

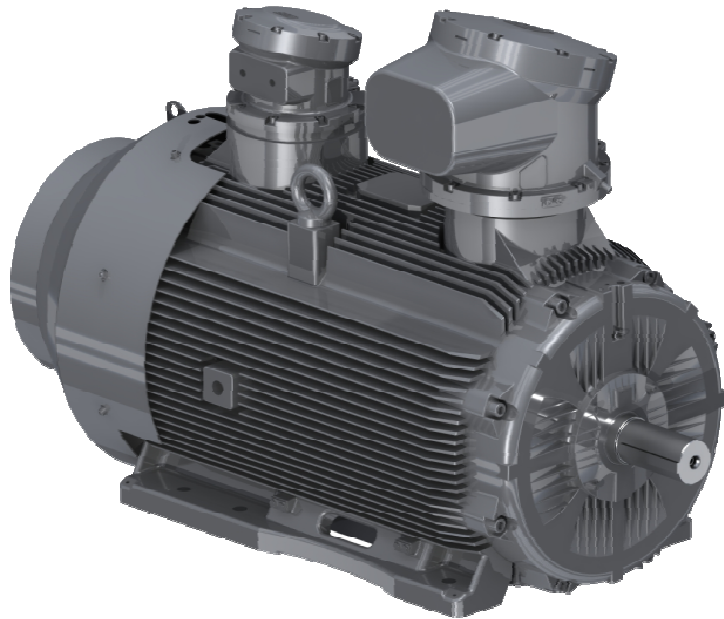
**Projecto Mecânico de Motores Eléctricos  
Totalmente Fechados com Ventilação Externa**

**WEGeuro Indústria Eléctrica S.A.**

*Gabriel Guinote Correia*

**Relatório da Dissertação do MIEM**

Orientador na FEUP: Prof. Dr. Paulo Tavares de Castro



**FEUP**  
Universidade do Porto  
Faculdade de Engenharia

**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Setembro de 2013



## Resumo

O presente trabalho, de natureza monográfica, descreve uma metodologia de projecto mecânico de motores eléctricos totalmente fechados com ventilação externa.

Define-se o que é um motor eléctrico, no que diz respeito à sua função, aplicações e funcionamento.

Apresentam-se vários tipos construtivos de motores eléctricos, as aplicações normais para cada um destes tipos e define-se o tipo construtivo em que a empresa WEGeuro Indústria Eléctrica S.A. se especializa. Este é o motor de corrente alternada, de indução, trifásico, totalmente fechado com ventilação externa, destinado a áreas seguras ou a áreas perigosas.

Para o motor eléctrico totalmente fechado com ventilação externa, são apresentados os seus componentes principais, é explicada a sua função, ilustrada a sua geometria típica e indicados os seus materiais típicos. São apresentados critérios de dimensionamento mecânico de cada componente e da máquina no seu todo relativamente a análise estrutural e transferência de calor. São explicados os critérios de dimensionamento mecânico e selecção de componentes utilizados no motor mas não fabricados pelo fabricante do motor eléctrico.

Para estes critérios de dimensionamento mecânico, é justificada a sua utilização à luz do conhecimento teórico relevante e das normas internacionais relevantes. As análises estruturais e de transferência de calor incluem a abordagem analítica e de método de elementos finitos.



# **Totally Enclosed Fan Cooled Electric Motor Mechanical Design**

## **Abstract**

The mechanical design methodology for totally enclosed fan cooled electric motors is presented and discussed.

The work, of monographic nature, starts by presenting the electric motor in regard to its function, applications and operation.

Several electric motor construction types and their usual applications are presented, and the construction type pursued by WEGeuro Indústria Eléctrica S.A. is defined. This is the alternating current, induction, three-phase, totally enclosed fan cooled motor, either designed for safe or for hazardous areas.

For the totally enclosed fan cooled motor, its main components are presented and their functions are explained, their typical geometry is illustrated and the materials typically used are mentioned. The mechanical design criteria for each component and for the machine as a whole, as regards structural and heat transfer analyses, is discussed. The selection and mechanical design criteria of components used in the electric motor but not manufactured by the electric motor manufacturer are explained.

For these mechanical design criteria, their use is justified in light of relevant theoretical knowledge and relevant international standards. The structural and heat transfer analyses include analytical and finite element method approaches.



## **Agradecimentos**

Ao Prof. Dr. Paulo Tavares de Castro, pela orientação prestada na elaboração desta dissertação de mestrado.

À Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Lúcia Dinis, pela compreensão mostrada no meu caso específico na elaboração desta dissertação.

Ao Eng<sup>o</sup> Luís Araújo, da empresa WEGeuro Indústria Eléctrica S.A., pela disponibilização de material necessário à elaboração desta dissertação.

Aos meus pais, por sempre terem incentivado nos seus filhos o desejo de se ir mais além.

À minha irmã, por ser um exemplo de optimismo e de força.

À Mariana, o sentido da minha vida.



# Índice

1. Introdução	1
1.1. O Motor Eléctrico	1
1.2. A Empresa WEGeuro Indústria Eléctrica S.A.	1
1.3. Tema da Dissertação	2
1.4. Organização do Relatório	2
2. Funcionamento dum Motor Eléctrico	3
2.1. Construção Básica	3
2.2. Princípio de Funcionamento	3
2.3. Rede de Alimentação Eléctrica	6
2.4. O Motor DC	8
2.4.1. Motor DC de Ímanes Permanentes	9
2.4.2. Motor DC em Série	9
2.4.3. Motor DC em Paralelo	10
2.4.4. Motor DC Composto	11
2.5. O Motor AC	12
2.5.1. Motor AC de Indução Trifásico	14
2.5.2. Motor AC de Indução Monofásico	15
2.5.3. Motor AC Síncrono	17
3. Exemplos de Motores Eléctricos para Aplicações Industriais	19
3.1. Motores AC de Indução Trifásicos	19
3.2. Motores AC Síncronos	23
3.3. Motores DC	24
4. Características dum Motor Eléctrico de Indução Trifásico TEFC	25
4.1. Componentes Principais	25
4.2. Conceitos Fundamentais	28
4.3. Alimentação do Motor	30
4.4. Aceleração do Motor	32
4.5. Características em Serviço	34
4.5.1. Aquecimento	34
4.5.2. Isolamento	36
4.5.3. Protecções Térmicas	38
4.5.4. Regimes de Serviço	39
4.6. Características de Meio Ambiente	41
4.6.1. Altitude e Temperatura	41
4.6.2. Métodos de Arrefecimento	42
4.6.3. Protecção de Invólucro	45
4.6.4. Ruído	47
4.7. Características Construtivas	48
5. Motores para Áreas Perigosas	53
5.1. Grupos de Substâncias Inflamáveis	54
5.2. Classes de Temperatura	54
5.3. Classificação das Áreas de Risco	55
5.4. Classificação dos Equipamentos	56

