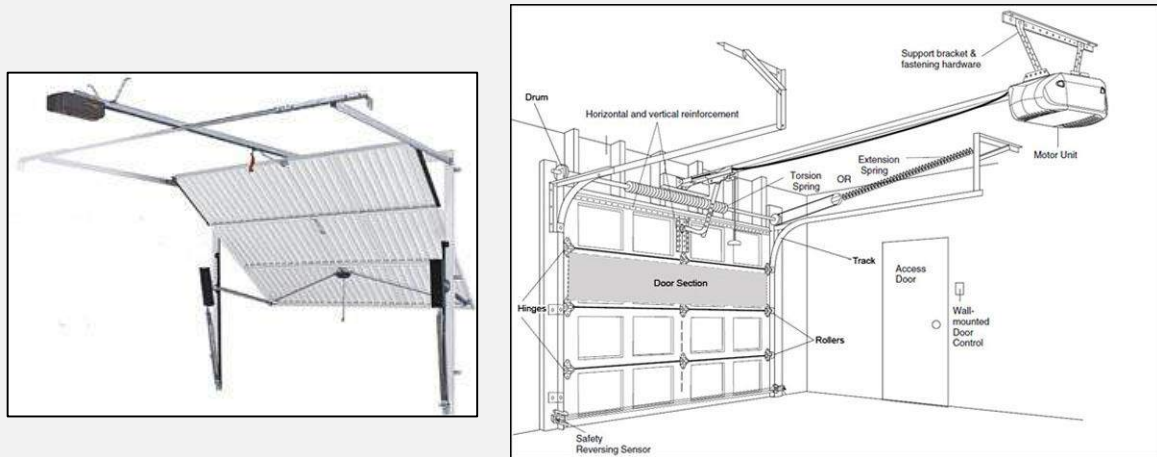



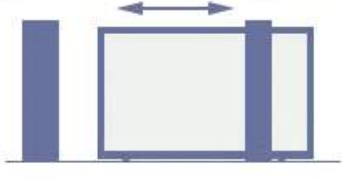
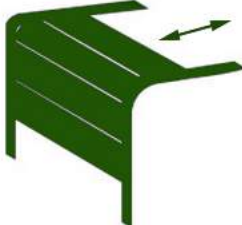



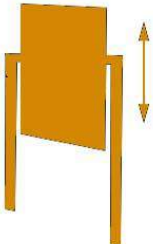


Figura 3 - Esq. - portão com mola de extensão [12] Dª - Esquema de um portão automático com mola de torção e de

Da pesquisa bibliográfica efetuada verificou-se que existe uma vasta gama de portões automáticos que é adequada para satisfazer as especificações propostas e portanto a escolha do tipo de portão a utilizar será essencialmente de preferência pessoal. Assim, segue-se uma brevíssima referência a alguns dos tipos de portões utilizados e a posterior seleção de um para ser projetado.

Tabela 1 - Resumo dos tipos de portões mais comuns existentes no mercado [2] [3]

<p>Portão basculante (Up & Over)</p>		<p>Este é o tipo de portão basculante mais simples e mais comum, sendo o mais usado em portões manuais.</p>
<p>Portão basculante e retractável</p>		<p>Mais facilmente automatizável em relação ao anterior e com a vantagem de permitir a utilização total da altura da abertura.</p>
<p>Portão de fole</p>		<p>De utilização essencialmente industrial.</p>

Portão de correr / deslizante / corrediço		Outra construção muito simples utilizada principalmente em espaços abertos e/ou aberturas de grandes dimensões.
Portão seccionado /seccional de subir e descer		Correspondendo a 80% do mercado dos EUA oferece boa segurança, opções de isolamento térmico, pequeno atravancamento, abertura e fecho suaves e possibilidade de utilização para portões de grandes dimensões.
Portão seccionado de correr		Uma das soluções mais antigas para portões, é muito usada para aberturas largas (>2,5m) ou de formas pouco convencionais.
Portão do tipo rolo de subir e descer		Solução compacta que tem ganho mercado nos últimos anos.
Portão de batente		De fácil manutenção e dos que tem menor número de partes móveis.
Portão guilhotina		De utilização essencialmente industrial. Requer elevado atravancamento na parte superior.

Ponderando o anteriormente exposto, decidimos optar pelo portão seccionado. É uma solução compacta, que nos é familiar por ser grandemente utilizada em áreas residenciais e que nos permite ter confiança relativamente a conseguir garantir as especificações propostas no capítulo anterior.

1.3 Descrição dos componentes, funcionamento e seleção da arquitetura

Na figura em baixo apresentam-se alguns dos componentes frequentemente observados em portões seccionados automáticos¹.

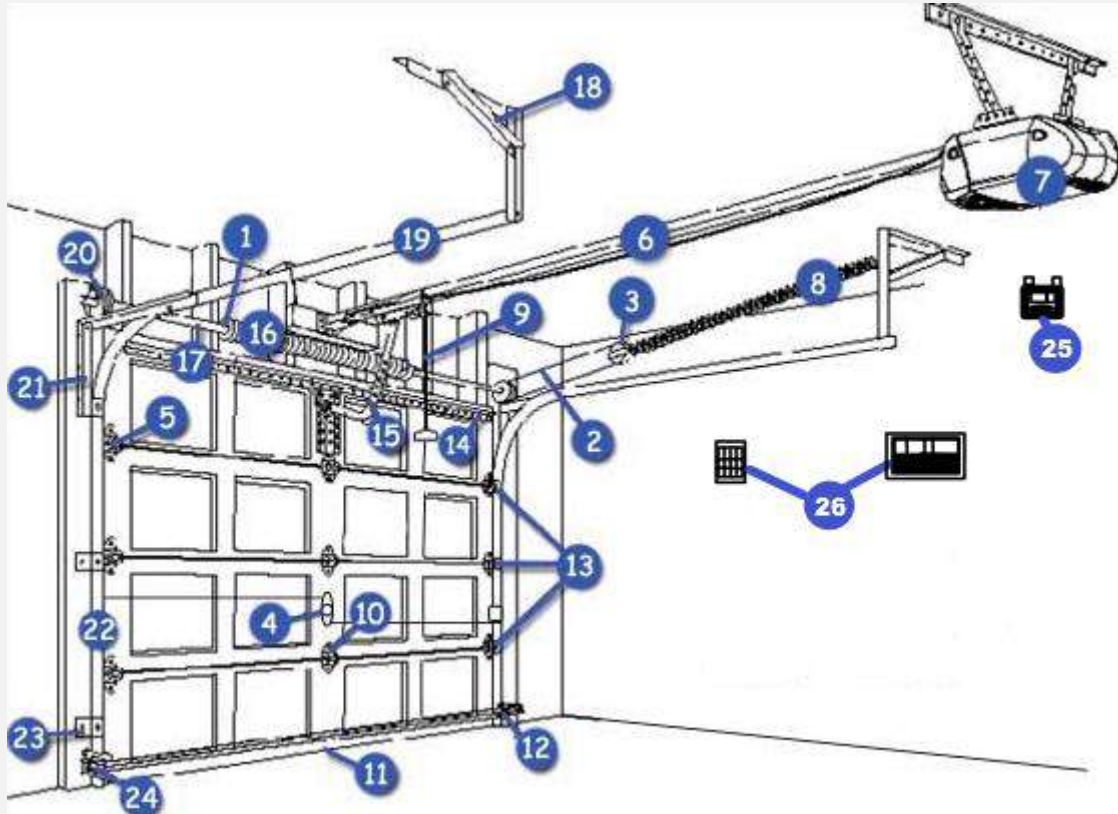


Figura 3 – Componentes típicos de um portão de garagem seccionado, e sugestão de desenho para o portão a projetar neste trabalho. [4]

1 – Placa de apoio	7 – Moto-reductor	15 – Braço de engate rápido
2 – Cabos	8 – Mola de extensão	17 – Veio da mola de torção
3 – Polia	9 – Cabo para abertura manual do portão	22 – Carrilho vertical
4 – Fechadura	11 – Vedante	23 – Suporte do carrilho
5 – Roletes	13 – Dobradiças	24 – Sensor / Fim de curso magnético
6 – Trilho	16 – Mola de torção	26 – Comando manual de teclado numérico / chave

¹ Apesar de na imagem se encontrarem duas molas, na verdade geralmente só existe uma. Estão presentes as duas por uma questão de se explicitar os 2 casos possíveis.



Figura 4 – Alguns comandos e recetores disponíveis no mercado. Caraterizados essencialmente pela radiofrequência de trabalho, nº de canais e de combinações. [16]

Tal como na figura, irá ser projetado o sistema de acionamento para um portão com 4 painéis articulados, de secção constante, de material a seleccionar mais adiante, com fechadura manual e vedante na parte inferior. Ao contrário de muitos portões residenciais a existência de janelas na parte superior será ignorada. Será usada uma mola de torção na parte superior do portão, tal como indicado na figura 3. A conversão de movimento rotacional para translação será efetuado por um sistema pinhão / corrente.

Em termos de normalização, e para garantir a especificação 6. a), encontrou-se a Norma europeia EN 13241 que especifica os requisitos de desempenho e segurança para portas, portões e barreiras, destinados para instalação em áreas ao alcance de pessoas, e para o qual os principais usos pretendidos são o acesso seguro para bens e veículos acompanhados ou conduzidos por pessoas em instalações industriais, comerciais ou residenciais.

2 Cadeias cinemáticas e de cargas.

Com vista a garantir as especificações propostas e a obter os diagramas para as cadeias cinemáticas e de carga, começámos por determinar a massa do portão, que é uma variável a saber para a seleção de um motor para o nosso sistema e para a cadeia de cargas.

2.1 Determinação da massa do portão e seleção dos seus materiais

Com vista a satisfazer as especificações procurámos numa base de dados [5] materiais que tenham as seguintes características

1. Boa resistência específica (E/ρ);
2. Boa resiliência ($\sigma_E^2/2E$);
3. Baixa condutividade térmica;
4. Baixo custo.

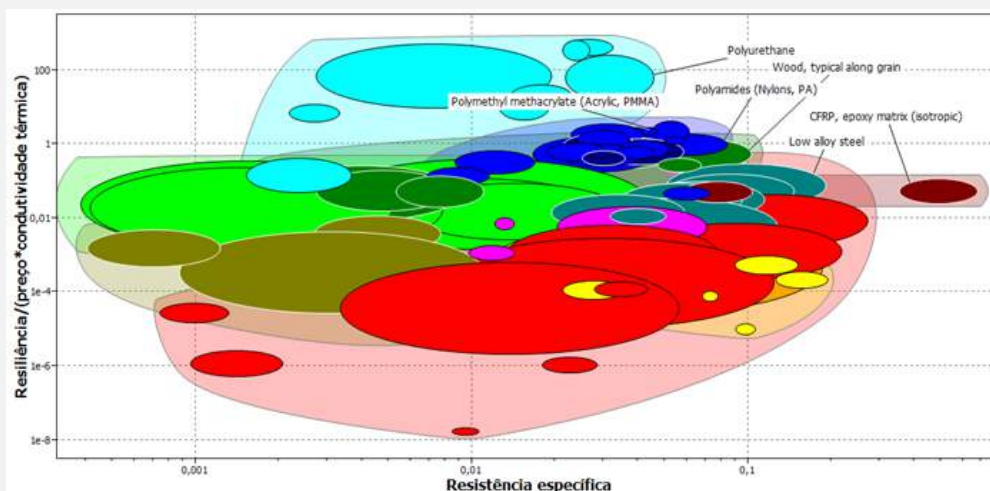


Figura 5 – 1ª abordagem de seleção de material para portão.

Escolher um material com todas as referidas propriedades não se revela tarefa fácil — há vários candidatos e a escolha das fórmulas para os eixos não é muito óbvia. Um método mais simples será encontrar 2 materiais com características que se completem, nomeadamente um material isolante e um material resistente.

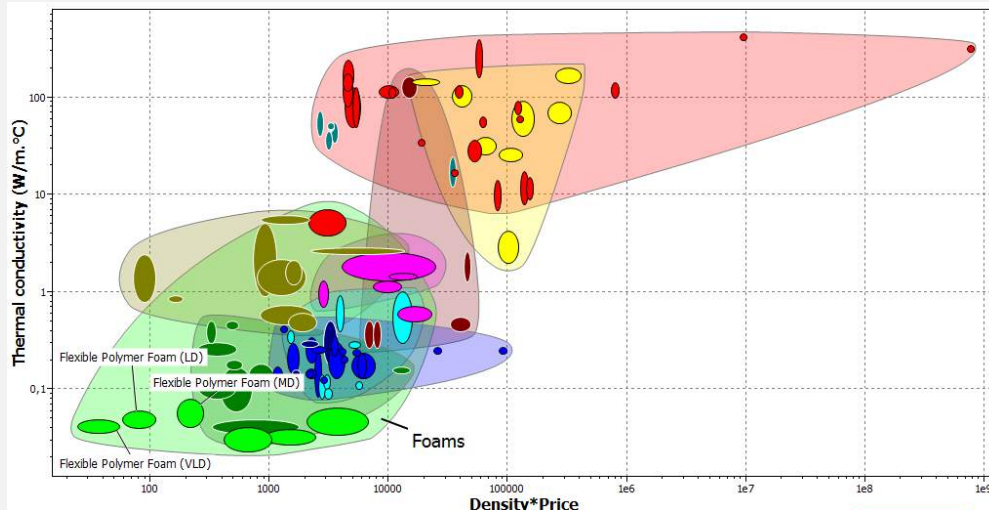


Figura 6 – 2ª abordagem de seleção de material para portão, caso do material isolante.

Assim, a escolha para o isolante será claramente uma espuma de muito baixa ou baixa densidade.

Relativamente ao material a conferir rigidez e resistência mecânica comparou-se a resiliência com tensão de limite elástico (para podermos distinguir os que possuem boa resiliência à custa de um baixo módulo de elasticidade dos que têm boa resiliência à custa da tensão de limite elástico) a dividir pelo preço para garantirmos que é um material de fácil obtenção, tal como a especificação respetiva o requer.

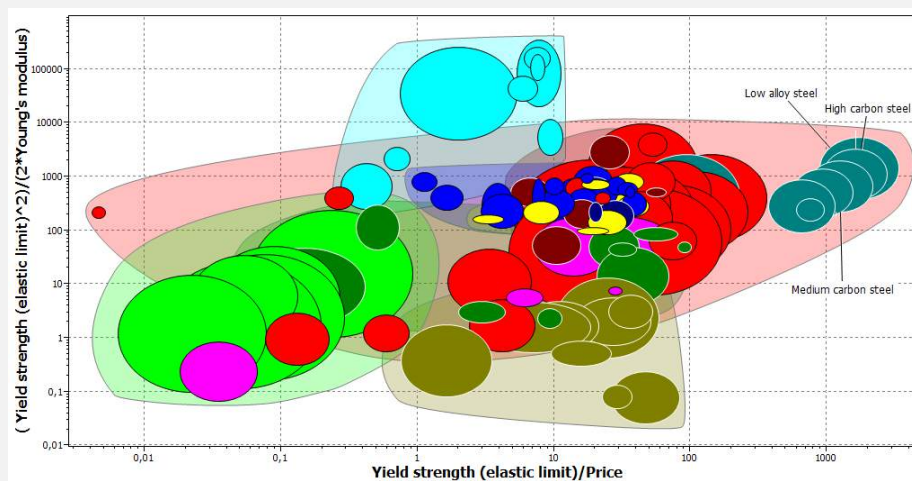


Figura 7 – 2ª abordagem de seleção de material – material mecanicamente resistente.

Como já era de esperar os aços são os campeões de boas propriedades mecânicas aliadas a um baixo custo. Podemos assim aliar as boas propriedades isoladoras acústicas e térmicas do poliuretano com a resistência mecânica do aço. Como o aço é bastante denso, aquilo que se costuma fazer é apenas utilizar o aço em formas de chapa por fora da camada de espuma de poliuretano.

Uma pesquisa bibliográfica revelou também que é muito comum a constituição de cada painel retangular ser em dupla chapa de aço no exterior e poliuretano no interior. As suas dimensões costumam variar entre 0,40 mm e 0,7 mm de espessura com uma densidade de aproximadamente 7860 kg/m^3 para os aços e isolamento interior de poliuretano com uma densidade de aproximadamente 45 kg/m^3 ^{[1],[2]}. Estes materiais conferem ao painel uma boa relação de segurança, robustez, peso, preço e isolamento térmico e acústico.

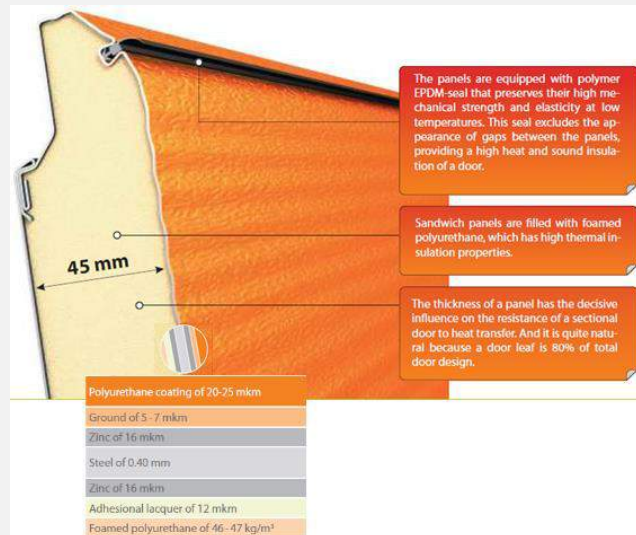


Figura 8 – Composição de um painel em multicamadas (sandwich) num portão seccionado do fabricante JD (UK) Ltd [6]

Assumindo que o portão é de secção constante e contém apenas os materiais selecionados — é comum adicionar-se janelas na parte superior, e certos padrões, mas para efeitos de cálculo iremos ignorar esses aspetos, até porque em termos de peso não influenciará grandemente o resultado final — a massa do portão pode ser dada por

$$massa = \rho \cdot Volume = \rho \cdot l \cdot h \cdot esp$$

Massa das 2 chapas de aço:

$$massa_{aço} = 7860 \cdot 2,5 \cdot 3,0 \cdot 0,0004 \cdot 2 \rightarrow massa_{aço} = 47,16kg$$

Camada poliuretano:

$$massa_{poliuretano} = 45 \cdot 2,5 \cdot 3,0 \cdot 0,045 = 15,19kg$$

Usando como ponto de partida, os valores mencionados anteriormente que resultam de uma pesquisa bibliográfica por alguns fornecedores de portões seccionados obtêm-se para a massa total da porta do portão um valor de, aproximadamente, 62, 35 kg. Considerando uma massa sobrestimada de 5 kg para os restantes componentes cujo peso deve ser tido em conta (roldanas, gancho, parafusos) a carga aplicada ao moto-reductor será de aproximadamente 67,4 kg.