5.5. Tipos de Protecção	57
5.5.1. Protecção “d”	57
5.5.2. Protecção “e” e “d(e)”	62
6. Projecto Mecânico dum Motor TEFC	65
6.1. Anteprojecto	65
6.2. Rotor	66
6.2.1. Frequências Naturais de Vibração de Flexão	66
6.2.2. Coeficientes de Rigidez e de Amortecimento das Chumaceiras Hidrodinâmicas	77
6.2.3. Vida dos Rolamentos	81
6.2.4. Lubrificantes de Chumaceiras e de Rolamentos	82
6.2.5. Flecha	85
6.2.6. Fadiga do Veio	86
6.2.7. Materiais	92
6.3. Carcaça	93
6.3.1. Análise Estrutural	93
6.3.2. Frequências Naturais de Vibração	100
6.3.3. Transferência de Calor	102
6.3.4. Materiais	104
6.4. Tampas e Placas de Fecho	105
6.4.1. Análise Estrutural	105
6.4.2. Frequências Naturais de Vibração	112
6.4.3. Materiais	113
6.5. Caixas de Terminais	114
6.5.1. Análise Estrutural	114
6.5.2. Materiais	114
6.6. Ventilação	115
7. Observações Finais e Sugestões de Desenvolvimento	121
Referências	123

## Símbolos

$c$	Calor específico [ $\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ]
$\cos \varphi$	Factor de potência
$f$	Frequência dum sinal periódico [Hz]; Frequência de alimentação da rede eléctrica [Hz]
$g$	Aceleração da gravidade [ $\text{m.s}^{-2}$ ]
$h$	Espessura do filme de lubrificante [ $\mu\text{m}$ ]
$k_f$	Factor de fiabilidade
$k_s$	Factor de acabamento superficial
$k_t$	Factor de tamanho
$k_T$	Factor de temperatura
$m$	Massa [kg]
$\dot{m}$	Caudal mássico [ $\text{kg.s}^{-1}$ ]
$n$	Velocidade de rotação [rpm]
$n_{prf}$	Número de parafusos
$n_s$	Velocidade síncrona de rotação [rpm]
$p$	Número de par de pólos; Pressão [Pa]; Expoente do tipo de rolamento da equação de vida
$q$	Sensibilidade ao entalhe
$q_v$	Calor gerado internamente por unidade de volume [ $\text{W.m}^{-3}$ ]
$q_x$	Fluxo de calor na direcção x [ $\text{W.m}^{-2}$ ]
$q_y$	Fluxo de calor na direcção y [ $\text{W.m}^{-2}$ ]
$q_z$	Fluxo de calor na direcção z [ $\text{W.m}^{-2}$ ]
$t$	Tempo [s]
$u$	Velocidade na direcção x [ $\text{m.s}^{-1}$ ]
$v$	Velocidade na direcção y [ $\text{m.s}^{-1}$ ]
$w$	Velocidade na direcção z [ $\text{m.s}^{-1}$ ]
$t_a$	Tempo de aceleração [s]
$rps$	Rotações por segundo
$rpm$	Rotações por minuto
$A$	Área [ $\text{m}^2$ ]
$A_{cil}$	Área do cilindro da carcaça [ $\text{m}^2$ ]
$A_n$	Área do núcleo do parafuso [ $\text{m}^2$ ]
$A_p$	Área sob pressão [ $\text{m}^2$ ]
$A_{rv}$	Área de entrada da tampa de ventilação [ $\text{m}^2$ ]
$C$	Binário [N.m]; Carga dinâmica básica do rolamento [N]
$C_a$	Binário médio de aceleração [N.m]
$C_{min}$	Binário mínimo [N.m]
$C_{max}$	Binário máximo [N.m]
$C_n$	Binário nominal ou de plena carga [N.m]
$C_p$	Binário de rotor bloqueado ou de arranque [N.m]
$C_r$	Binário resistente [N.m]
$C_Y$	Binário estrela [N.m]

$C_{\Delta}$	Binário triângulo [N.m]
$E$	Módulo de Young [Pa]
$F_a$	Força axial [N]
$F_{a,prf}$	Força axial por parafuso [N]
$F_c$	Força centrífuga [N]
$F_r$	Força radial [N]
$I$	Corrente eléctrica [A]
$I_f$	Corrente eléctrica por fase [A]
$I_Y$	Corrente estrela [A]
$I_{\Delta}$	Corrente triângulo [A]
$I_y$	Momento de inércia de área relativamente ao eixo y [m <sup>4</sup> ]
$I_z$	Momento de inércia de área relativamente ao eixo z [m <sup>4</sup> ]
$J_y$	Momento de inércia em torno do eixo y [kg.m <sup>2</sup> ]
$J_z$	Momento de inércia em torno do eixo z [kg.m <sup>2</sup> ]
$J_t$	Momento de inércia total [kg.m <sup>2</sup> ]
$K_f$	Factor de concentração de tensões de fadiga
$K_t$	Factor de concentração de tensões
$L$	Comprimento [m]
$L_{10}$	Vida do rolamento [10 <sup>6</sup> rotações]
$L_{10h}$	Vida do rolamento [h]
$L_p$	Pressão sonora [dB(A)]
$L_W$	Potência sonora [dB]
$N$	Coefficiente de segurança
$P$	Potência [W]; Potência eléctrica [W]; Potência activa [W]; Carga dinâmica equivalente do rolamento [N]
$P_a$	Potência absorvida [W]
$P_J$	Potência perdida por calor (perdas de Joule) [W]
$P_{mec}$	Potência mecânica [W]
$P_p$	Potência de perdas totais [W]
$P_u$	Potência útil [W]
$P_v$	Potência absorvida pelo ventilador [W]
$Q$	Potência reactiva [V.Ar]
$S$	Potência aparente [V.A]; Área da superfície envolvente ao motor [m <sup>2</sup> ]
$T$	Período dum sinal periódico [s]; Temperatura [K]
$U$	Tensão eléctrica [V]
$U_f$	Tensão eléctrica por fase [V]
$V$	Velocidade linear [m.s <sup>-1</sup> ]; Volume [m <sup>3</sup> ]
$V_e$	Velocidade de entrada [m.s <sup>-1</sup> ]
$V_s$	Velocidade de saída [m.s <sup>-1</sup> ]
$X$	Factor de carga radial dinâmica do rolamento
$Y$	Factor de carga axial dinâmica do rolamento
$\alpha$	Coefficiente de convecção [W.K <sup>-1</sup> .m <sup>-2</sup> ]
$\eta$	Rendimento [%]
$\lambda$	Coefficiente de condução [W.K <sup>-1</sup> .m <sup>-1</sup> ]
$\mu$	Viscosidade dinâmica [Pa.s] [Po]
$\rho$	Densidade [kg.m <sup>-3</sup> ]

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Tensões principais [MPa]
$\sigma_a$	Tensão alternada normal [MPa]
$\sigma_{ced}$	Tensão de cedência [MPa]
$\sigma_{est,eq}$	Tensão estática equivalente normal [MPa]
$\sigma_{fo}$	Tensão limite de fadiga [MPa]
$\sigma_{foc}$	Tensão limite de fadiga corrigida [MPa]
$\sigma_m$	Tensão média normal [MPa]
$\sigma_{rd}$	Tensão resistente [MPa]
$\sigma_R$	Tensão de rotura [MPa]
$\sigma_{R,comp}$	Tensão de rotura à compressão [MPa]
$\sigma_{sd}$	Tensão resistente [MPa]
$\tau_a$	Tensão alternada de corte [MPa]
$\tau_{ced}$	Tensão de cedência ao corte [MPa]
$\tau_{est,eq}$	Tensão estática equivalente de corte [MPa]
$\tau_{foc}$	Tensão limite de fadiga corrigida ao corte [MPa]
$\tau_m$	Tensão média de corte [MPa]
$\nu$	Viscosidade cinemática [ $m^2 \cdot s^{-1}$ ] [St]
$\varphi$	Ângulo de desfasamento entre a tensão e a corrente [rad]
$\omega$	Velocidade angular [rad/s]
$\delta T$	Incremento virtual de temperatura [K]
$\delta U$	Energia virtual de deformação [J]
$\delta W$	Trabalho virtual das forças externas [J]
$\Delta h$	Variação de entalpia específica [ $J \cdot kg^{-1}$ ]
$\Delta z$	Variação de altitude [m]
$\{ p \}$	Vector de pressão
$\{ u \}$	Vector de deslocamentos
$\{ u_n \}$	Vector de deslocamentos nodais
$\{ \dot{u}_n \}$	Vector de velocidades nodais
$\{ \ddot{u}_n \}$	Vector de acelerações nodais
$\{ F \}$	Vector de força
$\{ F_A \}$	Vector de força de Alembert
$\{ F_n \}$	Vector de forças nodais
$\{ Q_{vn} \}$	Vector de calor nodal gerado
$\{ Q_{cn} \}$	Vector de calor de condução nodal
$\{ Q_{hn} \}$	Vector de calor de convecção nodal
$\{ T_n \}$	Vector de temperaturas nodais
$\{ V_n \}$	Vector de velocidades nodais
$\{ \delta u \}$	Vector de deslocamentos virtuais
$\{ \delta \varepsilon \}$	Vector de deformações virtuais
$\{ \varepsilon \}$	Vector de deformações
$\{ \sigma \}$	Vector de tensões
$[A_a]$	Matriz de advecção
$[A_d]$	Matriz de difusão
$[B]$	Matriz derivada parcial da matriz de funções de interpolação

[C]	Matriz de amortecimento
[E]	Matriz de elasticidade
[K]	Matriz de rigidez
[K <sub>c</sub> ]	Matriz de condução
[K <sub>h</sub> ]	Matriz de convecção
[M]	Matriz de massa
[N]	Matriz de funções de interpolação

## Abreviaturas

AC	Alternating current ( <i>corrente alternada</i> )
ASTM	American Society for Testing and Materials
ATEX	Atmosphères explosives ( <i>atmosferas explosivas</i> )
C.G.S.	Sistema Centímetro-Grama-Segundo
DC	Direct current ( <i>corrente contínua</i> )
EN	Euronorm
FS	Factor de serviço
IEC	International Electrotechnical Commission
ISO	International Organization for Standardization
MEF	Método de elementos finitos
NEMA	National Electrical Manufacturers
NLGI	National Lubricating Grease Institute
REAE	Regulamento de Estruturas de Aço para Edifícios
S.I.	Sistema Internacional
TEFC	Totally enclosed fan cooled ( <i>totalmente fechado com ventilação externa</i> )
WEG	Grupo das empresas WEG
WEGeuro	WEGeuro Indústria Eléctrica S.A.

# 1. Introdução

## 1.1. O Motor Eléctrico

O motor eléctrico é uma máquina que transforma energia eléctrica em energia mecânica. A descoberta do princípio do seu funcionamento data do início do séc. XIX embora o seu uso generalizado só tenha começado a ocorrer perto do fim do mesmo século.

Actualmente, o motor eléctrico está presente no accionamento mecânico de aplicações tão variadas como as domésticas, tais como máquinas de lavar louça, de lavar roupa, aspiradores, secadores de cabelo e frigoríficos, e como as industriais, tais como ventiladores, bombas hidráulicas, compressores, esteiras transportadoras e prensas.

Existem diversos tipos de motores eléctricos. A principal divisão deve-se ao tipo de corrente eléctrica usada para alimentar o motor, corrente contínua ou corrente alternada. Dentro de cada um destes dois tipos há variantes devido a diversos factores eléctricos. Além disto, também se podem dividir os motores por tipo construtivo, por tipo de sistema de arrefecimento, por tipo de aplicação, por utilização em áreas seguras ou perigosas, etc.