Especificações

1. f)
3. a)
5. b), c)
6. a)

Satisfeita

Não analisada

2.2 Cálculo das potências útil, elétrica e mecânica e seleção do motor

Potência útil

Como referido anteriormente, o sistema de acionamento vai possuir uma mola de torção como auxílio ao motor, reduzindo a carga que lhe é transmitida, bem como a qualquer utilizador que tente abrir o portão manualmente. No entanto pode-se dar o caso de o sistema da mola deixar de funcionar. Com vista a satisfazer a especificação 2. c) todo o sistema será projetado para suportar o peso total do portão não comprometendo o funcionamento do mecanismo caso ocorra uma falha no sistema da mola.

O cálculo do peso do portão é relativamente simples, no entanto a força transmitida ao gancho que está seguro pela corrente já não é tão trivial. Com efeito apenas uma parte da força vinda do motor atua diretamente sobre o peso do portão, a outra parte atua sobre a calha. É portanto necessário fazer um estudo estático e desconstruir as forças para se chegar ao valor real da F_{mot} .

Para ser mais correto devia ter posto estas forças a verde em cada um dos roletes (como está na versão final).

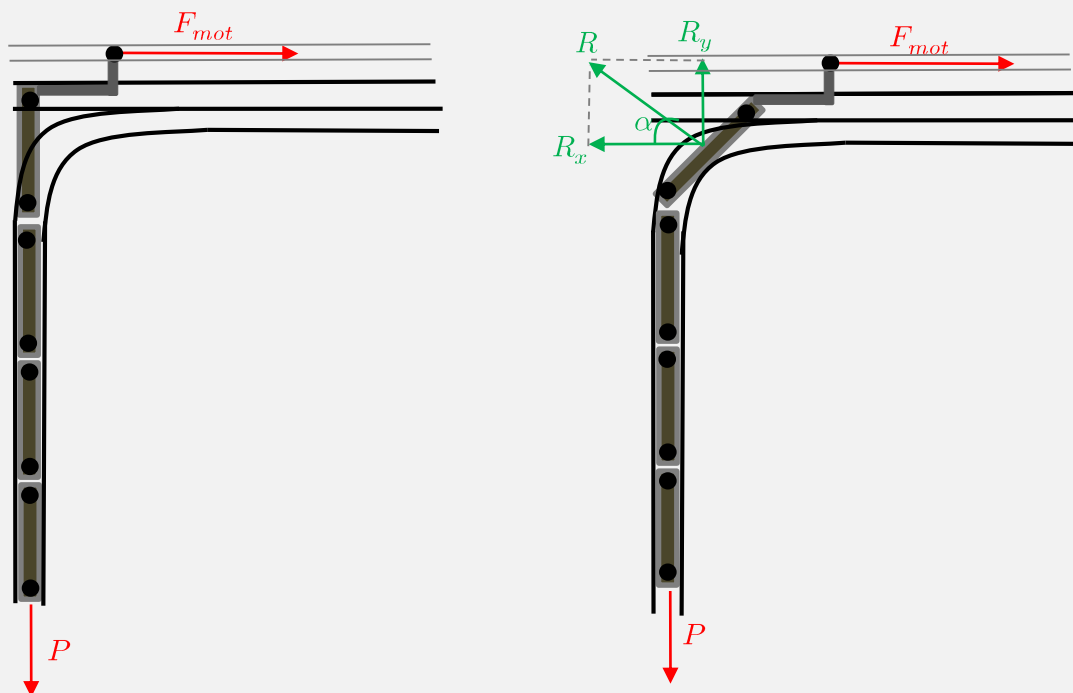


Figura 9 – Diagrama representativo das forças mais importantes em jogo aquando do movimento do portão.

Contudo a seleção do motor foi realizada considerando que a força realizada pelo motor é na mesma direção do peso do portão seccionado, pelo que a força que vamos obter deste modo será inferior à real. Além disso também considerámos que a única força resistente que o motor tem de vencer é o peso da porta do portão mais componentes (roletes e componentes que os unem aos painéis), i.e., desprezámos as forças de atrito que existem no guiamento entre os roletes e a calhas.

Além disso há que ter em consideração que no arranque o motor tem de vencer a inércia de todos os componentes e portanto $Força = mg + ma$. Contudo, não só a velocidade a que se move o portão é muito baixa, como também o binário de arranque dos motores elétricos são geralmente maiores que 100% do binário nominal.

Dito isto, passamos então ao cálculo simplificado da potência útil máxima — caso de falha da mola — necessária para o movimento do portão e componentes com a velocidade pretendida.

$$Força = \text{Peso do (Portão + Componentes)} = m \cdot g = 67,4 \cdot 9,8 = 660,5 \text{ N}$$

$$v = \frac{d}{t} = \frac{2,50\text{m}}{20\text{s}} = 0,125 \text{ m/s}$$

$$W_{\text{útil}} = F \cdot v \rightarrow W_{\text{útil}} = 660,5 \cdot 0,125 \rightarrow W_{\text{útil}} = 82,56 \text{ W (valor máximo)}$$

É portanto esta a potência que, depois de consideradas todas as perdas, o motor ainda deve conseguir fazer chegar ao portão e seus restantes componentes móveis. É portanto necessário calcular essas perdas, sob a forma da eficiência ou rendimento.

Potência elétrica e mecânica à saída do veio do motor

[destas não convém ter... ^](#)

O redutor tem perdas associadas à fricção entre os dentes e perdas de lubrificante. Numa das referências [1] é dito que esta geralmente varia entre 45% e 95%. Assim, tomou-se o valor médio.

$$\eta_r = 70\%$$

Relativamente ao sistema que transforma o movimento de rotação em translação, ou seja, o pinhão e a correia, encontramos [7] valores entre 97 e 99%. Mais uma vez utilizou-se o valor médio.

$$\eta_c = 98\%$$

[Altereí umas coisas do relatório anterior e esqeci me de mudar isto. Rend mecanico= 0.7*0.98=0.686=68.6%](#)

O rendimento global do sistema com estes valores é de $\eta_{\text{global}} \approx 37\%$.

Posto isto calculou-se a potência elétrica do motor ou à saída do seu veio — certos catálogos dão a potência elétrica dos motores outros a à saída do veio (de *output*).

[Parece q afinal todos os catálogos dão a potência útil \(à saída do veio\)](#)

$$W_{el} = \frac{W_{\text{útil}}}{\eta_{\text{global}}} \approx 221 \text{ W}$$

$$W_{\text{mec,m}} = \frac{W_{\text{útil}}}{\eta_c \cdot \eta_r} \approx 121 \text{ W}$$

Seleção do motor

Procurou-se então em catálogos de fornecedores de motores elétricos, com enfoque nos que respeitam as especificações de importância. Além disso procurámos um motor cuja potência ficasse próxima dos 121W por valores superiores. Chegou-se assim ao motor monofásico BF31C 63 M2 4 da Universal Motors (ver Anexo A). Verificou-se que apenas uma fração dos catálogos disponibilizam, por exemplo, informação relativa à temperatura de funcionamento e ao nível de ruído pelo que não foi possível, desta vez, verificar se as respetivas especificações serão ou não satisfeitas.

Mesmo estando o motor todo especificado no catálogo, tinha ficado bem aqui referir a sua potência.

Especificações

1. *c), d), f), g)*
2. *c), e)*
3. *c)*
4. *a)*
6. *a)*

Satisfeita

Não analisada

2.3 Cálculo da redução

Atribuindo um diâmetro um diâmetro para o pinhão que transmite o movimento à corrente de 60mm, vamos estimar os valores de binário e velocidade angular à saída do redutor, que são os únicos valores que faltam para se completar as cadeias de velocidade e carga.

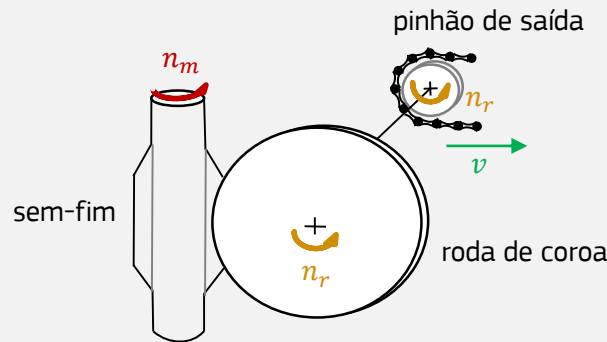


Figura 10 – Esquema simplificado da redução de velocidade de rotação angular e sua influência na velocidade de movimento da corrente.

$$\omega_m = \frac{n_m \cdot \pi}{30} = \frac{1370 \cdot \pi}{30} = 143,5 \text{ rad/s}$$

$$\omega_r = \frac{v_{\text{corrente}}}{r_{\text{pinhão}}} = \frac{0,125}{0,03} = 4,17 \text{ rad/s}$$

$$n_r = \frac{\omega_r \cdot 30}{\pi} = 39,82 \text{ rpm}$$

Por outro lado o binário à saída do veio do redutor é

$$W_r = M_t \cdot \omega_r \rightarrow M_{t,r} = \frac{126}{4,17} = 30,21 \text{ Nm}$$

Pode-se ainda calcular já o fator de redução, i , que será útil em fases posteriores do projeto.

$$i = \frac{n_m}{n_r} = \frac{1370}{39,82} = 34,4$$

Aqui temos um fator de redução elevado, sendo uma das razões de peso que justificam o uso da solução parafuso sem-fim / roda de coroa como redutor. Assim obteve-se agora o esquema anteriormente obtido para o caso geral aplicado a este caso particular.

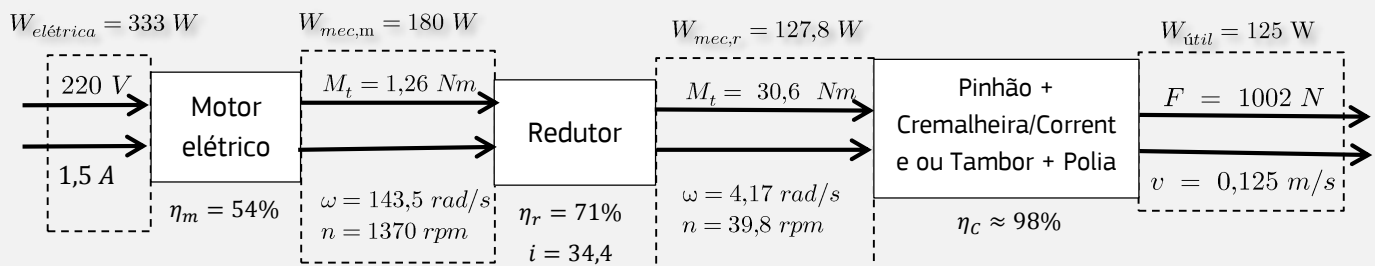


Figura 11 – Diagrama final das cadeias de carga e cinemáticas. Rendimento do redutor atualizado com o valor calculado no dimensionamento do sem-fim e roda de coroa.

Esta cadeia cinemática e de cargas foi feita considerando o motor a fornecer o seu binário nominal, o que resulta em 1002N. Mas o motor só fornece o binário que lhe é pedido. Se o portão faz uma força de 660N então o motor vai fornecer o binário suficiente para vencer essa carga e não mais. Ver esta imagem no relatório final onde está bem feito.

3 Dimensionamento de componentes

3.0 Componentes a dimensionar

Segue-se a lista dos componentes necessários dimensionar para o projeto do sistema de acionamento do portão.

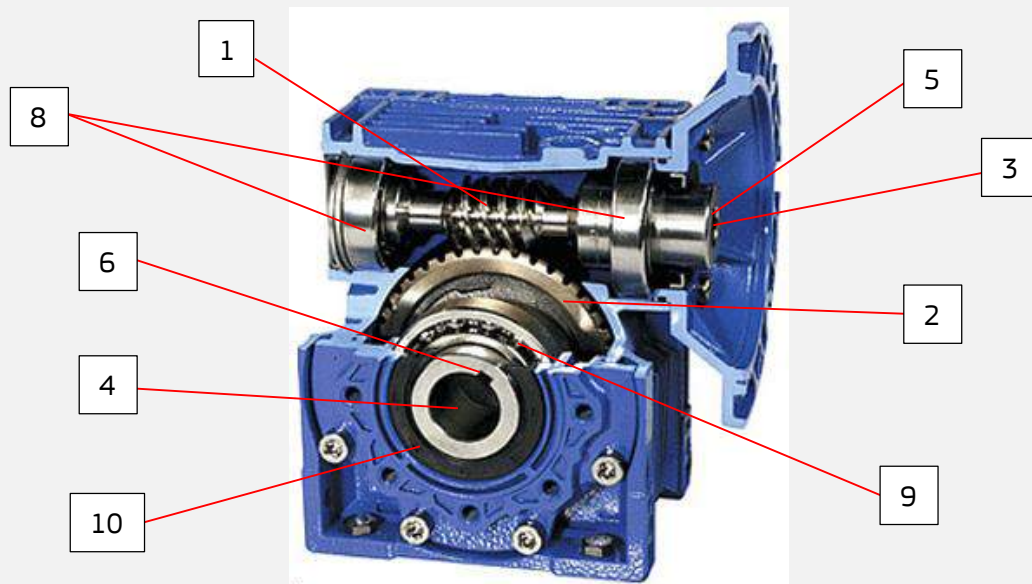


Figura 12 - Componentes típicos de um redutor.

1)	Parafuso sem-fim	Dim. de acordo com norma BS710	DCL; Eq. Estático; Esforços; Verificação flecha; Dim. fadiga;
2)	Roda de coroa		
3)	Veio (1) de entrada		
4)	(Cubo) Veio (2) de saída		
5)	Chaveta que liga o veio 1 ao motor	Dim. de acordo com [10]	
6)	Chaveta que liga o veio 2 à roda do redutor		
7)	Chaveta que liga o veio 2 à roda da corrente		
8)	Rolamentos para o veio 1	Catálogos	
9)	Rolamentos para o veio 2	Catálogos	
10)	Vedantes	Catálogos	
11)	Pinhão que liga o veio de saída com a corrente	Catálogos	
12)	Corrente		

3.1 Dimensionamento do parafuso sem-fim/roda de coroa

Para o dimensionamento do parafuso sem-fim e da roda de coroa optei por usar a norma BS721 [8]. No entanto, existem outras igualmente possíveis de se utilizar. O processo de dimensionamento nesta norma é constituído por duas fases:

- A) cálculo da geometria dos componentes
- B) cálculo dos momentos admissíveis e das potências

A – Definir as características do sem-fim e da roda de coroa

1) Determinar o número de dentes/entradas do sem-fim, Z_1 :

$$Z_1 = \frac{7 + 2,4\sqrt{a}}{i}$$

O arredondamento de Z_1 processa-se para o inteiro mais próximo. O valor mínimo de Z_1 é 1. O valor do entre-eixo terá de ser arbitrado e verificado mais adiante. Trata-se portanto de um processo iterativo. Para usar um valor de entre-eixo que faça minimamente sentido, fui ler catálogos de engrenagens deste tipo, tendo verificado que partem de cerca de 35mm para cima. O objetivo é usar o menor entre-eixo possível de forma a minimizar o tamanho dos componentes, para resultar num peso e custos inferiores. No entanto, os componentes não podem ser tão pequenos que não aguentem os esforços a que estão sujeitos. Arbitre-se um valor apenas um pouco acima do valor mínimo geralmente observado, digamos 50mm.

$$Z_1 = 0,7 \rightarrow \boxed{Z_1 = 1 \text{ dente}}$$

2) Determinar o número de dentes da roda de coroa, Z_2 :

Se $Z_1 > 1 \rightarrow Z_2$ obtém-se por arredondamento por baixo ao inteiro de $Z_1 \cdot i$

Se $Z_1 = 1 \rightarrow Z_2 = Z_1 \cdot i$

$$Z_2 = 34,4 \rightarrow \boxed{Z_2 = 34 \text{ dentes}}$$

3) Determinar o fator de diâmetros, q :

De acordo com a norma, este valor terá de ser selecionado entre os seguintes:

6 ; 6,5 ; 7 ; 7,5 ; 8 ; 8,5 ; 9 ; 9,5 ; 10 ; 11 ; 12 ; 13 ; 14 ; 17 ; 20

Escolhi então $\boxed{q = 9,5}$ visto aparentar ser a curva mais próxima do ponto em questão, a laranja.

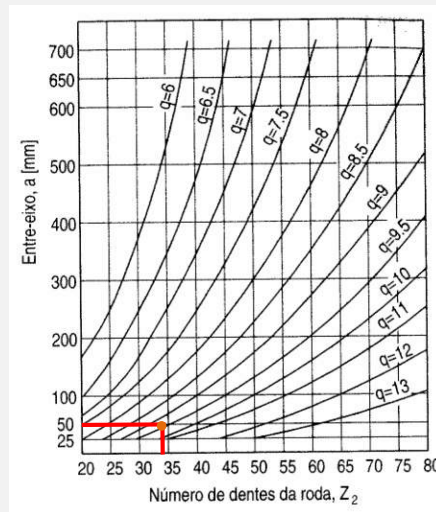


Figura 13 - Determinação de \$q\$ para máximo rendimento a qualquer velocidade do sem-fim.

Prof. sublinhou isso. No entanto, a legenda foi retirada à letra do livro CM Branco et al. "Projecto de órgãos de máqs.", cap. 10 p.569

4) Determinar o ângulo de hélice do sem-fim com a sua normal, \$\gamma\$:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q}$$

$$\boxed{\gamma = 6.01^\circ}$$

5) Determinar \$x_{2,máx}\$ e \$x_{2,min}\$

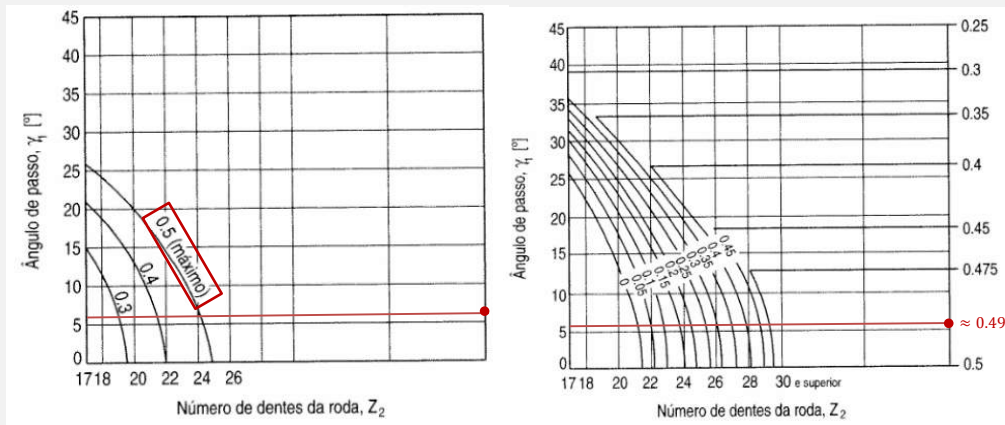


Figura 14 - Esq. Máximo valor do coeficiente de modificação da altura da cabeça (\$x_{2,máx}\$). Dª: Mínimo valor do coeficiente de modificação da altura da cabeça (\$x_{2,min}\$)

$$\boxed{x_{2,máx} = 0,5}$$

$$\boxed{x_{2,min} = 0.49}$$

6) Calcular o módulo, \$m\$

$$m_{máx} = \frac{2a}{Z_2 + q - 2x_{2,min}}$$

$$m_{min} = \frac{2a}{Z_2 + q - 2x_{2,m\acute{a}x}}$$

Escolher um valor para m normalizado entre os valores limites.