Não obstante as diversas variantes eléctricas, o princípio do funcionamento dum motor eléctrico consiste na interacção entre dois campos magnéticos, o da parte estática do motor (o estator) e o da parte rotativa (o rotor). O rotor roda por diversas formas de interacção entre os dois campos magnéticos, como se verá em secções posteriores desta dissertação. Acoplando o rotor do motor a outra máquina, haverá transmissão de binário, ou seja, de energia mecânica.

## 1.2. A Empresa WEGeuro Indústria Eléctrica S.A.

A empresa WEGeuro Indústria Eléctrica S.A. (WEGeuro), localizada na Maia, é fabricante de motores eléctricos para aplicações industriais. A WEGeuro era, até 2002, a EFACEC Universal Motors, altura em que foi adquirida pelo grupo multinacional brasileiro WEG, sedado em Jaraguá do Sul, estado de Santa Catarina, Brasil, com o objectivo de penetrar no mercado europeu. É uma empresa de mais de trezentas pessoas, dividindo-se pelos departamentos de Vendas, Administrativo, Engenharia do Produto, Engenharia Industrial, Fabrico, e Logística.

Embora a WEGeuro também fabrique outros tipos de motores ocasionalmente, a empresa especializou-se no fabrico de motores de corrente alternada de indução trifásicos totalmente fechados com ventilação externa, destinados a áreas seguras ou a áreas perigosas.

A minha colaboração de mais de cinco anos na WEGeuro, desde 2007 a 2012, foi feita no Departamento de Engenharia do Produto, Secção de Projecto Mecânico. Esta secção tem a responsabilidade da total definição do produto a nível mecânico. Isto significa que tem que projectar todos os componentes mecânicos a fabricar internamente, tanto a nível de desenho como a nível de cálculo, definir os materiais a utilizar nesses componentes, e definir os componentes fabricados externamente a utilizar nos motores. Além disso, também tem que dar apoio técnico a todos os outros departamentos da empresa.

### **1.3. Tema da Dissertação**

Esta dissertação tem como objectivo reflectir o meu conhecimento acumulado de projecto mecânico de motores eléctricos totalmente fechados com ventilação externa (TEFC, “*totally enclosed fan cooled*”) ao longo do meu período de colaboração com a WEGeuro.

É detalhada a composição deste tipo de motores, explicada a função desses componentes e são apresentados os critérios de dimensionamento mecânico de cada um deles, fornecendo assim uma metodologia de projecto para o correcto funcionamento mecânico deste tipo de máquinas.

O motor eléctrico é uma tecnologia já muito estabelecida por isso o seu projecto deve obedecer a uma série de normas internacionais, que serão referidas onde for relevante.

Os critérios de dimensionamento mecânico referidos nesta dissertação dividem-se entre cálculos analíticos e simulações de método de elementos finitos (MEF). Em certos componentes, é comum fazer-se um cálculo analítico com geometria simplificada na fase de anteprojecto, fazendo a verificação da geometria final com MEF posteriormente.

### **1.4. Organização do Relatório**

Esta dissertação está organizada em sete capítulos.

O capítulo 1 consiste na presente introdução, onde se faz o enquadramento do tema desta dissertação e a apresentação da empresa onde o trabalho foi desenvolvido.

O capítulo 2 descreve o funcionamento dum motor eléctrico nas suas diversas variantes. A compreensão destes princípios de funcionamento, embora eléctricos, é necessária para entender os conceitos indicados no capítulo 4. Além disso, têm uma influência directa em diversos fenómenos mecânicos, influenciando os critérios de dimensionamento mecânico.

O capítulo 3 indica diversos exemplos de motores eléctricos para aplicações industriais actualmente da gama da WEG. Faz-se uma breve apresentação desses modelos para dar uma ideia do que é um motor para estas aplicações.

O capítulo 4 detalha as características eléctricas e mecânicas dum motor eléctrico de corrente alternada de indução trifásico de forma a se entender a fundo esta máquina.

O capítulo 5 descreve o conceito de áreas perigosas para a aplicação de motores eléctricos e regras de projecto para este tipo de motores.

O capítulo 6 indica como proceder ao projecto mecânico dos principais componentes constituintes do motor eléctrico TEFC. São indicados os critérios, os cálculos, a sua justificação à luz do conhecimento teórico e a sequência de projecto dos diversos componentes para se mostrar também a interdependência entre estes.

No capítulo 7 fazem-se observações finais e sugestões de desenvolvimento.

## 2. Funcionamento dum Motor Eléctrico

### 2.1. Construção Básica

Um motor eléctrico é constituído por certos componentes comuns a todos os tipos e que são os mais importantes (figura 2.1). O estator (“*stator*”) é a parte imóvel do motor e gera um dos campos magnéticos. É constituído pelos condutores eléctricos enrolados à volta dum núcleo de ferro (“*core*”) ou então por ímanes permanentes. O rotor (“*rotor*” ou “*armature*”) é a parte rotativa do motor e gera o segundo campo magnético. É constituído pelos seus condutores alojados num veio (“*shaft*”) o qual está assente em rolamentos ou chumaceiras o que lhe permite rodar livremente. O estator está alojado na carcaça do motor (“*housing*” ou “*frame*”) e esta é fechada por uma tampa (“*end shield*” ou “*end housing*”) em cada lado. As tampas alojam os rolamentos (“*bearings*”) ou chumaceiras (“*sleeve bearings*”). A ponta do veio exterior à carcaça é o que, acoplado a uma outra máquina, transmite o binário, ou seja, a energia mecânica [1] [4].

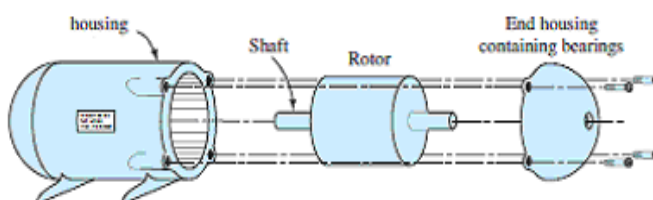


Figura 2.1 – Construção básica dum motor eléctrico [1]

### 2.2. Princípio de Funcionamento

Para cumprir com o seu objectivo de transformar energia eléctrica em mecânica, o motor eléctrico faz uso da passagem de corrente eléctrica para criar um campo magnético que gera a força que o faz rodar, podendo transmitir essa energia mecânica a outra máquina acoplada.