Modules	
Preferred	1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Next Choice	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

Figura 15 – Módulos aconselhados.

$$m_{m\acute{a}x} = 2,35 \text{ mm} \quad m_{min} = 2,25 \text{ mm}$$

$$m = 2,25 \text{ mm}$$

7) Confirmar os valores do entre-eixo

$$a_{m\acute{a}x} = 0,5 \cdot m \cdot (Z_2 + q + 2 \cdot x_{2,m\acute{a}x})$$

$$a_{min} = 0,5 \cdot m \cdot (Z_2 + q - 2 \cdot x_{2,min})$$

Se o valor arbitrado estiver fora dos limites, arbitrar novo entre-eixo que esteja dentro dos limites e repetir os cálculos anteriores.

$$a_{m\acute{a}x} = 50,0625 \text{ mm} \quad a_{min} = 47,84 \text{ mm}$$

O valor arbitrado, 50 mm, está dentro dos limites.

8) Calcular a correção da roda de coroa

$$x_2 = \frac{a}{m} - \frac{Z_2}{2} - \frac{q}{2}$$

$$x_2 = 0,472$$

9) Calcular as dimensões seguintes para o sem-fim:

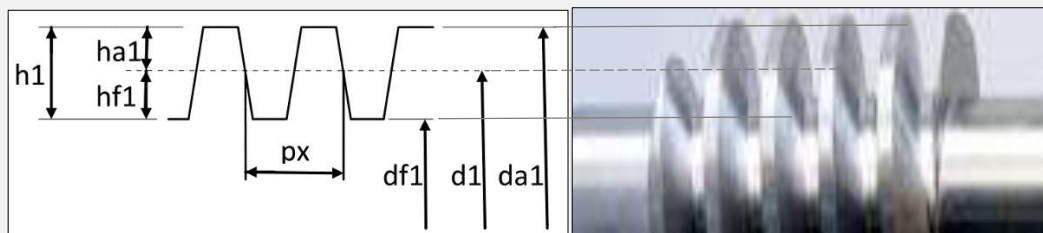


Figura 16 - Nomenclatura de parâmetros geométricos do parafuso sem-fim

onde

$$d_1 = qm$$

$$h_{a1} = m$$

$$h_{f1} = m \cdot 2,2 \cos \gamma - 1$$

$$d_{a1} = m \cdot q + 2$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$$

$$p_x = \pi Z_1 m$$

$$b_1 = 14m \cos \gamma$$

$$d_1 = 21,38 \text{ mm} \quad h_{f1} = 2,67 \text{ mm} \quad d_f = 16,03 \text{ mm} \quad b_1 = 31,33 \text{ mm}$$

$$h_{a1} = 2,25 \text{ mm} \quad da_1 = 25,88 \text{ mm} \quad p_x = 7,07 \text{ mm}$$

10) Calcular as dimensões seguintes para a roda de coroa:

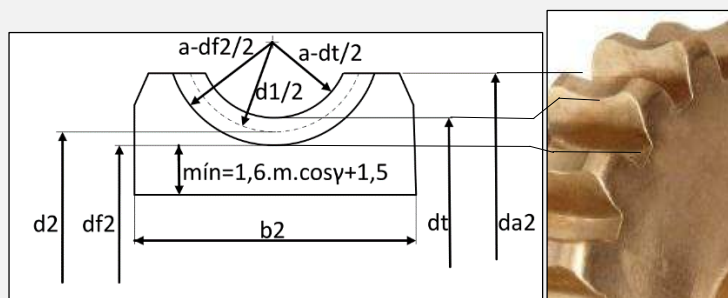


Figura 17 - Nomenclatura de parâmetros geométricos da roda de coroa;

onde

$$d_2 = Z_2 + 2x_2 \cdot m$$

$$d_t = 2a - (d_{f1} + 2c)$$

$$d_{f2} = 2a - (d_{a1} + 2c)$$

$$da_{2,min} = d_t + 0.4m$$

$$b_2 = 2m \sqrt{q + 1}$$

$$b_{2,máx} = 2,3m \sqrt{q + 1}$$

$$c = 0,2m \cos \gamma$$

$$d_2 = 78,63 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = 73,23 \text{ mm}$$

$$b_2 = 14,58 \text{ mm}$$

$$d_t = 83,08 \text{ mm}$$

$$da_{2,min} = 83,98 \text{ mm}$$

$$b_{2,máx} = 16,77 \text{ mm}$$

$$c = 0,448$$

B – Calcular os momentos admissíveis

1) Momentos admissíveis ao desgaste, M_d :

As fórmulas de cálculo são

$$M_{d1} = 0,00191 \cdot X_{c1} \cdot \sigma_{cm1} \cdot Z \cdot d_2^{1,8} \cdot m \cdot H1$$

$$M_{d2} = 0,00191 \cdot X_{c2} \cdot \sigma_{cm2} \cdot Z \cdot d_2^{1,8} \cdot m \cdot H1$$

Cujas incógnitas é preciso determinar.

1.1) Cálculo da velocidade de escorregamento, V_s :

$$V_s = 0,0000524 \cdot m \cdot n_1 \cdot \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$

$$V_s = 1,54 \text{ m/s}$$

1.2) Com V_s e n_1 tirar da fig X, o fator de velocidade ao desgaste do sem-fim X_{c1}

Com V_s e n_2 tirar da fig. X o fator de velocidade ao desgaste da roda de coroa X_{c2}

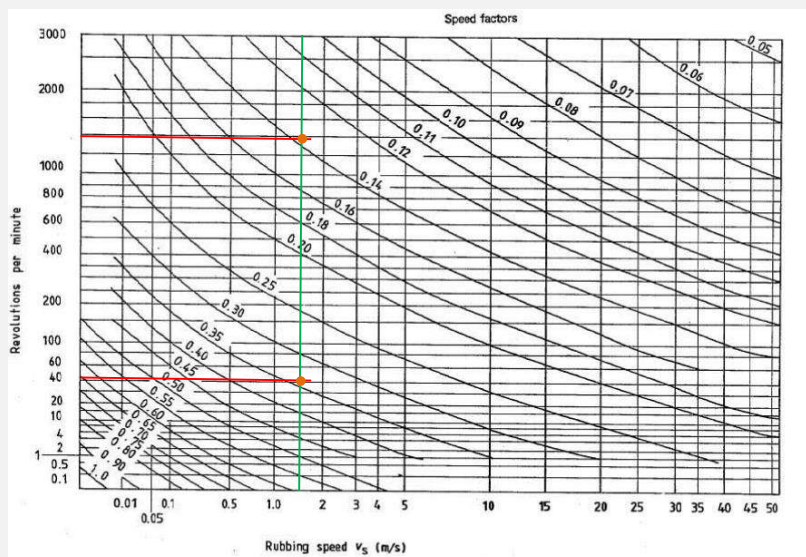


Figura 18 – Determinação dos fatores de velocidade ao desgaste do parafuso sem-fim e da roda de coroa.

$$X_{c1} = 0,14$$

$$X_{c2} = 0,34$$

1.3) Selecionar os materiais para o sem-fim e para a roda de coroa, e tirar os respetivos fatores de tensão σ_{cm1} e σ_{cm2} .

Group	Material	British Standard designation	Bending stress factor σ_{bm}	Surface stress factor σ_{cm} running with:				
				A	B	C	D	E
A	Phosphor bronze centrifugally cast	BS 1400-PB2	69	—	8.3*	8.3	9.0	15.2
	Phosphor bronze sand cast, chilled	BS 1400 PB2	63	—	6.2*	6.2	6.9	12.4
	Phosphor bronze sand cast	BS 1400-PB2	49	—	4.6*	4.6	5.3	10.3
B	Grey cast Iron	BS 1452 grade 180	40.0	6.2*	4.1*	4.1†	4.1†	5.2†
C	0.40 % carbon steel normalized	BS 970 : Part 1 : Section 2.1 080M40	138	10.7	6.0	—	—	—
D	0.55 % carbon steel normalized	BS 970 : Part 1 : Section 2.1 070M65	173	15.2	8.3†	—	—	—
E	Carbon case-hardening steel	BS 970 : Part 1 : Section 4 080A15‡	276	48.3	30.3†	—	—	15.2†
	Nickel and nickel-molybdenum case-hardening steels	BS 970 : Part 1 : Section 4 665M17§ 805M20	325	53.1	30.3†	—	—	15.2†
	Nickel-chromium and nickel-chromium-molybdenum case-hardening steels	BS 970 : Part 1 : Section 4 665M13 835M15	345	60.7	30.3†	—	—	15.2†

*Maximum permissible running speed = 2.64 m/s.
 †Permissible for hand motions only.
 ‡Nearest equivalent to EN 32.
 §Equivalent grades of steel are permissible.

Figura 19 – Seleção dos materiais e dos respetivos fatores de tensão para o sem-fim e para a roda de coroa.

Observando as possibilidades de combinações, optou-se por fazer a **roda de coroa** em bronze fosforoso fundido por centrifugação e o **sem-fim** em aço normalizado com 0.55% carbono.

1.4) Tirar o fator de zona, Z

$z_1 \backslash q$	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	11	12	13	14	17	20
1	1.045	1.048	1.052	1.055	1.058	1.107	1.128	1.137	1.143	1.160	1.202	1.260	1.318	1.402	1.506
2	0.991	1.028	1.055	1.099	1.144	1.183	1.214	1.223	1.231	1.250	1.280	1.320	1.360	1.447	1.575
3	0.822	0.890	0.969	1.109	1.209	1.260	1.305	1.333	1.350	1.365	1.393	1.422	1.442	1.532	1.674
4	0.825	0.893	0.961	1.098	1.204	1.301	1.390	1.428	1.460	1.490	1.515	1.545	1.570	1.666	1.798
5	0.947	0.991	1.050	1.122	1.216	1.315	1.417	1.490	1.550	1.610	1.632	1.652	1.675	1.765	1.886
6	1.132	1.145	1.172	1.220	1.287	1.350	1.438	1.521	1.588	1.675	1.694	1.714	1.733	1.818	1.928
7			1.316	1.340	1.370	1.405	1.452	1.540	1.614	1.704	1.725	1.740	1.760	1.846	1.950
8					1.437	1.462	1.500	1.557	1.623	1.715	1.738	1.753	1.778	1.868	1.960
9							1.573	1.604	1.648	1.720	1.743	1.767	1.790	1.880	1.970
10									1.680	1.728	1.748	1.773	1.798	1.888	1.980
11										1.732	1.753	1.777	1.802	1.892	1.987
12											1.760	1.790	1.806	1.895	1.992
13												1.784	1.806	1.898	1.996
14													1.811	1.900	2.000

NOTE 1. The values are based on $b_0 = 2m\sqrt{q+1}$ symmetrical about the centre plane of the wheel.
 NOTE 2. For smaller face widths, the value of Z has to be reduced proportionately.
 NOTE 3. When it is necessary to obtain greater load capacity, the wormwheel face width may be increased up to a maximum of $2.3m\sqrt{q+1}$, and the zone factor increased proportionately.
 NOTE 4. The table applies to wormwheels having 30 teeth; variations in the number of teeth produce negligible changes in the values of Z.

Figura 20 – Fator de zona para o redutor.

Os valores do quadro são calculados para $b_2 = 2m\sqrt{q+1}$. Se se utilizar uma largura maior (até ao valor máximo de $b_2 = 2,3m\sqrt{q+1}$) o fator aumentará proporcionalmente.

1.5) Calcular o fator de duração ao desgaste “H1”.

$$H1 = \left(\frac{27000}{1000 + Hec} \right)^{1/3}$$

Hec = nº de horas de vida ao desgaste

A norma sugere a utilização de 26000h tanto para vida ao desgaste como para a rotura (mais à frente).

Faltou comentar este valor, aqui vai: 26,47 > 30.6 Nm q é a potência à saída do redutor. O que significa que se usássemos constantemente o portão com a mola partida, não iria durar 26 000h de uso. Como isso realisticamente é um caso pontual não há problema neste valor ser ultrapassado. Com a mola a funcionar, admitindo que no mínimo ajuda em 25% a levantar o portão, o redutor à saída já só exerce 23 Nm o qe já é aceitável.

Os momentos são então

$$H1 = 1$$

$$M_{d1} = 26,47 \text{ Nm}$$

$$M_{d2} = 38,61 \text{ Nm}$$

2) Momentos admissíveis à rotura, M_r :

$$M_{r1} = 0,0018 \cdot X_{b1} \cdot \sigma_{bm1} \cdot m \cdot l_{f2} \cdot d_2 \cdot \cos \gamma \cdot H2$$

$$M_{r2} = 0,0018 \cdot X_{b2} \cdot \sigma_{bm2} \cdot m \cdot l_{f2} \cdot d_2 \cdot \cos(\gamma) \cdot H2$$

2.1) Calcular o comprimento da raiz do dente da roda, l_{f2}

$$l_{f2} = d_{a1} + 2c \cdot \text{sen}^{-1} \left(\frac{b_2}{d_{a1} + 2c} \right)$$

$$l_{f2} = 15,42 \text{ mm}$$

2.2) Com n_1 tirar o fator de velocidade à rotura do sem fim X_{b1}

Com n_2 tirar o fator de velocidade à rotura da roda X_{b2}

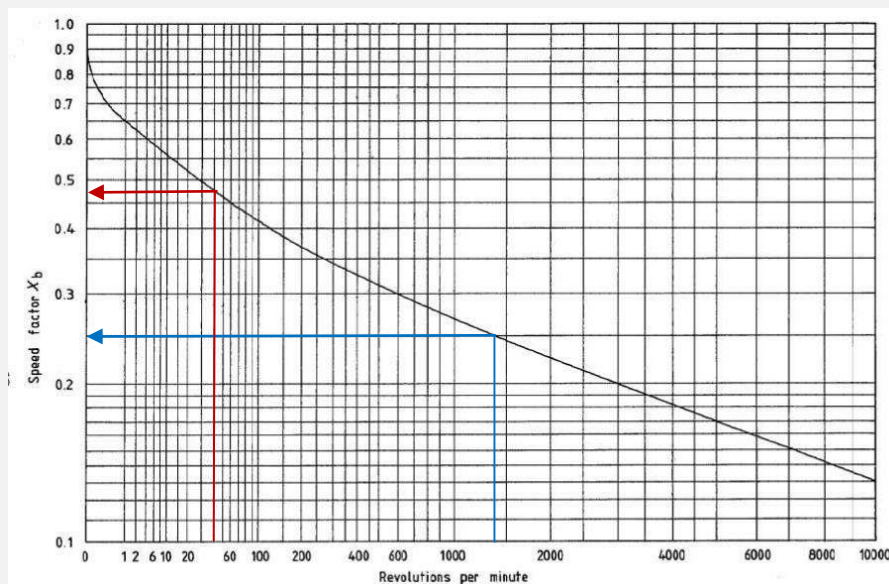


Figura 21 – Determinação dos fatores de velocidade à rotura do sem-fim e da roda de coroa.

$$X_{b1} = 0,25$$

$$X_{b2} = 0,47$$

2.3) Determinar os fatores de tensão do sem-fim e da roda, bm_1 e bm_2 (Figura 19)

2.4) Calcular o fator de duração à rotura $H2$

$$H2 = \left(\frac{26200}{200 + Heb} \right)^{1/7}$$

Heb = nº de horas de vida à rotura = 26000h (como foi visto atrás)

$$\boxed{H2 = 1}$$

Calculam-se os momentos admissíveis

$$\boxed{M_{r1} = 211,21 \text{ Nm}} \quad \boxed{M_{r2} = 158,37 \text{ Nm}}$$

O momento tursor máximo ocorre na roda, e ocorre para o caso em que a mola falhe, e na situação em que o motor fornece o binário de arranque, e teria o valor de

$$30,6 \cdot 1,6 = 48,96 \text{ Nm}$$

que está bastante abaixo do momento tursor admissível à rotura. Portanto mesmo na situação improvável de a mola falhar e o portão bloquear, não deve ocorrer fratura nem do sem-fim nem da roda de coroa. O dimensionamento dos seus veios, adiante, terá por base a mesma filosofia.

3) Potências admissíveis

3.1) Com o menor dos 4 momentos calculados acima, calcular a potência máxima à saída do redutor para 26 000 horas de vida em funcionamento

$$W_s = \frac{M \cdot n_2}{9550}$$

$$\boxed{W_s = 0,110 \text{ kW}}$$

É preciso verificar se esta potência é suficiente para subir e descer o portão à velocidade pretendida, caso contrário temos de alterar os materiais / entre-eixo.

$$F = \frac{W_{s,redutor}}{\eta_c \cdot v} = \frac{110}{0,98 \cdot 0,125} = 898 \text{ N} > 660,5 \text{ N}$$

3.2) Calcular o rendimento do redutor

$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \Phi)}$$

onde $\tan(\Phi)$ é o coeficiente de fricção obtido da Figura 22

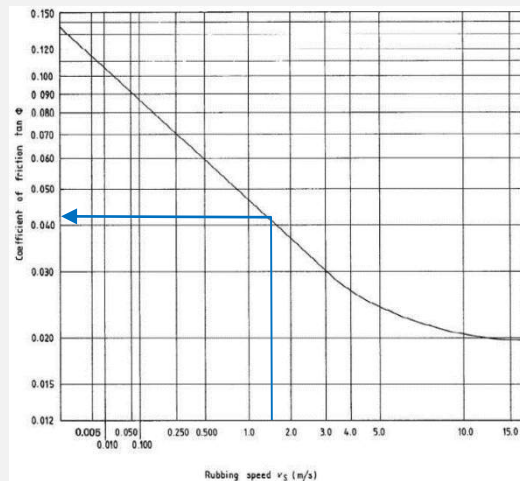


Figura 22 – Determinação do coeficiente de fricção,

Sabendo que

$$\operatorname{tg} \gamma + \Phi = \frac{\operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg}(\Phi)}{1 - \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg}(\Phi)}$$

Portanto

$$\boxed{\eta_r = 71\%}$$

3.3) Calcular a potência máxima à entrada do redutor

$$W_e = \frac{W_s}{\eta}$$

$$\boxed{W_e = 157,75 \text{ W}}$$

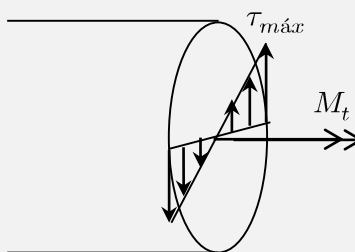
3.2 Dimensionamento dos veios

Nota:

O dimensionamento dos componentes seguintes foi integrado, e iterativo: por exemplo para saber os pontos de aplicações das reações é necessário ter uma ideia do tamanho dos rolamentos, e a forma como os componentes se encaixam. Por exemplo, aconteceu chegar ao final de uma das fases (seleção de rolamentos, verificação da deflexão, verificação da resistência à fadiga) e verificar que é necessário alterar alguns parâmetros, seja porque o coeficiente de segurança deu muito alto, seja porque a deflexão máxima ultrapassou o máximo admissível. Sendo esse o caso foi sendo preciso alterar os parâmetros que a meu ver corrigiriam o problema, e repetir todos os cálculos, ou encontrar novas soluções para alguns/todos os componentes anteriormente selecionados. Foi portanto pensado de uma forma conjunta e não separada apesar de aqui no relatório poder dar a ideia de ter sido um processo linear.

Para o dimensionamento à torção usei por base o critério da tensão tangencial máxima.

Este critério diz-nos que $\tau_{ad} \text{ material} \leq \tau_{m\acute{a}x} \text{ (veio)}$



$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16M_t}{\pi d^3} \rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \tau_{m\acute{a}x}}}$$

Para os aços, sabemos [9] que existe uma correspondência (aproximação) entre τ_{ad} e σ_r dada por

τ_{ad}	10	12	15	21	30	40	50	(MPa)
σ_r	400	500	600	800	1200	1600	1800	(MPa)

Veio de entrada

Vendo na Figura 11 e considerando a situação de bloqueio do portão, o M_t a que está sujeito este veio é de $1,26 \cdot 1,6 \text{ Nm}$. Sugiro também fazer todo o veio no mesmo material do sem-fim, BS 970 – 070M55, pelo que $\sigma_r = 700 \text{ MPa}$ (ver anexo) e portanto interpolando, $\tau_{ad} = 18 \text{ MPa}$. Assim,

$$d_{\text{veio entrada}} \geq 8,29 \text{ mm}$$

No entanto o veio do motor tem $d = 11 \text{ mm}$ e leva ainda uma chaveta. Com isto, sugiro um diâmetro para o veio de entrada, $d_{ve} = 20 \text{ mm}$ valor normalizado, e constante para todo o veio permitindo uma maquinagem mais fácil e preço mais baixo. Este valor vem a revelar-se acertado, ao verificar que por exemplo para $d_{ve} = 15 \text{ mm}$ o veio não respeita a verificação à deflexão máxima, apesar de não estar tão sobredimensionado à fadiga como o de 20 mm (N=5 como se verá mais adiante).

Veio de saída

Opto por escolher o aço tratado St 70.11 [9], também com a designação americana AISI 1060, Anexo F, com $\sigma_r = 625 \text{ MPa}$ e portanto $\tau_{ad} = 19,5 \text{ MPa}$ com $M_t = 30,6 \cdot 1,6 \text{ Nm}$ e que resulta em

$$d_{vs} \geq 23,38 \text{ mm}$$

Considerar usar este veio com o mesmo material do veio de entrada.

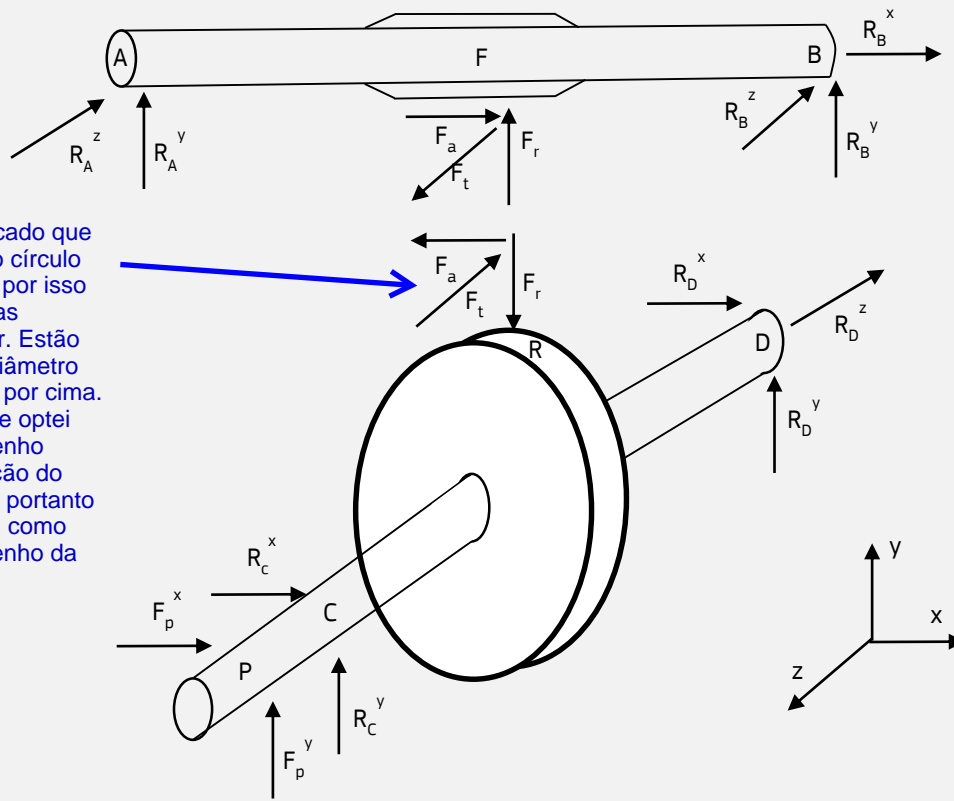
Assim, escolho o valor normalizado de

$$d_{vs} = 30,0 \text{ mm}$$

A propósito do sublinhado: O diâmetro de pé, $df_1 = 16,05 \text{ mm}$, é menor que o diâmetro do veio o que não pode ser. Por essa razão no relatório seguinte diminuí o diâmetro do veio junto ao sem fim para 16mm, e mantive 20mm nas pontas, como costuma ser feito nos veios de sem-fins.

3.3 Cálculo de Forças

3.3.1 Diagrama de Corpo Livre



Aqui devia ter explicado que está representado o círculo de base ou de pé e por isso é q estas duas forças parecem estar no ar. Estão aplicadas sobre o diâmetro primitivo que ficaria por cima. No relatório seguinte optei por tomar este desenho como a representação do diâmetro primitivo e portanto as forças aparecem como tangenciais ao desenho da roda.

Figura 23 – Diagramas de corpo livre dos veios de entrada e saída com o sem-fim e roda de coroa representadas.

3.3.2 Cálculo das forças de engrenamento

Método de cálculo baseado em [9]

$$F_t = 2000 \frac{M_{ve}}{d_1} = \frac{1,26 \cdot 1,6}{21,38} = 189 \text{ N}$$

Relembro que o fator 1,6 foi adicionado para a situação de bloqueio da cadeia cinemática e o motor fique portanto a fornecer 160% do seu binário máximo.

$$F_a = F_1 \cotg(\gamma_2 + \rho)$$

Como o ângulo dos eixos é 90º,

$$\begin{aligned} \gamma_2 &= \gamma_1 = 6,009^\circ \\ \rho &= tg^{-1}(\mu) \end{aligned}$$

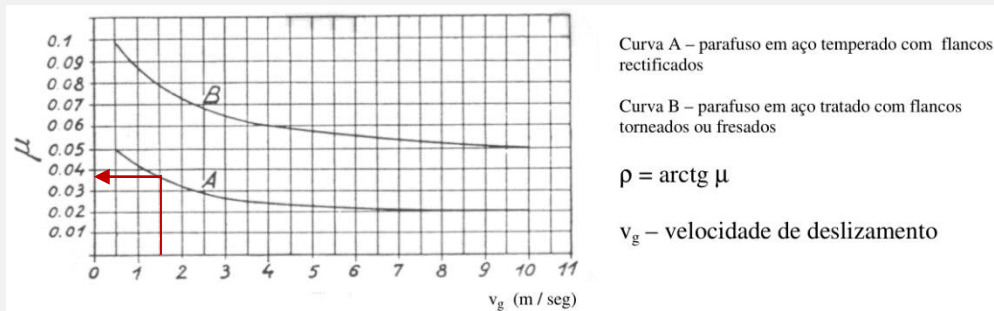


Figura 24 – Determinação de μ em função da velocidade de deslizamento e do material do parafuso.

Para $V_s = (v_g) = 1,54 \text{ m/s}$ e parafuso sem-fim em aço temperado com flancos retificados

$$\begin{aligned}\mu &\approx 0,036 \\ \rho &= 0,036 \\ F_a &= 1330 \text{ N}\end{aligned}$$

Finalmente

$$F_r = \frac{F_a \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)}{\operatorname{tg}(\gamma_2 + \rho)}$$

Considerando $\alpha_n = 20^\circ = 0,349 \text{ rad}$

$$F_r = 487 \text{ N}$$

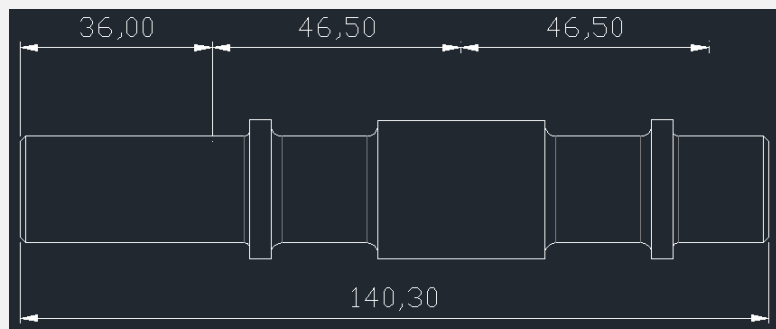
$F_t = 189 \text{ N}$	$F_a = 1330 \text{ N}$	$F_r = 487 \text{ N}$
-----------------------	------------------------	-----------------------

3.3.3 Cálculo das reações, esforços e verificação à deflexão

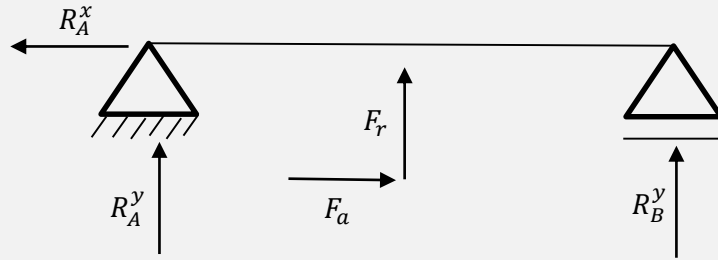
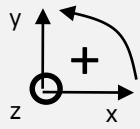
Considerações a ter:

- Relembrar que o sinal das reações nos resultados só significa o sentido relativamente ao sentido arbitrado.
- O programa utilizado no *sketch* dos veios foi o Autocad 2014 e no desenho dos diagramas de esforços e flechas o MDSolids 3.5. Todos os valores das reações foram confirmados em Excel, resolvendo os sistemas de equações.

1) Veio de entrada



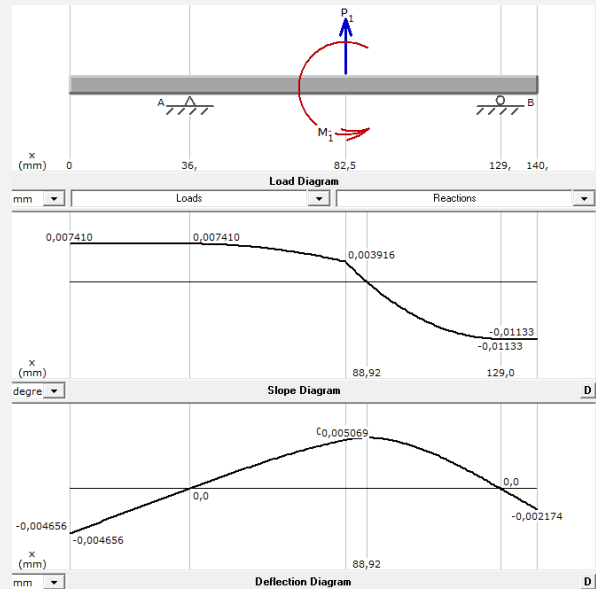
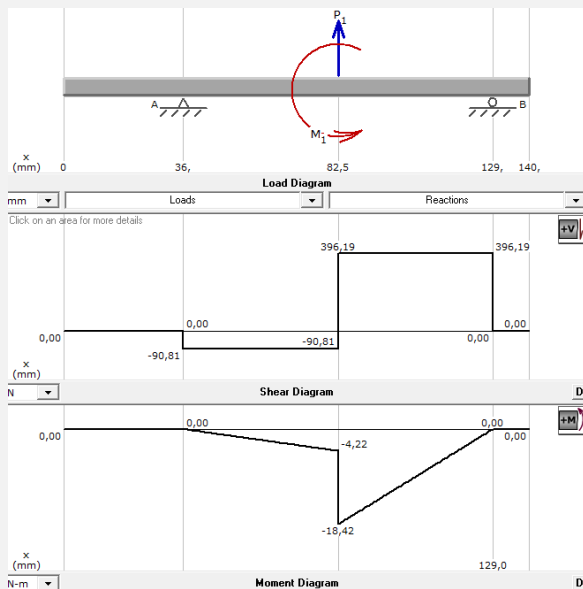
Plano xy



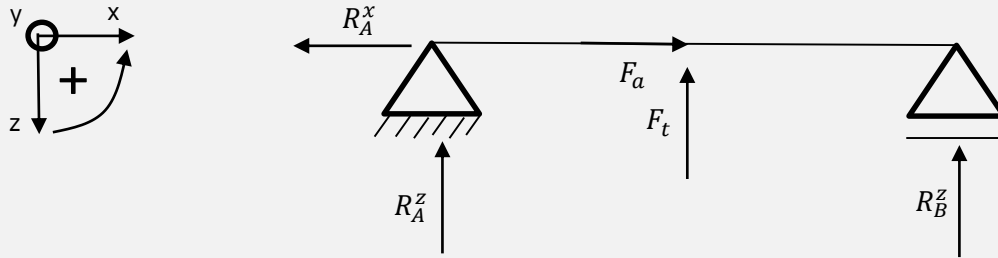
$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_A^z = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_a - R_A^x = 0 \\ R_A^y + F_r + R_B^y = 0 \\ \overline{AF} \cdot F_r + \overline{AB} \cdot R_B^y + F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \end{cases}$$

$R_A^x = 1330 \text{ N}$	$R_A^y = -91 \text{ N}$	$R_B^y = -396 \text{ N}$
--------------------------	-------------------------	--------------------------

Como no programa não é possível colocar a força F_a a $\frac{d_1}{2}$ do eixo, esta foi convertida no momento que provoca, $F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 14,2 \text{ Nm}$. Para o programa poder calcular a deflexão precisa de saber o valor de EI . Para o módulo de elasticidade considerou-se 205 GPa. O momento de inércia o programa calcula diretamente dizendo-lhe que a secção é circular e fornecendo-lhe o diâmetro da mesma, 20mm para veio de entrada e 30mm para o de saída.

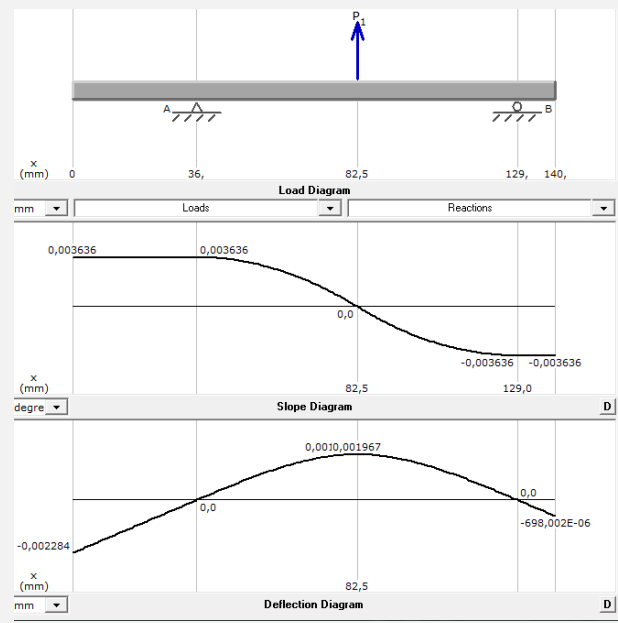
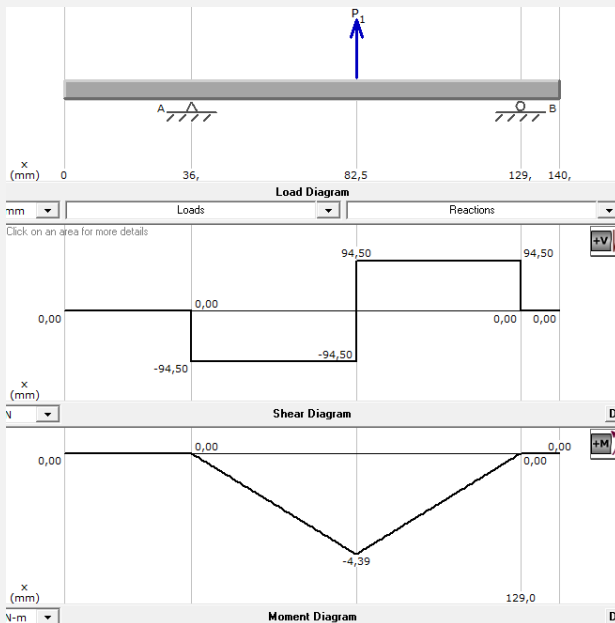


Plano xz



$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_z = 0 \\ \sum M_A^y = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_a - R_A^x = 0 \\ -F_t - R_A^z - R_B^z = 0 \\ \overline{AF} \cdot F_r + \overline{AB} \cdot R_B^z = 0 \end{cases}$$

$R_A^x = 1330 \text{ N}$	$R_A^z = 94 \text{ N}$	$R_B^z = 94 \text{ N}$
--------------------------	------------------------	------------------------



Verifica-se se o veio tem uma flecha / deslocamento máximos aceitáveis se os mesmos forem menores que 1 centésima do módulo, ou seja,

$$\left. \begin{aligned} \delta_{m\acute{a}x,xy} \\ \delta_{m\acute{a}x,xz} \end{aligned} \right\} \delta_{m\acute{a}x} = \sqrt{(\delta_{m\acute{a}x,xy})^2 + (\delta_{m\acute{a}x,xz})^2} = 0,0052 \text{ mm} < 0,01 \cdot m = 0,0225 \text{ mm}$$

Neste caso, a flecha causada pelas cargas é aceitável.