Para melhor explicar o magnetismo, na figura 2.2 estão representados um íman permanente e o seu campo magnético inerente, gerado pelas propriedades magnéticas do seu material constituinte. Vê-se o campo magnético através das suas linhas de fluxo. Por convenção, as linhas de fluxo magnético dirigem-se do pólo norte (N) para o pólo sul (S) [1] [2] [4].

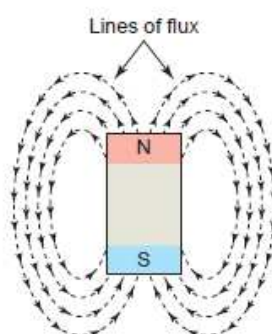
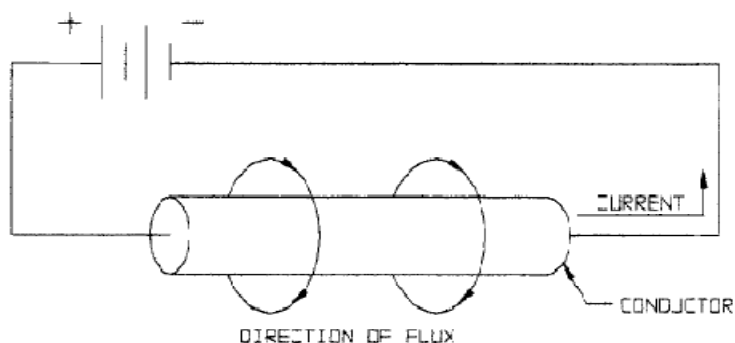


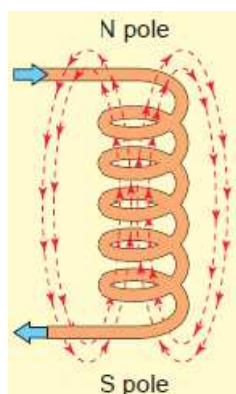
Figura 2.2 – Linhas de fluxo dum campo magnético [2]

Em electromagnetismo, o campo magnético é gerado à volta dum condutor por onde há passagem de corrente eléctrica. Usando a regra da mão direita, determina-se a direcção das linhas de fluxo magnético. O polegar tem a direcção da corrente eléctrica positiva (a corrente eléctrica convencionada, do pólo positivo para o negativo). Os outros dedos, à volta do condutor, definem a direcção das linhas de fluxo magnético (figura 2.3) [1] [3] [4].



**Figura 2.3** – Direcção das linhas de fluxo dum campo electromagnético [3]

Quando um condutor eléctrico tem a forma dum bobina, as linhas de fluxo magnético geradas por cada uma das voltas criam um campo magnético mais forte, semelhante ao campo dum íman permanente (figura 2.4) [1] [2] [4].

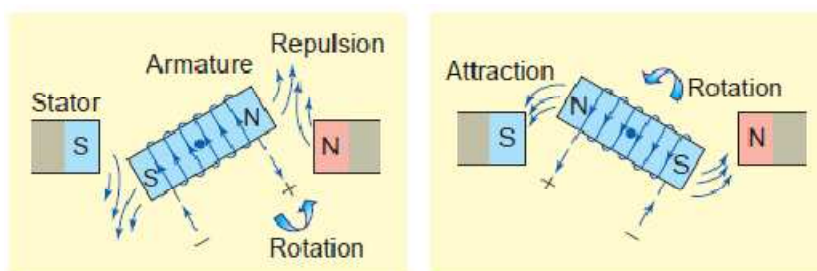


**Figura 2.4** – Campo magnético gerado por uma bobina condutora [2]

O campo magnético dum bobina condutora é muito maior do que o campo em torno dum condutor eléctrico rectilíneo e é ainda maior se a bobina estiver enrolada à volta dum núcleo de ferro visto que este núcleo tem uma menor resistência ao fluxo magnético que o ar. Por isso é que o estator dum motor eléctrico consiste, geralmente, em bobinas enroladas à volta de chaparia de aço [1] [2] [3] [4].

A rotação dum motor eléctrico deve-se à interacção entre dois campos magnéticos. É do conhecimento geral que dois pólos magnéticos de polaridade igual (N-N) ou (S-S) repelem-se enquanto pólos opostos (N-S) atraem-se. Algo que se pode ver ao tentar justapor dois ímanes.

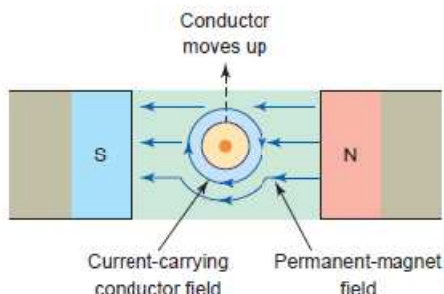
Este princípio também é usado para criar um binário, provocando rotação (figura 2.5).



**Figura 2.5** – Princípio da rotação dum motor eléctrico [2]

Os pólos iguais repelem-se, provocando a rotação inicial do rotor. A certo ponto da rotação, a força de atracção entre os pólos opostos é suficientemente forte para manter o rotor a rodar. Quando os pólos opostos ficarem alinhados, o rotor pararia de rodar devido à atracção destes. Neste ponto, a corrente eléctrica do rotor é comutada, ou seja, invertida, invertendo assim a polaridade do campo magnético deste, provocando a sua rotação contínua [1] [2] [4].

Quando um condutor eléctrico é colocado num campo magnético, há uma interacção entre este campo e o campo gerado pelo condutor, exercendo uma força no condutor, força esta directamente proporcional à corrente eléctrica conduzida. Se o condutor for colocado não paralelamente ao campo magnético, a força exercida nele vai ser perpendicular tanto ao condutor como ao campo (figura 2.6) [1] [2] [4].