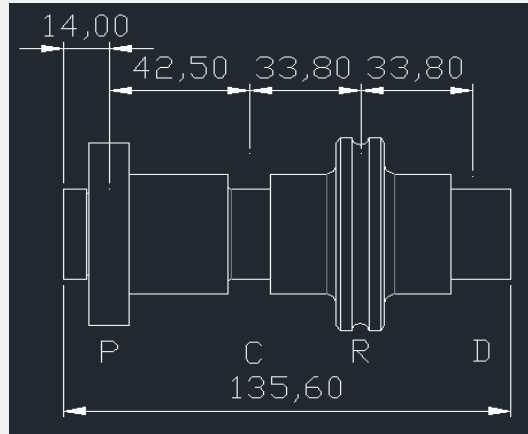
Vai ser necessário saber o valor radial e axial das reações para dimensionar os rolamentos. Quando o redutor gira em sentido inverso, também os valores das reações trocam de apoio. Assim, se num sentido o valor máximo ocorre num apoio, no sentido de rotação inverso o valor máximo ocorre no outro apoio.

$$R_{radial} = \text{máx} \left(\sqrt{(R_A^y)^2 + R_A^z^2}; \sqrt{(R_B^y)^2 + R_B^z^2} \right)$$

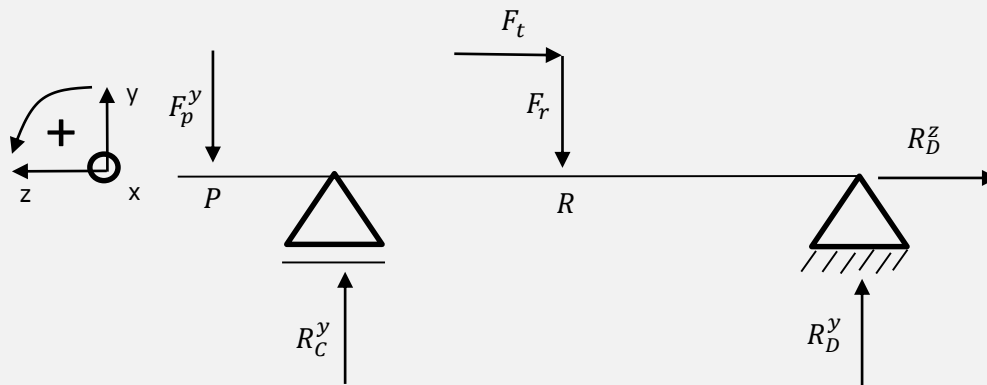
$$R_{axial} = R_A^x$$

$R_{radial} = 407 \text{ N}$	$R_{axial} = 1330 \text{ N}$
------------------------------	------------------------------

2) Veio de saída



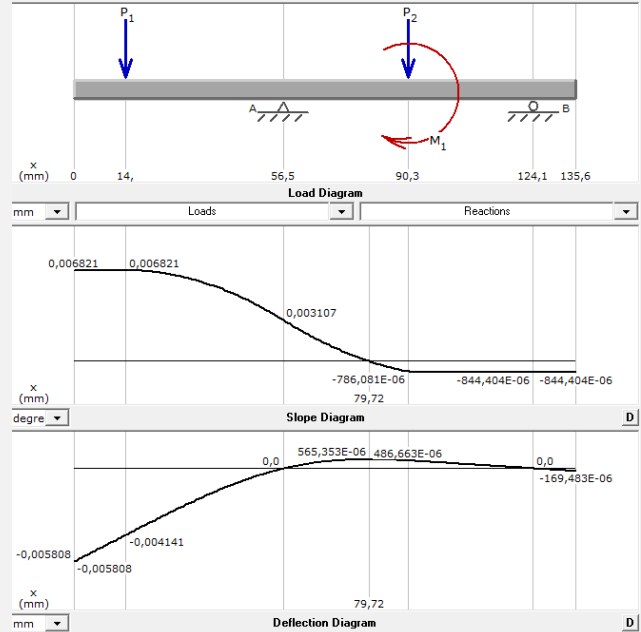
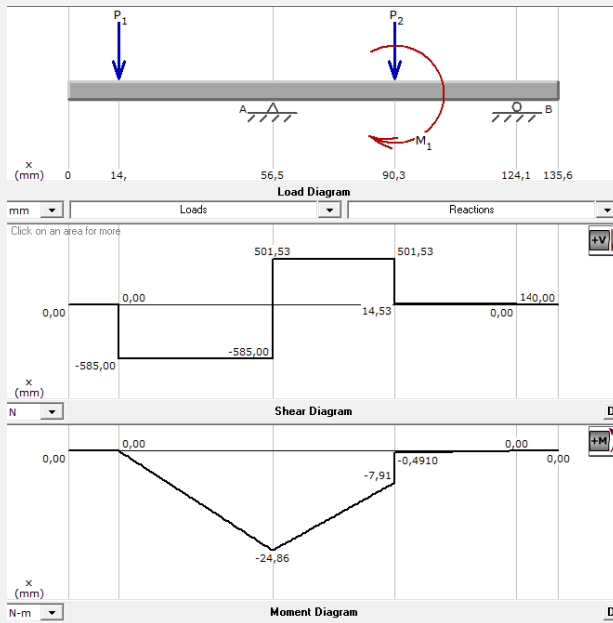
Plano yz



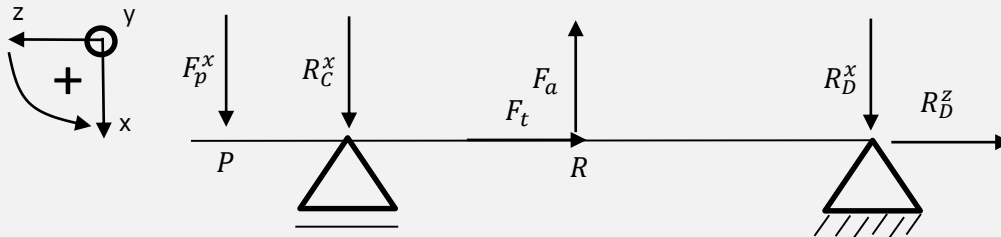
$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum F_z = 0 \\ \sum M_C^x = 0 \end{cases} \equiv \begin{cases} -F_P^y - F_r + R_C^y + R_D^y = 0 \\ -F_t - R_D^z = 0 \\ \overline{PC} \cdot F_P^y - F_t \cdot \frac{d_2}{2} - \overline{CR} \cdot F_r + \overline{CD} \cdot R_D^y = 0 \end{cases}$$

$R_D^z = -189 \text{ N}$	$R_C^y = 1087 \text{ N}$	$R_D^y = -15 \text{ N}$
--------------------------	--------------------------	-------------------------

A força F_t foi convertida, para o programa, no momento que causa no veio, ou seja $F_t \cdot \frac{d_2}{2} = 7,42 \text{ Nm}$.

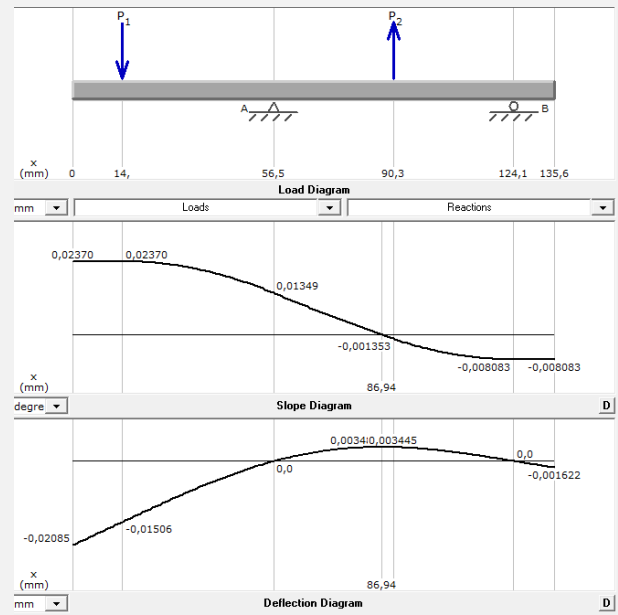
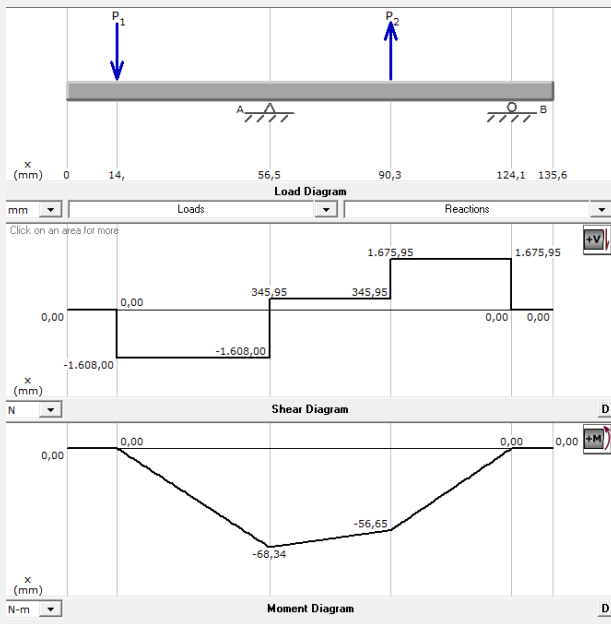


Plano xz



$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_z = 0 \\ \sum M_C^y = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_p^x + R_C^x + R_D^x - F_a = 0 \\ -F_t - R_D^z = 0 \\ \overline{PC} \cdot F_p^x + \overline{CR} \cdot F_a - \overline{CD} \cdot R_D^x = 0 \end{cases}$$

$R_D^z = -189 \text{ N}$	$R_D^x = 1676 \text{ N}$	$R_C^x = -1954 \text{ N}$
--------------------------	--------------------------	---------------------------



$$\left. \begin{aligned} \delta_{m\acute{a}x,yz} \\ \delta_{m\acute{a}x,xz} \end{aligned} \right\} \delta_{m\acute{a}x} = \sqrt{(\delta_{m\acute{a}x,yz})^2 + (\delta_{m\acute{a}x,xz})^2} = 0,0216 \text{ mm} < 0,01 \cdot m = 0,0225 \text{ mm}$$

$$R_{radial} = \max \left(\sqrt{(R_C^y)^2 + R_C^z^2}; \sqrt{(R_D^y)^2 + R_D^z^2} \right)$$

$$R_{axial} = R_D^z$$

$R_{radial} = 2236 \text{ N}$	$R_{axial} = -189 \text{ N}$
-------------------------------	------------------------------

3.4 Dimensionamento dos Rolamentos

Para a seleção dos rolamentos foi utilizado o catálogo programado da FAG [10]. Consideraram-se rolamentos para suportarem cargas radiais e axiais unidirecionais, com lubrificação vitalícia e selados de ambos os lados. O processo de seleção foi iterativo, visto não só ser necessário ter em atenção aos avisos dados pelo programa mas também porque a escolha teve de ser realizada conjunto com os outros critérios (por exemplo alteração da posição dos rolamentos para minimizar a deflexão do veio num local altera as cargas, que por sua vez pode levar a alteração do rolamento, e por aí adiante)

O processo verificação do rolamento foi o seguinte:

- 1) Especificar as características das cargas a que vai estar sujeito o rolamento, nomeadamente
 - a. Cargas axial e radial (calculadas anteriormente)
 - b. Tipo e características do movimento (n, rotativo)
 - c. Condições operacionais (T^a média de serviço, e % de tempo a que o rolamento está sujeito à cargas especificadas)
- 2) Verificação da existência de avisos e avaliação do tempo de funcionamento previsto

Foram definidas duas cargas:

- 1) 160% - que representa a situação da falha da mola e bloqueio da cadeia cinemática em que o motor fornece 160% do seu binário máximo
- 2) 50% - que representará a maior fatia do funcionamento do rolamento, com a mola a funcionar corretamente e o motor a fornecer o binário pedido pelo sistema. Sem a mola a funcionar o motor debita cerca de 66% do seu binário nominal (660/1002). Admita-se, pelo lado da segurança, que a mola ajuda a reduzir em cerca de 25% este esforço, e portanto o motor forneça apenas 50% do seu binário nominal.

160% carga		
Loadcase		
Designation	Bez	160% carga
Time portion	q	5.000 %
Axial load	Fa	1330.0 N
Radial load	Fr	482.0 N
Type of movement		rotating ▼
Speed	n _j	1370.00 1/min
Mean operating temperature	T	30 °C

Figura 25 – Definição das características da situação de fornecimento de binário .

Após criação das duas cargas, e se após cálculo se verificava a inexistência de avisos selecionou-se o rolamento.

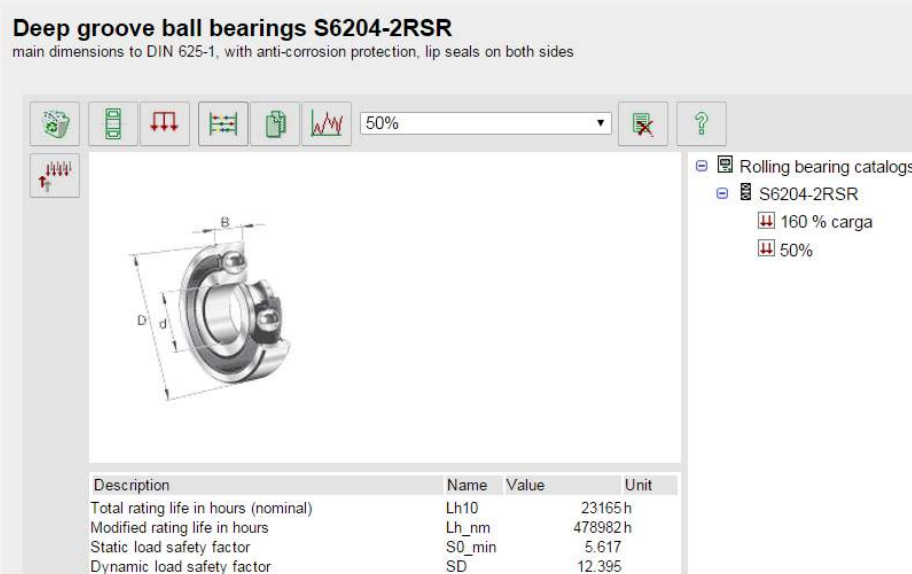


Figura 27 – Resultados do cálculo do rolamento para o veio de entrada.

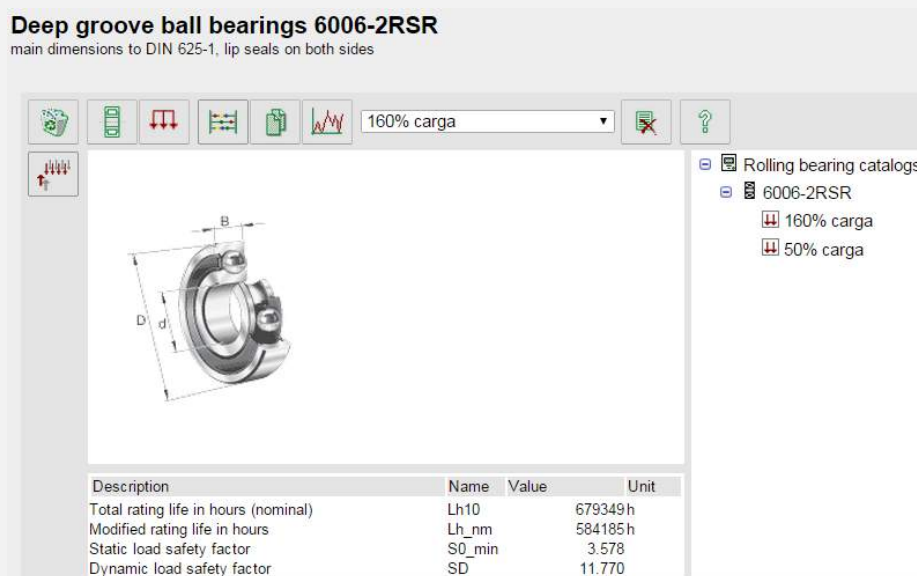


Figura 26 – Resultados do cálculo do rolamento para o veio de saída.

Se considerarmos um tempo total de abertura e fecho de 20s e considerarmos 30 ciclos de abertura/fecho por dia, resulta num uso diário de 10 minutos e anual de 61h. Assim, ambos rolamento duraria nestas condições pelo menos 380 anos, o que é um pouco (!) mais do que se deseja. No entanto, os outros rolamentos disponíveis para estes diâmetros de veio possuíam fatores de segurança de carga estática baixos, o que incorria o perigo de vibrações em cargas elevadas, pelo que foi preferível serem sobredimensionado, a correr esse risco.

Deste modo selecionou-se dois rolamentos S6204-2RSR para o veio de entrada a serem colocados nos pontos A e B, e dois 6006-2RSR para o veio de saída a serem colocados nos pontos C e D.

3.5 Dimensionamento das Chavetas

Método baseado em apontamentos da disciplina [11]

$$m \approx y \cdot M_t^{1/3}$$

$$m' \approx y' \cdot M_t^{1/3}$$

m e m' em mm e M_t em Nm

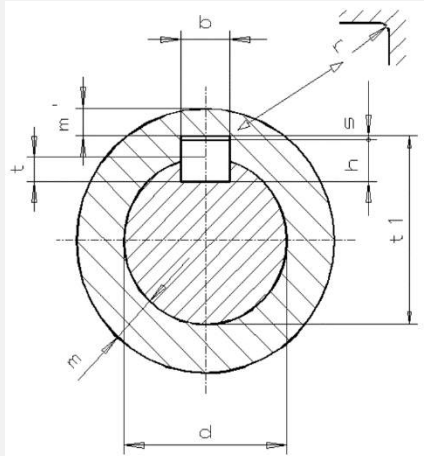


Figura 28 – Dimensões de interesse para dimensionamento de chavetas

Cubo			
Ferro fundido		Aço ou aço vazado	
y	y'	y	y'
0,84 ... 0,98	0,70 ... 0,84	0,65 ... 0,84	0,51 ... 0,70

Tabela 2 – Valores de y e y' em função do material do cubo

$$L = \frac{M_t}{h - t \cdot \frac{d}{2000} \cdot P}$$

L – comprimento útil da chaveta (mm)
 $p \leq 60 \text{ MPa}$ para cubo de fundição
 $p \leq 100 \text{ MPa}$ para cubo de aço

- Chaveta que liga veio do motor com veio de entrada
- Chaveta que liga roda de coroa com veio de saída
- Chaveta que liga pinhão com veio de saída

Tabela 3 – Dimensões da chaveta em função do diâmetro do veio.

d	> 6 a 8	> 8 a 10	> 10 a 12	> 12 a 17	> 17 a 22	> 22 a 30	> 30 a 38	> 38 a 44	> 44 a 50
b	2	3	4	5	6	8	10	12	14
h	2	3	4	5	6	7	8	8	9
t	1,1	1,7	2,4	2,9	3,5	4,1	4,7	4,9	5,5
$t_1^{+0,1}$	d+1	d+1,4	d+1,7	d+2,2	d+2,6	d+3	d+3,4	d+3,2	d+3,6
$s^{+0,1}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	1	0,1
r	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5

Variável	valor	unidades
dveio mot =	11	mm
b =	4	mm
h =	4	mm
t =	2,4	
t1 =	12,7	mm
s =	0,1	
r =	0,2	
Mt motor =	2,016	Nm
y =	0,84	
y' =	0,7	
p =	80	MPa
m =	1,061	mm
m' =	0,884	mm
L =	2,86	mm

Variável	valor	unidades
dveiosaida=	30	mm
b=	8	mm
h=	7	mm
t=	4,1	
t1=	33	mm
s=	0,1	
r=	0,4	
Mt veio saída=	48,96	Nm
y=	0,98	
y'=	0,84	
p=	60	MPa
m=	3,59	mm
m'=	3,07	mm
L=	18,76	mm

Variável	valor	unidades
dveiosaida=	30	mm
b=	8	mm
h=	7	mm
t=	4,1	
t1=	33	mm
s=	0,1	
r=	0,4	
Mt veio saída=	48,96	Nm
y=	0,98	
y'=	0,84	
p=	80	MPa
m=	3,59	mm
m'=	3,07	mm
L=	14,07	mm

3.6 Escolha do Lubrificante

A seleção do lubrificante foi feita com base no método apresentado em apontamentos da disciplina [9]. Este método utiliza a velocidade de deslizamento na engrenagem bem como os materiais de que são feitos para a seleção do lubrificante mais adequado.

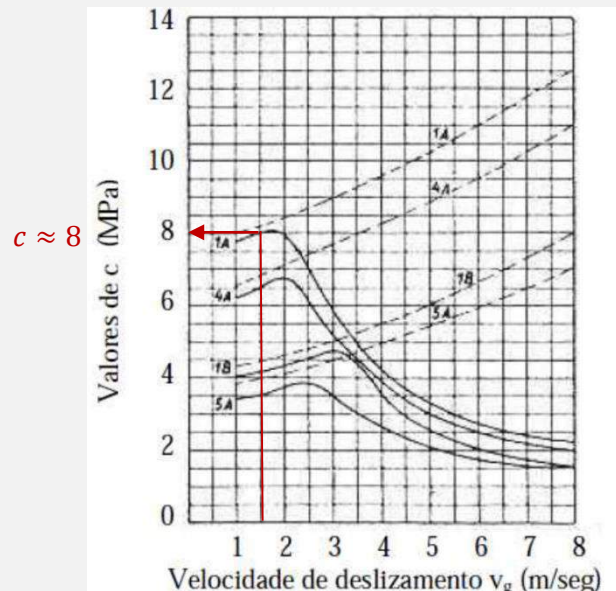


Figura 29 – Valores de c em função do par de materiais e velocidade de escorregamento. [9]

A combinação 1-A corresponde aos materiais do sem fim e da roda de coroa, respetivamente:

1: aço temperado retificado

A: Bronze fosforoso centrifugado

Ambos os materiais são semelhantes aos selecionados pela norma BS721 para o sem-fim e para a roda de coroa. Do gráfico obtém-se um valor aproximado de $c = 8$.

De cálculos no capítulo 3.1.B sabe-se que $V_G = v_g = 1,57 \text{ m/s}$. Assim escolhe-se uma viscosidade de 20°E_{50} para o lubrificante com base na tabela em baixo.

Tabela 4 – Valores de viscosidade do óleo [9]

v_G (m/s)	c (MPa) < 3	c (MPa) 3 ... 10
<2	12 ... 20 °E ₅₀	20 ... 30 °E ₅₀
2...6	8 ... 12 °E ₅₀	12 ... 20 °E ₅₀
6...10	8 °E ₅₀	12 °E ₅₀
>10	6 °E ₅₀	8 °E ₅₀

Finalmente converte-se a viscosidade e seleciona-se o lubrificante.

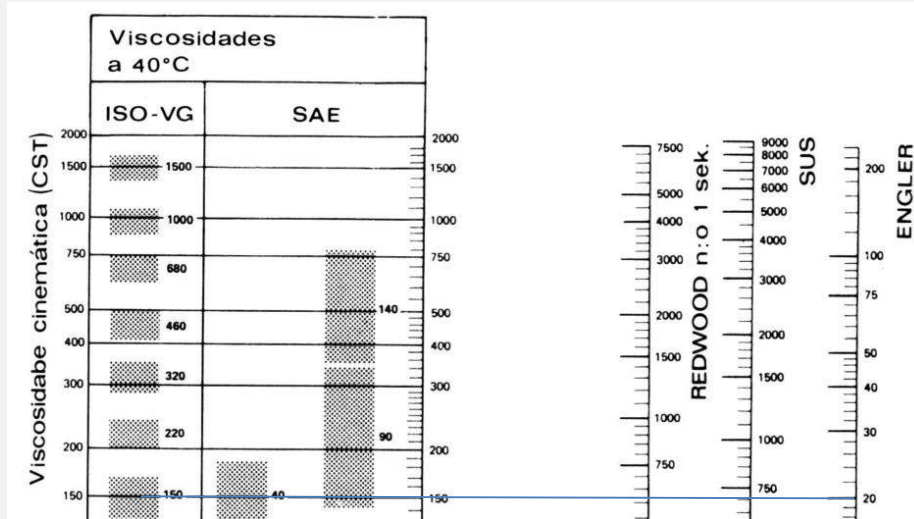


Figura 30 – Equivalência de viscosidades [22]

Selecionou-se assim o lubrificante ISO VG 150.

3.7 Escolha de Vedantes

Como o ambiente em que se encontra o redutor não é agressivo, e como a função do redutor é para uma aplicação relativamente simples, a escolha do vedante foi uma de baixo custo e simplicidade que pudesse cumprir as suas funções. No catálogo da Freudenberg estudou-se a gama dos vedantes B1 que pela descrição parecem ser adaptados para esta aplicação. Verificou-se que existem disponíveis os diâmetros pretendidos (de 5-500 mm) e

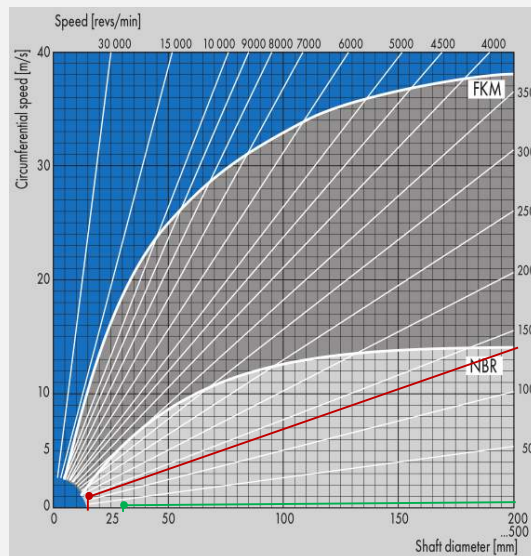


Figura 31 – Velocidades circunferenciais admitidas para os materiais de vedantes da Freudenberg.

restou apenas fazer a verificação relativamente à velocidade circunferencial máxima a que os diferentes materiais dos vedantes funcionam corretamente.

O Vedante B1 é de material NBR, cuja zona de utilização está a cinzento, e tanto para $n=1370$ rpm como $n=40$ rpm verifica-se o uso seguro do vedante.

3.8 Dimensionamento do Anel Elástico

Para a fixação axial do pinhão no veio de saída vai ser usado um anel elástico de montagem axial. Por consulta de bibliografia [12] optou-se pelo Anel elástico para veio DIN 471 30 x 1,5 – St.

3.9 Dimensionamento dos Parafusos

Enquanto que as tampas relativas ao veio de saída não estão sujeitas a grande esforços axiais (189N), no veio de entrada estarão (1330N). Para este dimensionamento utilizou-se o método que consta na referência [13].

Ter cuidado com o uso de adjetivos assim, é muito subjetivo.

Escrevi esforços mas depois apresentei uma força. Devia ter escrito (...) forças axiais (...)

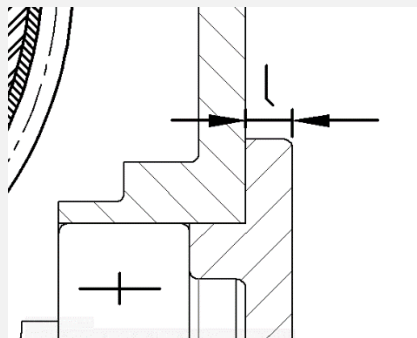


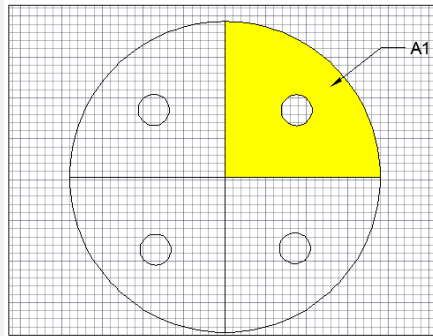
Figura 32 – Comprimento l

$$K_p = \frac{A_p \cdot E_p}{l}$$

Onde A_p é a área da secção reta do parafuso, que tem em conta o diâmetro interno do mesmo, d_p , e E_p o módulo de elasticidade do parafuso. Admitindo-se inicialmente que se vai usar 4 parafusos M5, de aço com $E=210$ GPa e que a caixa do redutor é também de aço.

$$K_l = \frac{A_1 E_{tampa}}{l}$$

$$A_1 = \frac{A_{tampa}}{n^{\circ} para.f.} - A_p$$


 Figura 33 – Área A_1

$$F_i = \frac{F_{e,seg}}{\frac{K_l + K_p}{K_l}}$$

$$F_{e,seg} = \frac{\text{Carga axial}}{n^{\circ} \text{ paraf.}} \cdot N$$

$$\frac{F_i N}{\pi d_{i,paraf.}^2 / 4} = \sigma_e$$

Tabela 5 – Tabela de cálculo de dimensionamento de parafusos para tampa do veio de entrada.

Variável	Valor	Unidades/comentário
$d =$	63	mm
$l =$	5	mm
$A_{tampa} =$	0,003117245	m ²
$F =$	1330	N
$n^{\circ} \text{ paraf.}$ $=$	4	
$F/n =$	333	N/parafuso
$N =$	2	Coef. segurança
$F_{e,seg} =$	665	N
$E =$	210	GPa
$A_1 =$	0,000759676	m ²
$K_l =$	31906407689	
$K_p =$	824668072	
$d_p =$	5	mm
$A_p =$	1,9635E-05	m ²
$F_i =$	682	N
$\sigma_e =$	69	MPa

Como σ_e necessário $<$ σ_e do material dos parafusos (se for aço \geq 200MPa), então 4 parafusos M5 são suficientes. No entanto os mesmos 4 parafusos, mas M4, pode ser mais curtos e σ_e necessário = 108 MPa, e assim optou-se por parafusos desse diâmetro. Deste

modo selecionou-se da referência [12] os parafusos de cabeça hexagonal ISO 4014-M4x20 – 8.8, a serem usados na tampa do veio de entrada.

Os parafusos para a tampa do veio de entrada deverão ser apertados com um binário de aperto

$$M_t \approx 0,18 \cdot d_p \cdot F_i = 0,24 \text{ Nm}$$

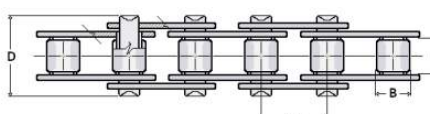
3.10 Seleção da Correia

Corrente

Para a seleção da correia fez-se uso do catálogo da Cerello. Selecionou-se uma corrente simples, comumente usadas neste tipo de aplicações, a AISI 35-1, com o passo de 3/8", com uma carga de ruptura mais que satisfatória. Aguenta 9310 N, quando o conjunto motor / redutor selecionados só são capazes de uma força máxima de $1002 \cdot 1,6 = 1603 \text{ N}$.

CARACTERÍSTICAS DIMENSIONAIS DAS CORRENTES

CORRENTE SIMPLES



Referência ANSI E ISO	Referência ABTN	P X C	Passo		Ø do Rolo	Largura Total	Altura Placas	Carga Ruptura	Peso
			P	C					
		Polegada	mm	mm	mm	mm	mm	kg	Kg./m
25-1	04C-1	1/4 X 1/8	6,35	3,18	3,30	9,7	5,7	450	0,12
35-1	06C-1	3/8 X 3/16	9,53	4,77	5,08	11,8	7,3	950	0,33
40-1	08A-1	1/2 X 5/16	12,70	7,95	7,92	16,4	10,2	1.700	0,60
50-1	10A-1	5/8 X 3/8	15,88	9,53	10,16	20,3	13,0	2.800	1,01
60-1	12A-1	3/4 X 1/2	19,05	12,70	11,91	25,5	18,0	3.800	1,43
80-1	16A-1	1 X 5/8	25,40	15,88	15,88	33,5	24,0	6.600	2,53
100-1	20A-1	1.1/4 X 3/4	31,75	19,05	19,05	40,4	29,6	10.800	4,02
120-1	24A-1	1.1/2 X 1	38,10	25,40	22,23	50,5	36,0	15.400	5,96
140-1	28A-1	1.3/4 X 1	44,45	25,40	25,40	54,5	42,0	20.800	7,75
160-1	32A-1	2 X 1 1/4	50,80	31,75	28,58	64,5	48,0	26.200	10,13

Figura 34 – Seleção da correia

3.11 Seleção do Pinhão

Selecionou-se o pinhão a partir da mesma empresa, e de modo a engrenar na corrente selecionada. Para tal, o passo deve ser igual, e assim fica escolhida a engrenagem para corrente de passo 3/8" simples – AISI 35 com 20 dentes.

ENGRENAGENS PARA CORRENTE PASSO 3/8", SIMPLS E DUPLA - ANSI 35.

DIMENSÕES DAS ENGRENAGENS

Nº de Dentes	Ø Primário	Ø Externo	Tipo	Ø Do Cubo A	Furo Normal F	Furo Máximo M	Referência	Altura Total X	Referência	Altura Total X	Passo Transversal T
Z	MEDIDAS ENCONTRADAS NAS ENGRENAGENS SIMPLS E DUPLAS						SIMPLS	DUPLA			
09	27,85	31	B2	17	SF	11	06C-1/09	16	06C-2/09	22	10,13
10	30,82	35	B2	20	SF	13	06C-1/10	16	06C-2/10	22	10,13
11	32,81	38	B2	23	SF	15	06C-1/11	16	06C-2/11	22	10,13
12	36,80	41	B2	26	12	17	06C-1/12	16	06C-2/12	22	10,13
13	39,80	44	B2	29	12	19	06C-1/13	16	06C-2/13	22	10,13
14	42,81	47	B2	32	12	21	06C-1/14	16	06C-2/14	22	10,13
15	45,81	51	B2	35	12	23	06C-1/15	20	06C-2/15	25	10,13
16	48,82	54	B2	38	12	25	06C-1/16	20	06C-2/16	25	10,13
17	51,84	57	B2	41	12	27	06C-1/17	20	06C-2/17	25	10,13
18	54,85	60	B2	44	12	29	06C-1/18	20	06C-2/18	25	10,13
19	52,87	63	B2	47	12	31	06C-1/19	22	06C-2/19	25	10,13
20	60,89	66	B2	50	12	33	06C-1/20	22	06C-2/20	25	10,13
21	63,91	69	B2	53	12	35	06C-1/21	22	06C-2/21	25	10,13
22	66,93	72	B2	56	12	37	06C-1/22	22	06C-2/22	25	10,13

Figura 35 – Seleção do pinhão.

5 Verificação à Fadiga

Faltou ser mais específico sobre o quê exatamente é que estou a verificar à fadiga aqui na introdução.

Estamos perante casos de flexão + torção + tração / compressão.

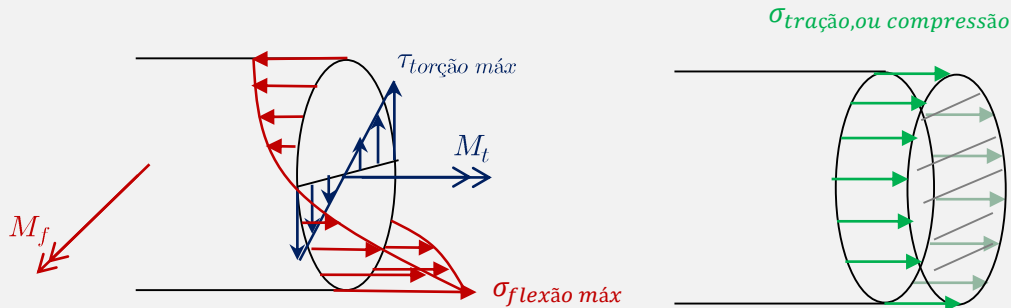


Figura 36 – Diagramas representativos do veio sujeito a estados de torção, flexão e tração ou compressão.

Vai ser utilizado o critério de Tresca no dimensionamento, como costuma ser feito para situações deste tipo.

$$\frac{\tau_{máx}}{N} = \sqrt{(\tau_{flexão+tração/compressão máx})^2 + (\tau_{torção máx})^2}$$

Que pode ser reescrita da forma

$$\frac{\sigma_E}{2N} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{flexão+tração/compressão máx}}{2}\right)^2 + (\tau_{torção máx})^2}$$

No entanto este não é um caso estático mas dinâmico. Assim o que se faz é obter uma tensão que equivale ao caso estático para se poder usar o critério de Tresca.