**Figura 2.6** – Direcção da força exercida num condutor eléctrico colocado num campo magnético [2]

Para a geração de binário, a figura 2.7 ilustra o procedimento. O condutor é colocado no campo magnético em ambos os sentidos da corrente, fazendo com que, num dos sentidos da corrente, a força exercida no condutor tenha um sentido e, no outro sentido da corrente, a força tenha o sentido oposto. Isto provoca a rotação do rotor [1] [2] [4].

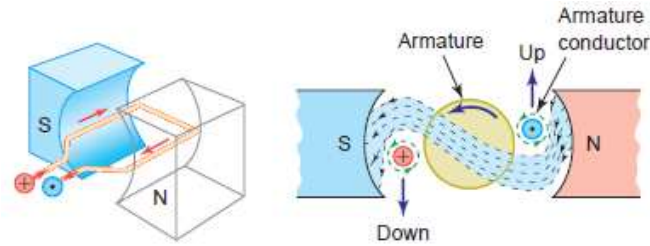


Figura 2.7 – Geração de binário num rotor de um condutor [2]

Na realidade, o rotor é constituído por múltiplos condutores. Os campos magnéticos de cada um destes condutores combinam-se num só, com pólos N e S, que interagem com os pólos do campo do estator de forma a gerarem um binário contínuo (figura 2.8) [1] [2] [4].

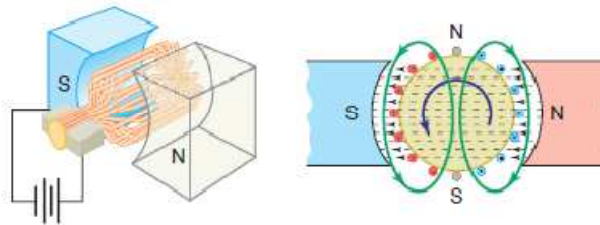
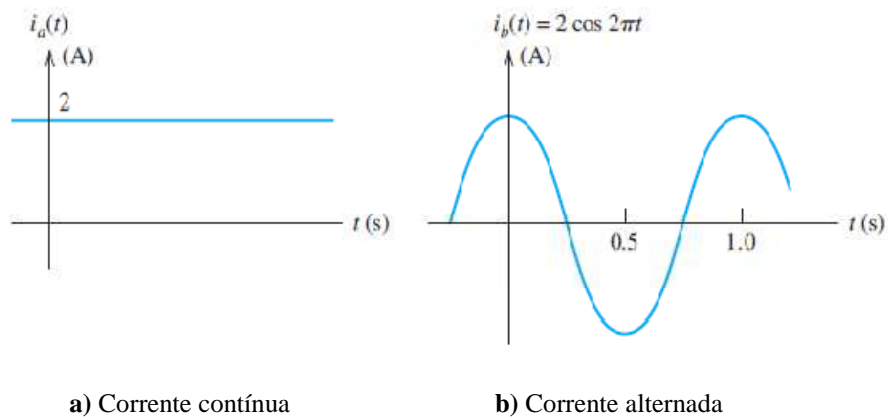


Figura 2.8 – Geração de binário num rotor de múltiplos condutores [2]

### 2.3. Rede de Alimentação Eléctrica

Como já referido em 1.1., a primeira divisão entre motores eléctricos é relativa ao tipo de corrente eléctrica usada para alimentar o motor, corrente contínua (DC, “*direct current*”) ou alternada (AC, “*alternating current*”). O tipo de corrente tem grande influência nas características construtivas do motor. A corrente contínua é constante no tempo enquanto a corrente alternada varia periodicamente com o tempo, vejam-se os exemplos na figura 2.9 [1] [4].



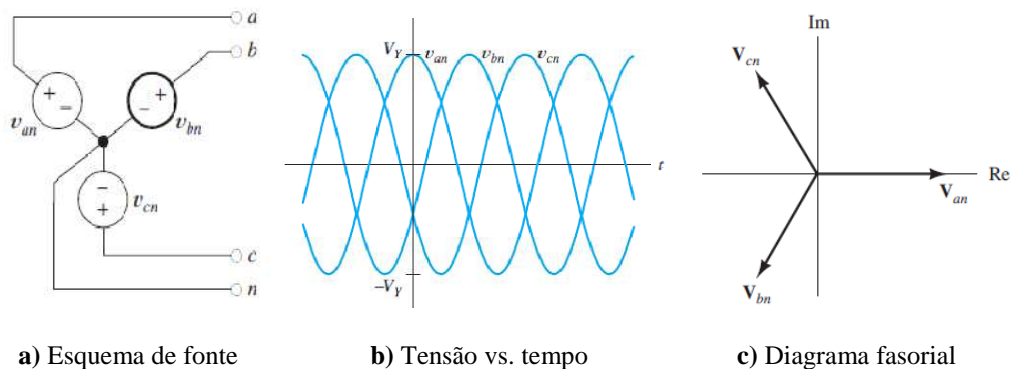
a) Corrente contínua

b) Corrente alternada

Figura 2.9 – Tipos de corrente [1]

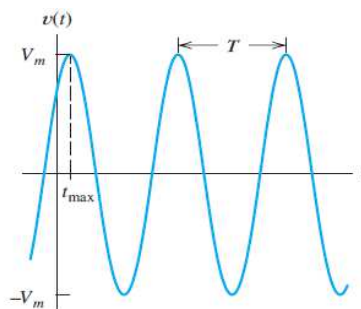
Para se usar corrente contínua, actualmente tem que se fazer uso de uma bateria (como a dum automóvel ou telemóvel) ou de pilhas. Ou então, tem que se utilizar um transformador de corrente. Isto porque a corrente eléctrica comercializada (a que chega a nossas casas) é a alternada, devido a ser mais económico gerar e transmitir este tipo de corrente [1] [4].

A corrente alternada pode ser monofásica ou trifásica. A corrente trifásica implica a geração de três correntes alternadas desfasadas de  $120^\circ$  (figura 2.10). A vantagem da corrente trifásica em relação à monofásica é que a potência gerada é constante em vez de pulsante. Além disso, usando a mesma tensão para cada fase, consegue-se obter o triplo da potência usando as três fases em vez de apenas uma. Isto só se torna necessário para clientes industriais. Para clientes domésticos e comerciais, geralmente só se faz chegar uma fase [1] [4].