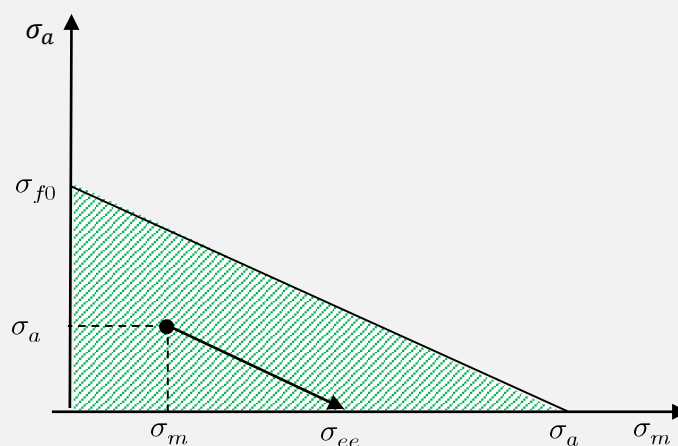


Figura 37 – Reta de Soderberg e conversão de uma tensão dinâmica caracterizada por σ_m e σ_a na sua estática equivalente

$$\sigma_{ee} = \sigma_m + \frac{\sigma_E}{\sigma_{f0,c}} \cdot K_f \cdot \sigma_a$$

Onde,

$$\sigma_{f0,c} = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \cdot \sigma_{f0}$$

$$\sigma_{f0} \approx \frac{\sigma_r}{2}$$

C1: Fator do tipo de carga (flexão) => $C_1 = 1$

C2: Fator do efeito do tamanho do veio

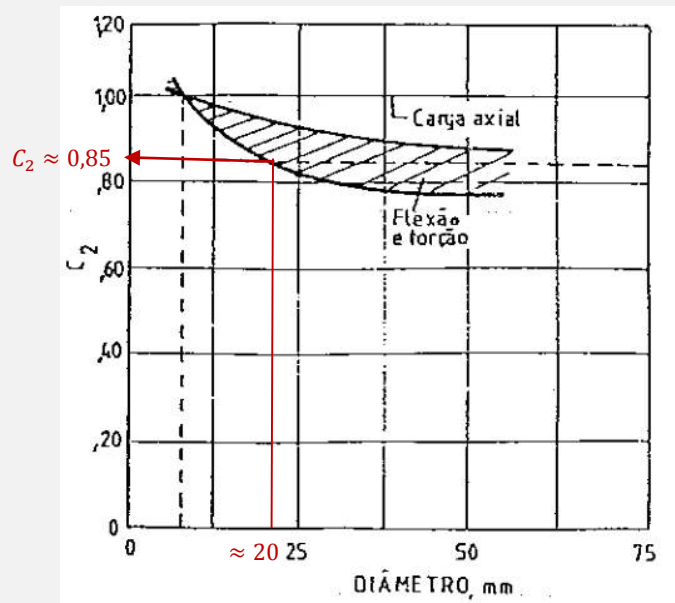


Figura 38 – Determinação do fator C_2 para o veio de entrada.

C3: Fator do efeito de acabamento superficial

C4: Outros fatores, que inclui considerações estatísticas, corrosão, anisotropia, defeitos

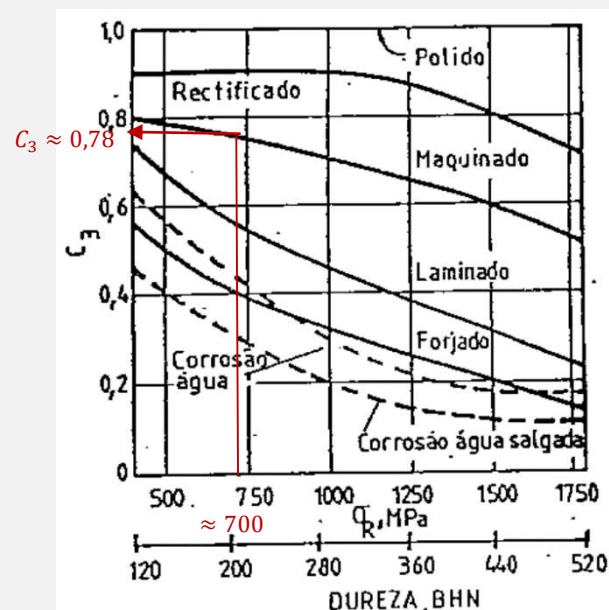


Figura 39 – Determinação do fator C_3 para o veio de entrada.

internos. Como $C_4 \leq 1$ admitta-se $C_4 = 0,9$ para estarmos do lado da segurança.

Determinação do fator de concentração de tensões K_f

No encosto dos rolamentos existe uma variação de diâmetros que é necessária ter em conta. É possível minimizar essa concentração de tensões fazendo esse mudança mais suave. De qualquer maneira os rolamentos têm de encostar perfeitamente nesse local, pelo que são eles que ditam de que forma se faz a transição. Como não é possível garantir que o veio vai ser maquinado com uma transição precisa, e como o importante é garantir que os rolamentos encostam perfeitamente no local pretendido, esse raio deve ser menor que o raio dos rolamentos.

Falta dizer qual é a zona crítica! Eu aqui fiz como se fosse a zona de encosto dos rolamentos, mas não falei nisso. No relatório seguinte está bem feito.

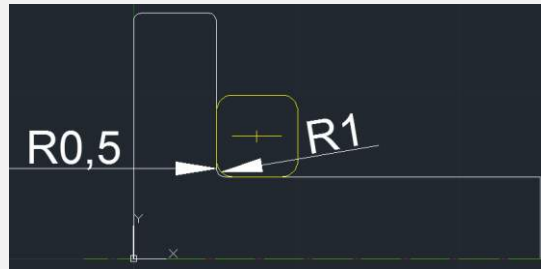


Figura 41 – Raio de concordância no veio deve ser menor que o do rolamento para permitir encosto perfeito com entre ambos.

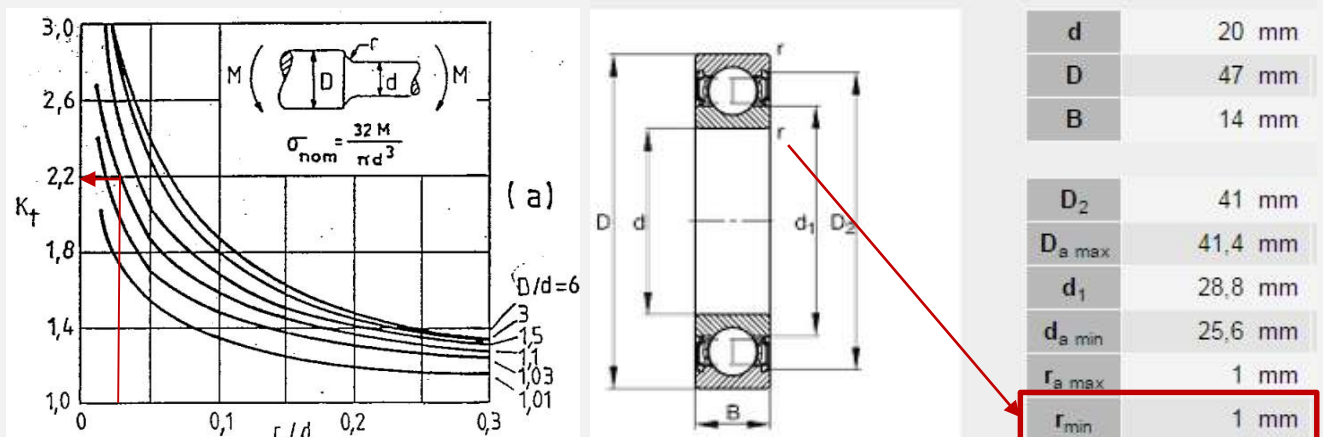


Figura 40 – Determinação do fator K_t para o veio de entrada.

$$D = 25 \text{ mm}$$

$$d = 20 \text{ mm}$$

$$r = 0,5 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = 0,025$$

$$\frac{D}{d} = 1,3$$

$$K_t = 2,2$$

Depois é necessário saber de que forma essa concentração de tensões devido a fatores geométricos se manifesta na redução da tensão limite de fadiga σ_{f0} . Faz-se então a conversão, assumindo que aço do veio é temperado e revenido.

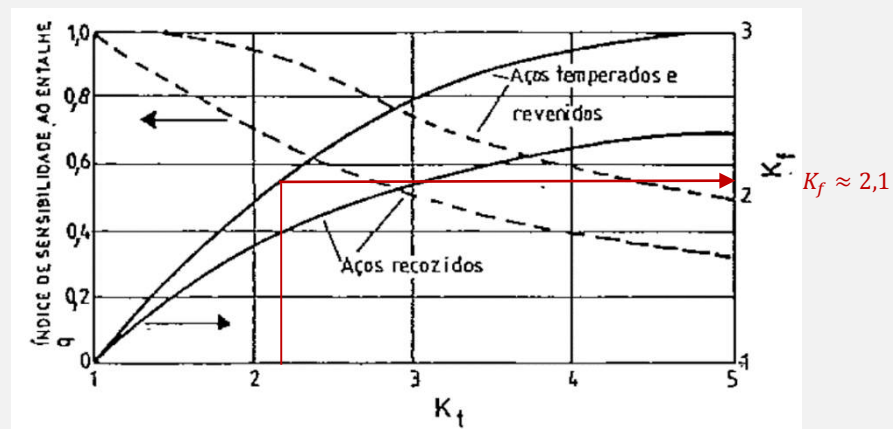


Figura 42 – Determinação do fator de concentração de tensões K_f para o veio de entrada.

$$\sigma_m = \frac{F_{axial}}{\pi r^2}$$

$$\sigma_a = \frac{32 \cdot M_f máx}{\pi \cdot d^3}$$

Onde

$$M_f máx = \sqrt{(M_f^z)^2 + (M_f^y)^2}$$

Ter o cuidado de que a fórmula de cima é válida apenas para uma dada secção. No caso presente, para ambos os veios, o momento fletor era máximo no mesmo local nos dois planos.

$$\tau_{máx} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3}$$

$$T = \frac{60}{n}$$

No dimensionamento à fadiga, tal como foi feito anteriormente ao considerar o momento admissível ao desgaste para o sem fim, não se considera o caso de bloqueio da cadeia cinemática, pois nesse caso não só não existe movimento dos componentes e portanto fadiga, mas também é uma situação pontual e portanto não deve ser considerado neste tipo de dimensionamento. Assim, considera-se apenas a situação de falha da mola.

Tabela 6 – Tabela resumo das variáveis em jogo na verificação à fadiga e seu respectivo valor para o veio de entrada.

Variável	Valor	Unidades / Comentários
$d =$	20	mm
$M_f^z máx =$	18,42	Nm
$M_f^y máx =$	4,39	Nm
$M_f máx =$	18,94	Nm
$\sigma_a =$	24	MPa
$\sigma_m =$	2,6	MPa
$M_t =$	1,26	Nm
$\tau máx =$	0,8	MPa
$\sigma_E =$	355	MPa
$\sigma_r =$	700	MPa
$C_1 =$	1	(flexão)
$C_2 =$	0,85	
$C_3 =$	0,78	<— admitir que é maquinado
$C_4 =$	0,9	<— outros fatores, suponha-se 0,9
$\sigma_{f0,c} =$	209	MPa
$K_f =$	2,1	<— admitir que é temperado
$\sigma_{ee} =$	89	MPa
$N =$	4,0	

O fator de segurança obtido, 4,0 é superior ao valor mínimo geralmente admitido neste tipo de aplicações (1,5) pelo que se verifica a resistência à fadiga deste veio.

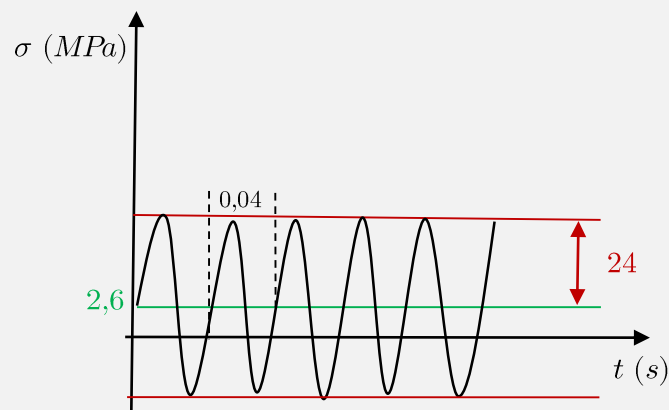


Figura 43- Solicitação cíclica a que o veio de entrada está sujeito.

Seguindo o mesmo raciocínio para o veio de saída, e escrevendo apenas as equações ou variáveis a alterar

C1: Fator do tipo de carga (flexão) => $C_1 = 1$

C2: Fator do efeito do tamanho do veio

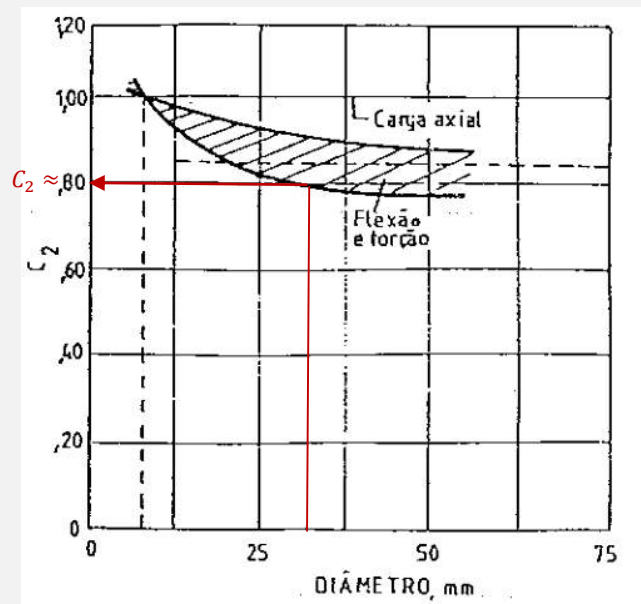


Figura 44 – Determinação do fator C_2 para o veio de saída.

C_3 : Fator do efeito de acabamento superficial

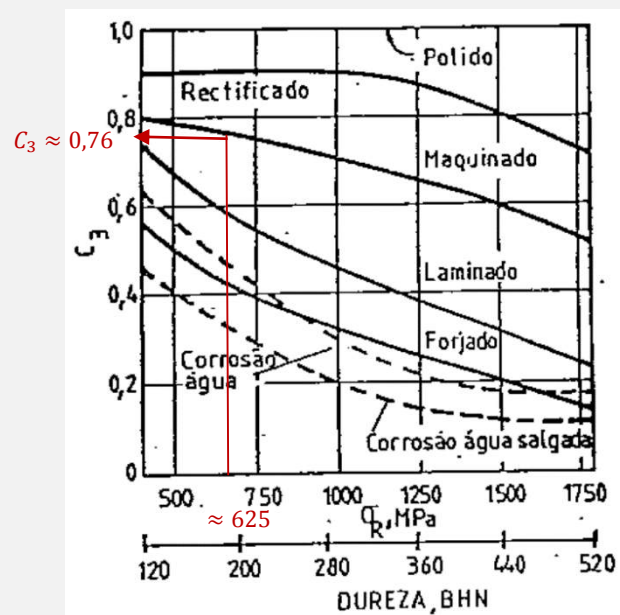
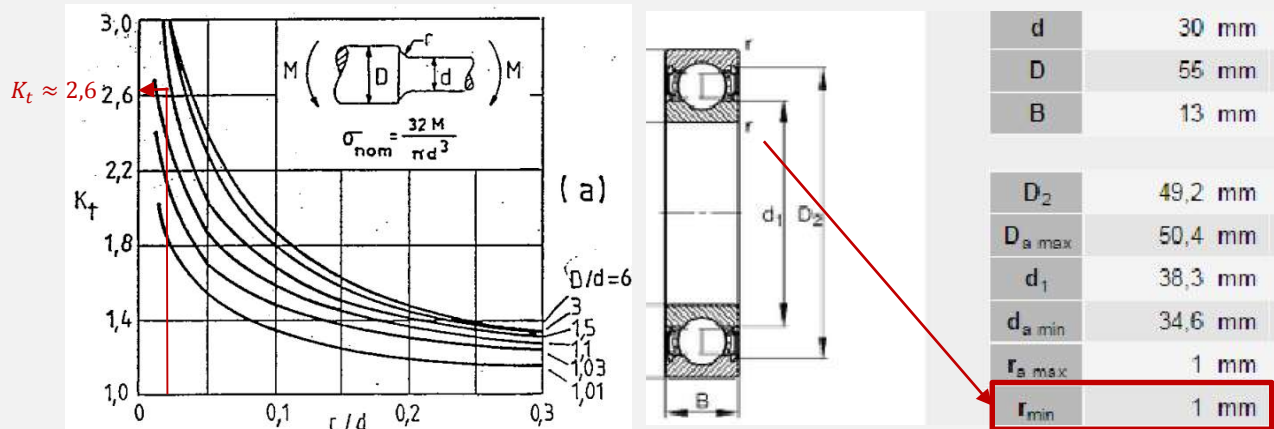


Figura 45 – Determinação do fator C_3 para o veio de saída.

Figura 47 - Determinação do fator K_t .

$$D = 35 \text{ mm}$$

$$d = 30 \text{ mm}$$

$$r = 0,5 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = 0,02$$

$$\frac{D}{d} = 1,2$$

$$K_t = 2,2$$

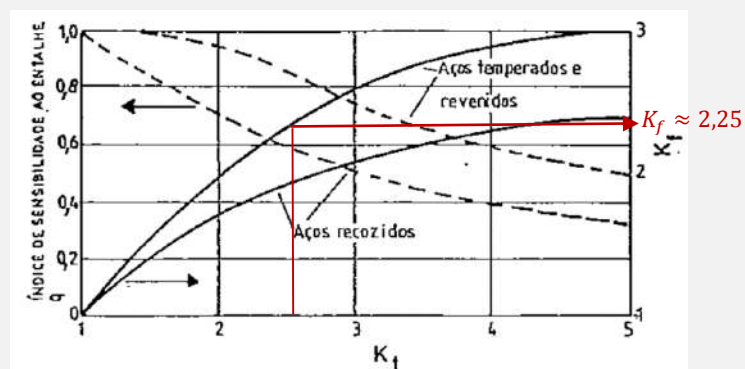
Figura 46 - Determinação do fator de concentração de tensões K_r .

Tabela 7 - Tabela resumo das variáveis em jogo na verificação à fadiga e seu respectivo valor para o veio de saída.

Variável	Valor	Unidades / Comentários
$d =$	30	mm
$M_f^{x máx} =$	24,86	Nm
$M_f^{y máx} =$	68,34	Nm
$M_f^{máx} =$	72,72	Nm
$\sigma_a =$	25,78	MPa
$\sigma_m =$	-0,2	MPa
$M_t =$	30,6	Nm
$\tau_{máx} =$	9,2	MPa
$\sigma_E =$	372	MPa
$\sigma_r =$	625	MPa

$C_1 =$	1	(flexão)
$C_2 =$	0,8	
$C_3 =$	0,76	
$C_4 =$	0,9	
$\sigma_{f0,c} =$	171	MPa
$K_f =$	2,2	
$\sigma_{ee} =$	129	MPa
$N =$	2,9	

O fator de segurança obtido, 2,9 é superior ao valor mínimo geralmente admitido neste tipo de aplicações (1,5) pelo que se verifica a resistência à fadiga deste veio.

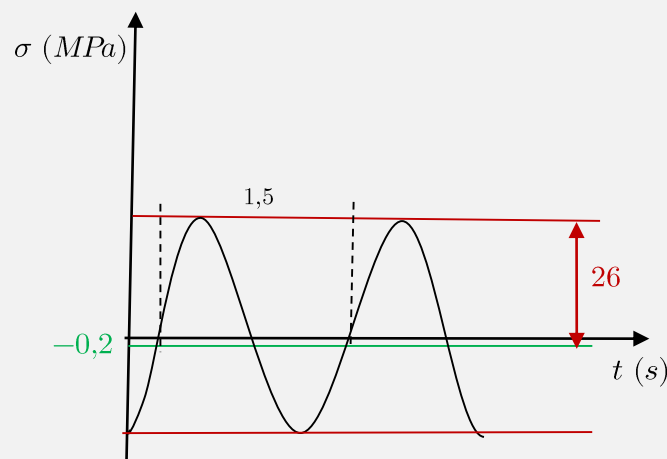


Figura 48 – Solicitação cíclica a que o veio de saída está sujeito.

Ter em atenção o seguinte:

No arranque, como para além de vencer o peso do portão e componentes é necessário vencer a sua inércia, a força necessária é maior que a calculada (660N) e o motor pode ser obrigado a fornecer até 160% do binário nominal. Então, eu fiz o cálculo das forças e diagramas de esforços para 160% da carga nominal para garantir que no arranque e a deflexão não ultrapassava o máximo admissível. No entanto, usei os momentos daí resultantes (i.e., calculados para 160% da carga nominal) na verificação à fadiga. O problema é que a situação de 160% de carga nominal dura muito menos tempo que a situação de 100% da carga nominal. Os cálculos no dimensionamento/verificação à fadiga deveriam ser feitos para apenas 100% da carga nominal. Para isso deveria ser feito o novo cálculo das forças e diagramas de momentos, e seria com base neles que se faria o dimensionamento/verificação à fadiga.

Referências

- [1] J. Almancinha, “Redutor de Parafuso Sem-Fim / Roda de Coroa,” 2002, p. 2.
- [2] “Automatização para portões, portas e portões basculantes - DEA SYSTEMS S.p.A,” [Online]. Available: <http://www.deasystem.com/pt/>. [Acedido em 9 Outubro 2014].
- [3] “Garage Door Types Explained - The Garage Door Centre,” [Online]. Available: http://www.thegaragedoorcentre.co.uk/feature_details/the-different-types-of-doors-for-a-garage/28. [Acedido em 9 Outubro 2014].
- [4] “Garage Door Parts Guide,” [Online]. Available: <http://www.garagedoorpartsguide.net/garage-door-parts-diagram/>. [Acedido em 12 Outubro 2014].
- [5] *Granta CES Edupack*, 2014.
- [6] ALUTECH, “Sectional Garage Doors Brochure”.
- [7] J. Pratas, “Economia de Energia com Eficiência nos Acionamentos Eficientes,” [Online]. Available: http://ave.dee.isep.ipp.pt/~see/jornadas2010/Jornadas/images/Pdf/SEW_JoaoPratas.pdf. [Acedido em 15 Outubro 2014].
- [8] B. S. Institution, “British Standard Specification for Worm Gearing, Part 2.,” 1983.
- [9] ????, *Dimensionamento de Engrenagens: Parafuso Sem-fim e Rodas*.
- [10] “Medias.Shaeffler - Bearing selection,” [Online]. Available: <http://medias.schaeffler.com/medias/la/start.do?property&lang=en&mediasS=bo7kYl25pQmb&mediasCall>. [Acedido em 22 11 2014].
- [11] J. B. Pacheco, *Chavetas e veios estriados*, 2009.
- [12] S. Morais, “Desenho Técnico Básico,” 23 Ed. ed., Porto, 2006, p. 300.
- [13] P. T. d. Castro, “Parafusos de Transmissão de Potência e de Ligação,” 2013.
- [14] C. S.A, “Contibronzes - Fundição Contínua e Centrífuga de Bronze Fosforoso,” [Online]. Available: http://www.contibronzes.com/pt/index_Ligas.htm. [Acedido em 15 11 2014].

- [15] “Up & Over Garage Doors Buyer's Guide from Lakes Garage Doors,” [Online]. Available: <http://www.lakesgaragedoors.co.uk/up-and-over-garage-doors-buyers-guide>. [Acedido em 9 Outubro 2014].
- [16] “Roger Technology - Automazioni in movimento,” [Online]. Available: <http://www.rogertechnology.com/>. [Acedido em 12 Outubro 2014].
- [17] “WEG Single-Phase General Purpose Motors,” [Online]. Available: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-01-2014-stock-motor-catalog-single-phase-general-purpose-motors-us100-brochure-english.pdf>. [Acedido em 16 10 2014].
- [18] Abb - Low Voltage General Purpose Motors - LV Single Phase Motor Section, pp. 19-20.
- [19] “Loja do Automatismo,” [Online]. Available: <http://www.online.lojadoautomatismo.pt/>. [Acedido em 10 Outubro 2014].
- [20] “Universal Motors - Catálogo de Motores,” [Online]. Available: http://www.universalmotors.pt/site/media/universalmotors/docs/Cat_Motores2009.pdf. [Acedido em 16 Outubro 2014].
- [21] “Universal Motors - BF31C - IV PÓLOS 1500 RPM,” [Online]. Available: <http://www.universalmotors.pt/pg45-produto-9-iv-polos-1500-rpm-pt?potcv=0.25&potkw=0.18&tipo=BF31C%2063%20M2%204>. [Acedido em 16 Outubro 2014].
- [22] J. K. N. Richard G. Budynas, Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th ed., New York: McGraw-Hill, 2011.
- [23] *Viscosidades - Tabela de Equivalências*, Elementos de Apoio à Disciplina.

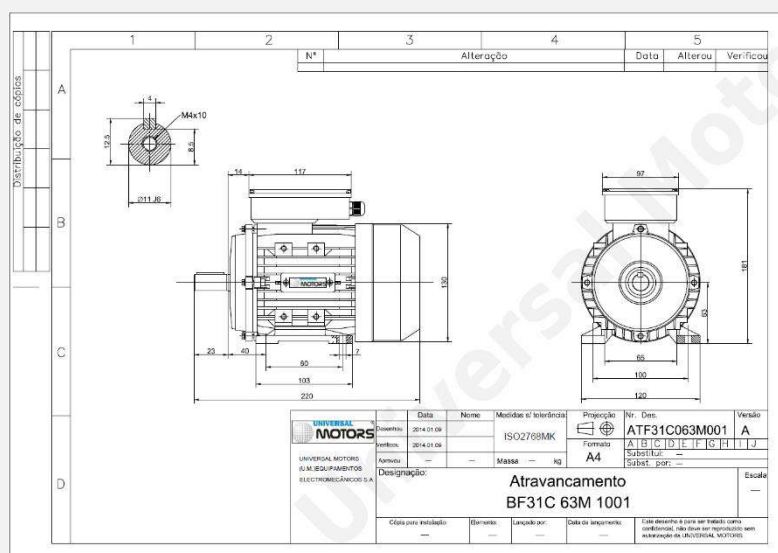
Anexos

Anexo A – Ficha Técnica do Motor



FICHA TÉCNICA

Motores Monofásicos
BF31C 63 M2 4
0,18 kW / 0,25 Cv
1370 RPM



Tipo do motor: BF31C 63 M2 4
Potência: 0,18 kW / 0,25 Cv
Velocidade (min⁻¹): 1370 RPM
Tensão: 230 V
Frequência: 50 Hz
Corrente: 1,5 A
Factor de Potência (Cos Ø): 0,94
Polos: 4
Classe de isolamento: F
Classe de Aquecimento: B
Rendimento 100%: 54,0 %
Torque: 1,26 N.m
Tarranque/Tnominal: 0,60
Iarranque/Inominal: 2,7
Peso: 5,05 Kg
Rolamento DE: 6201 2Z C3
Rolamento NDE: 6201 2Z C3

Regime - S1

Altitude - 1000m


Temperatura Ambiente - 40°C

* Referências praticadas apenas no Reino Unido.

CONTACTOS:

UNIVERSAL MOTORS Tel: +351 252 299 080
Rua de São Brás, 745 Fax: +351 252 299 089
4480-782 VILA DO CONDE Mail: geral@universalmotors.pt

Anexo B – Propriedades da liga CB3, da Contibronzes [14]

Marca Registrada	Norma de Referência Normas Equivalentes	Composição Química (%)			
	EN 1982 - Cu Sn12 - C (CC483K) ISO 1338 Cu Sn12 DIN 1705 Cu Sn12 BS 1400 PB2 ASTM C 90700 NF A 53-707 Cu Sn12	Cu Sn	88 12		
Características Mecânicas - valor mínimo					
Tensão de Ruptura	Limite Elástico	Alongamento	Dureza	Densidade	
Rm N/mm2	Rp 0,2% N/mm2	A %	HB 5/250/30	g/cm3	
GC GZ	300 280	150 150	6 5	90 90	8,8
Propriedades e Aplicações Gerais					
Material duro com boa resistência ao desgaste, à corrosão e à água salgada. Recomendado para casquilhos, engrenagens, rodas de coroa, porcas, ou sempre que haja velocidades e cargas elevadas com boa lubrificação.					

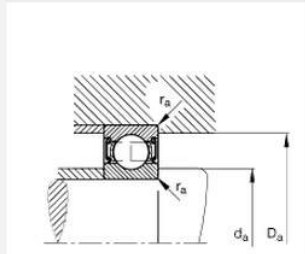
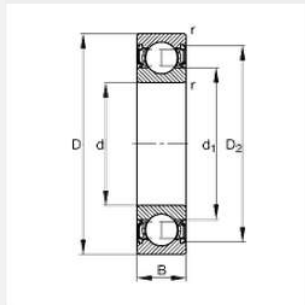
Anexo C – Propriedades do aço BS 970 – 070M55.

BS 970/1(83) 070M55 Nonresulfurized Carbon Steel, 6-63 mm (0.25-2.5 in)			
Categories:	Metal; Ferrous Metal; Carbon Steel; AISI 1000 Series Steel; High Carbon Steel		
Material Notes:	Bloom, Billet, Slab, Bar, Rod, Forgings, Normalized		
Key Words:	comparable to AISI 1055, SAE 1055, ASTM 1055		
Vendors:	No vendors are listed for this material. Please click here if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.		
	Printer friendly version Download as PDF Download to Excel (requires Excel and Windows) Export data to your CAD/FEA program		
	Add to Folder: <input type="checkbox"/> My Folder 0/0		
Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in ³	AISI 1055
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	201 - 255	201 - 255	
Tensile Strength, Ultimate	700 MPa	102000 psi	
Tensile Strength, Yield	355 MPa	51500 psi	
Elongation at Break	12 %	12 %	In 50 mm
Modulus of Elasticity	205 GPa	29700 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio	0.29	0.29	Typical For Steel
Machinability	55 %	55 %	Based on AISI 1212 steel, as 100% machinability
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel
Component Elements Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	0.50 - 0.60 %	0.50 - 0.60 %	
Iron, Fe	98.4 - 99 %	98.4 - 99 %	As remainder
Manganese, Mn	0.50 - 0.90 %	0.50 - 0.90 %	
Phosphorous, P	<= 0.050 %	<= 0.050 %	
Sulfur, S	<= 0.050 %	<= 0.050 %	

Anexo D – Fichas Técnicas dos Rolamentos

Deep groove ball bearings S6204-2RSR

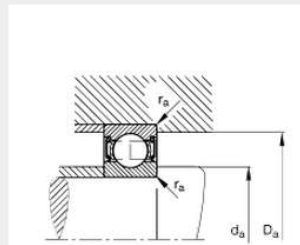
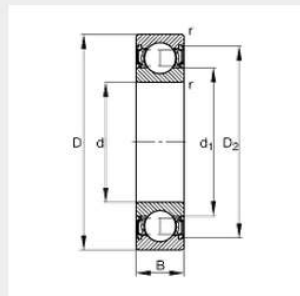
main dimensions to DIN 625-1, with anti-corrosion protection, lip seals on both sides



d	20 mm	
D	47 mm	
B	14 mm	
D₂	41 mm	
D_{a max}	41,4 mm	
d₁	28,8 mm	
d_{a min}	25,6 mm	
r_{a max}	1 mm	
r_{min}	1 mm	
m	0,109 kg	Mass
C_r	10910 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	5360 N	Basic static load rating, radial
n_G	10000 1/min	Limiting speed
n_B	0 1/min	Reference speed
C_{ur}	440 N	Fatigue limit load, radial

Deep groove ball bearings 6006-2RSR

main dimensions to DIN 625-1, lip seals on both sides



d	30 mm	
D	55 mm	
B	13 mm	
D₂	49,2 mm	
D_{a max}	50,4 mm	
d₁	38,3 mm	
d_{a min}	34,6 mm	
r_{a max}	1 mm	
r_{min}	1 mm	
m	0,126 kg	Mass
C_r	13500 N	Basic dynamic load rating, radial
C_{0r}	8000 N	Basic static load rating, radial
n_G	8500 1/min	Limiting speed
n_B	0 1/min	Reference speed
C_{ur}	405 N	Fatigue limit load, radial

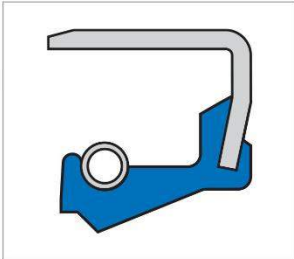
Anexo E - Vedante

Freudenberg
Sealing Technologies

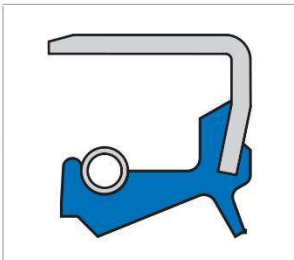
Simmerrings | Simmerring B1.../SL to DIN 3761 B/BS

Simmerring B1.../SL

Simmerring B1FUD, B1FUDSL, B1U, B1USL, B1, B1SL



Simmerring B1FUD



Simmerring B1FUDSL

Product description

Standard types with open outer metal sleeve. With or without dust lip (SL) to protect against exterior soiling

Product advantages

- Broad range of applications in every sector of industry
- Metal housing for especially firm and precise seating in the bore. (Note: limited static sealing on the outer casing for low viscosity and gaseous media)
- Additional dust lip as additional seal against moderate to medium dust and dirt ingress from outside (B1FUDSL). (Note: can lead to temperature increase from frictional heat)

Product properties

- Outer casing: metal, machined
- Spring-loaded sealing lip
- Additional dust lip (B1...SL)
- Sealing lip profile, sealing lip machined on the front face
- Sealing lip profile, finished sealing lip (B1FUD/B1FUDSL)

Application

- Axles for agricultural and construction machinery
- Power take-off gears in agricultural and construction machinery transmissions and axles
- Machine tools

Material

Material	Acrylonitrile-butadiene rubber
Code	72 NBR 902
Colour	Blue
Hardness	72 Shore A

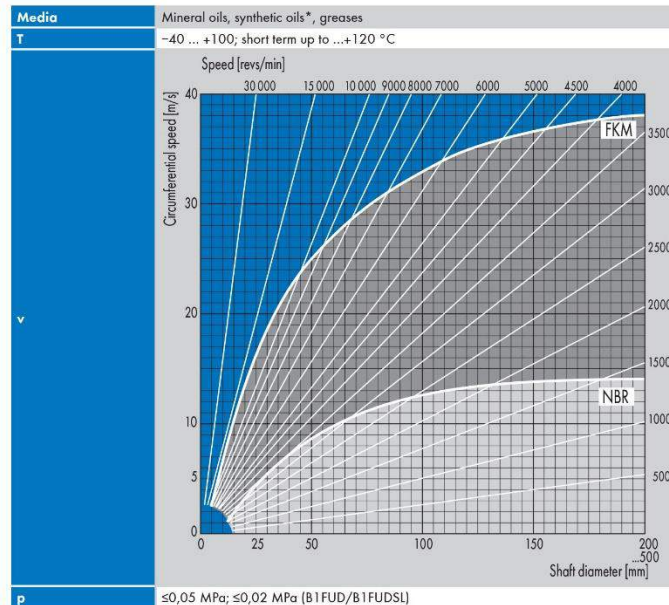
75 FKM 585 and 75 FKM 595 on enquiry.

Components

Metal insert	Unalloyed steel DIN EN 10027-1
Spring	Spring steel DIN EN 10270-1

© Freudenberg Sealing Technologies GmbH & Co. KG | Simmerrings and Rotary Seals eCatalog 2014

Operating conditions



Permissible circumferential speed for Simmerrings made from the materials NBR (72 NBR 902) and FKM (75 FKM 585) for the sealing of motor oil SAE 20. Use Simmerring® with SL (dust lip): v = max. 8 m/s.

* With synthetic oils (polyalkylene glycols/polyalphaolefins, → Technical Manual synthetic lubricants) it is to be noted that the maximum operating temperature of 80 °C must not be exceeded.

Max. permissible values depend on the other operating conditions.

Fitting & installation

Careful fitting according to DIN 3760 is a prerequisite for the correct function of the seal → Technical Manual.

Shaft

Tolerance	ISO h 11
Runout	IT 8
Roughness	R _a = 0,2 ... 0,8 µm R _z = 1,0 ... 5,0 µm R _{max} ≤ 6,3 µm
Hardness	45 ... 60 HRC
Finish	No lead; preferably plunge ground

Housing bore

Tolerance	ISO H8
Roughness metal outer surface OD	R _z = 6,3 ... 16 µm

Range of dimensions for shafts-Ø d1

Simmerring B1 ...	5 ... 500 mm
Simmerring B1 ...SL	12 ... 290 mm

Anexo F - Propriedades do aço AISI 1060 recozido

AISI 1060 Steel, annealed at 790°C (1450°F), furnace cooled 11°C (20°F) per hour to 650°C (1200°F), air cooled, 25 mm (1 in.) round

Categories: [Metal](#); [Ferrous Metal](#); [Carbon Steel](#); [AISI 1000 Series Steel](#); [High Carbon Steel](#)

Material Notes: Applications include battering tools, hot upset forging dies, ring-rolling tools, wear-resistant parts, hand tools, and parts for agricultural implements.

Key Words: UNS G10600, AMS 7240, ASTM A29, ASTM A510, ASTM A576, ASTM A682, carbon steels, MIL SPEC MIL-S-16974, SAE J403, SAE J412, SAE J414, DIN 1.0601, AFNOR CC 55 (Fr), UNI C 60, B.S. 060 A 62

Vendors: No vendors are listed for this material. Please [click here](#) if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.

[Printer friendly version](#) [Download as PDF](#) [Download to Excel \(requires Excel and Windows\)](#)

[Export data to your CAD/FEA program](#)

Add to Folder: My Folder 0/0

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³	Typical for steel.
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Hardness, Brinell	179	179	
Hardness, Knoop	200	200	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Rockwell B	88	88	Converted from Brinell hardness.
Hardness, Vickers	188	188	Converted from Brinell hardness.
Tensile Strength, Ultimate	625 MPa	90600 psi	
Tensile Strength, Yield	372 MPa	54000 psi	
Elongation at Break	22.5 %	22.5 %	in 50 mm
Reduction of Area	38.2 %	38.2 %	
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi	Typical for steel
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Poissons Ratio	0.29	0.29	Typical For Steel
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel.
Izod Impact	11.0 J	8.11 ft.-lb	annealed at 790°C (1450°F)
	14.0 J	10.3 ft.-lb	normalized at 900°C (1650°F)
	18.0 J	13.3 ft.-lb	as rolled