**Figura 2.10** – Corrente alternada trifásica [1]

A corrente alternada sinusoidal é periódica, repetindo o mesmo padrão de valores a cada período  $T$  (figura 2.11).



**Figura 2.11** – Período duma tensão sinusoidal [1]

A frequência  $f$  dum sinal periódico corresponde ao número de ciclos por segundo:

$$f = \frac{1}{T} \quad [s^{-1}] \text{ ou } [Hz] \quad (2.1)$$

A frequência da corrente alternada comercializada é de 50 Hz ou de 60 Hz, dependendo da parte do mundo onde se estiver [1] [4].

## 2.4. O Motor DC

O motor DC foi o primeiro a ser inventado e a ser comercializado. Actualmente, não é o mais utilizado devido à electricidade comercializada ser alternada. Contudo, o motor DC continua a ser usado em aplicações onde o controlo preciso do seu binário e da sua velocidade de rotação são indispensáveis, tais como gruas e elevadores, recorrendo à transformação da corrente.

A rotação contínua do rotor é obtida, como explicado anteriormente, por inversão da sua corrente eléctrica. Os pólos magnéticos do rotor são atraídos pelos pólos opostos do estator provocando a rotação (figura 2.12). Quando os pólos do rotor estiverem alinhados com os do estator, as escovas (*brush*) do rotor estarão no hiato do comutador (*commutator*) e nenhuma corrente passará no rotor. A inércia do rotor leva-o para lá deste ponto, altura em que o comutador inverte a corrente do rotor, invertendo os seus pólos, provocando, novamente, a repulsão de pólos iguais e atracção de pólos opostos, continuando a rotação (figura 2.13) [2].

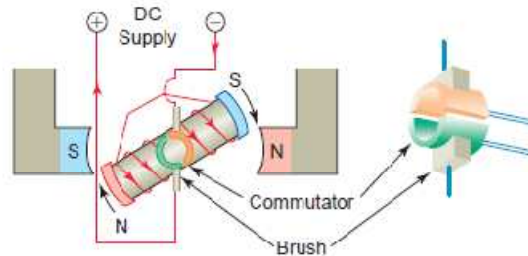


Figura 2.12 – Início da rotação dum motor DC [2]

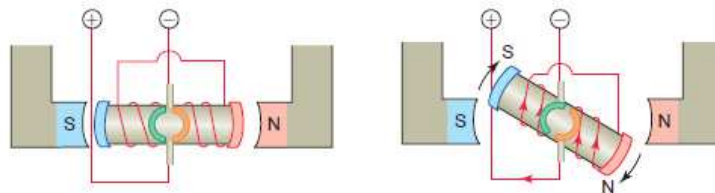


Figura 2.13 – Inversão da corrente e da polaridade do rotor do motor DC [2]

Existem quatro tipos de motores DC: de ímanes permanentes, em série (*series*), em paralelo (*shunt*) e compostos (*compound*) [2].

### 2.4.1. Motor DC de Ímanes Permanentes

O motor DC de ímanes permanentes utiliza, para a criação do campo magnético do estator, ímanes permanentes e, para a criação do campo do rotor, bobinas condutoras. Este tipo de motor DC é utilizado, principalmente, devido à sua construção mais compacta que a dos outros tipos. Isto deve-se a não usar bobinagem no estator. Por isso, é utilizado em aplicações automóveis, tais como limpa para-brisas e vidros eléctricos. A figura 2.14 ilustra um destes motores. O sentido de rotação deste motor depende do sentido da corrente do rotor, ou seja, da direcção do seu campo magnético. Alterando a polaridade da tensão do rotor obtém-se este efeito [2].

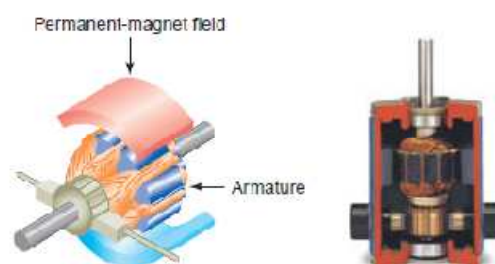


Figura 2.14 – Motor DC de ímanes permanentes [2]

Ao contrário dos motores de ímanes permanentes, os motores DC em série, em paralelo e compostos não têm um campo magnético do estator gerado por ímanes permanentes mas gerado por bobinagem condutora (figura 2.15) [2].

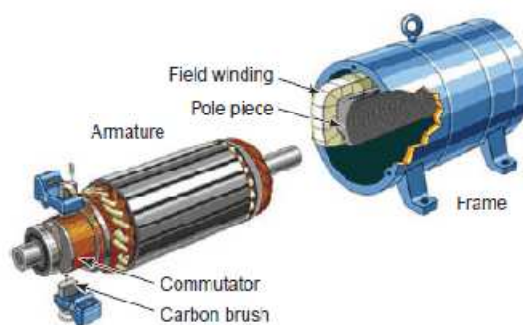


Figura 2.15 – Motor DC em série, em paralelo ou composto [2]

### 2.4.2. Motor DC em Série

O motor DC em série (“series”) tem a bobinagem do estator (“field winding”) ligada em série com a bobinagem do rotor. Isto significa que a bobinagem do estator vai conduzir a mesma corrente que a do rotor, ou seja, vai conduzir toda a corrente necessária para criar o binário para mover a carga do motor (figura 2.16). A vantagem disto é que os campos magnéticos dentro do motor são fortes, produzindo grandes binários, ideais para o arranque do movimento de grandes cargas mecânicas. A figura 2.17 mostra uma curva característica dum destes motores [2].

Onde a curva do binário (“*torque*”) e a curva da velocidade de rotação (“*speed*”) intersectam a recta da carga a mover (“*rated load*”), esse é o ponto de funcionamento do motor. Note-se que a velocidade varia imenso entre a ausência de carga (funcionamento em vazio) e a carga a mover (carga nominal) portanto estes motores não são adequados para situações de carga variável. São utilizados em gruas e elevadores devido à capacidade de arranque de grandes cargas [2].

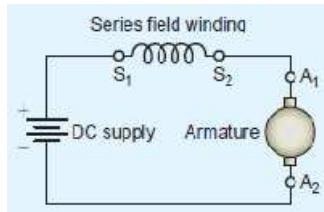


Figura 2.16 – Diagrama de ligação dum motor DC em série [2]

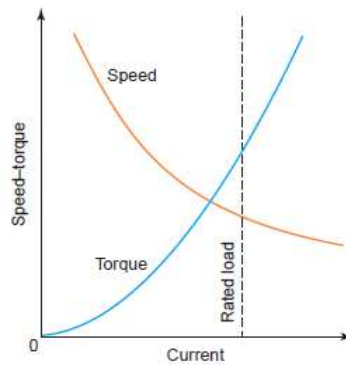


Figura 2.17 – Curva característica dum motor DC em série [2]

### 2.4.3. Motor DC em Paralelo

O motor DC em paralelo (“*shunt*”) tem a bobinagem do estator ligada em paralelo com a bobinagem do rotor (figura 2.18). Isto significa que a corrente que passa no estator é constante, independente da velocidade do motor. Por isso, o binário do motor só varia com a corrente que passa no rotor (figura 2.19). Uma das principais vantagens é a sua velocidade praticamente constante, independentemente de estar a funcionar em vazio ou à carga nominal. Por isso, estes motores são utilizados, por exemplo, em esteiras transportadoras onde uma velocidade constante é fundamental [2].

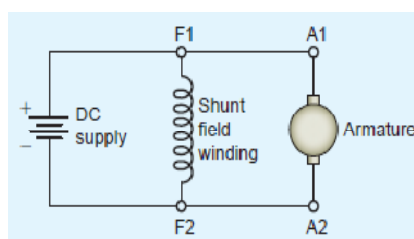


Figura 2.18 – Diagrama de ligação dum motor DC em paralelo [2]

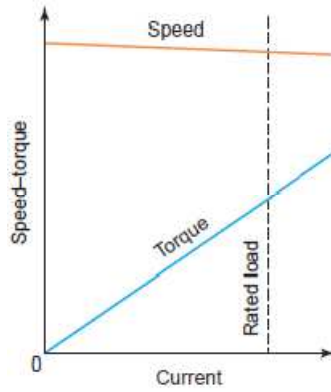


Figura 2.19 – Curva característica dum motor DC em paralelo [2]

#### 2.4.4. Motor DC Composto

O motor DC composto (“*compound*”) é, como o nome indica, uma combinação dos motores em série e em paralelo. Tem duas bobinagens do estator, uma ligada em série com a bobinagem do rotor e outra ligada em paralelo (figura 2.20). A ligação em paralelo dá a estes motores a vantagem de velocidade constante dos motores em paralelo enquanto a ligação em série dá a vantagem de arranque com grande binário caso a carga seja elevada. A figura 2.21 dá uma comparação entre as curvas características dum motor composto e as dum motor em série e dum em paralelo. Como se vê, a curva característica do motor composto, tanto a nível de velocidade de rotação como a nível de binário, está entre as curvas do motor em série e do motor em paralelo. Estes motores são utilizados em aplicações onde é necessário um grande binário de arranque mas também, ao mesmo tempo, uma velocidade constante [2].

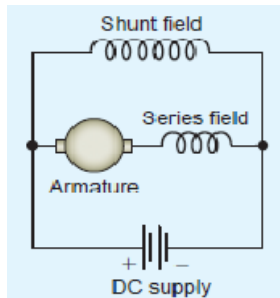
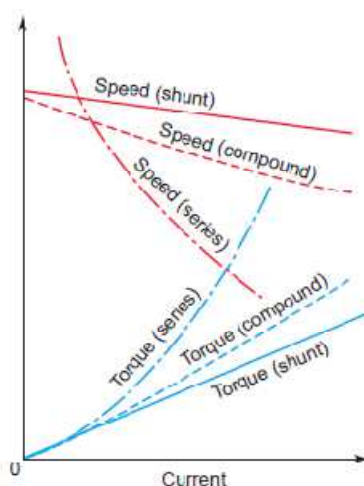


Figura 2.20 – Diagrama de ligação dum motor DC composto [2]



**Figura 2.21** – Comparação entre as curvas características dos motores DC composto, em série e em paralelo [2]

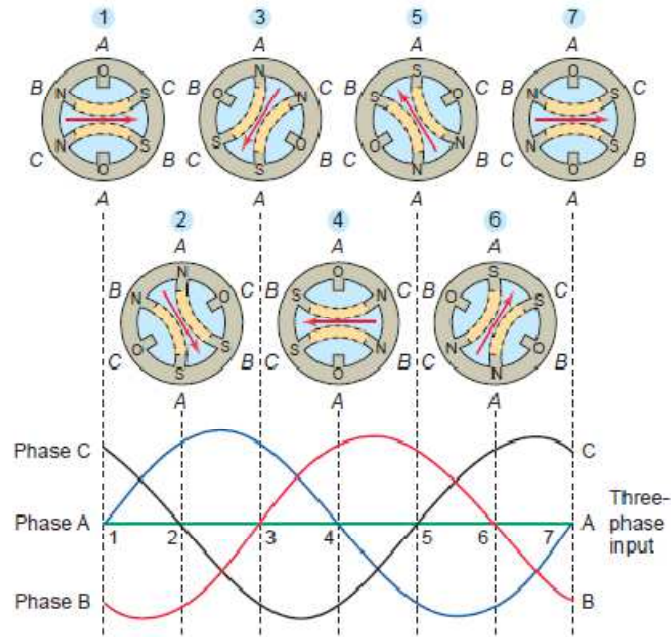
O sentido de rotação dos motores DC em série, em paralelo e composto inverte-se alterando-se ou o sentido da corrente do estator ou o da corrente do rotor. Se se alterar ambos, o sentido de rotação do motor manter-se-á igual [2].

## 2.5. O Motor AC

O motor AC é o mais utilizado actualmente devido à corrente eléctrica comercializada ser alternada não precisando, por isso, dum transformador de corrente associado. Além disso, não precisa de inverter a corrente tornando a sua construção e a sua manutenção mais simples e barata que as do motor DC.

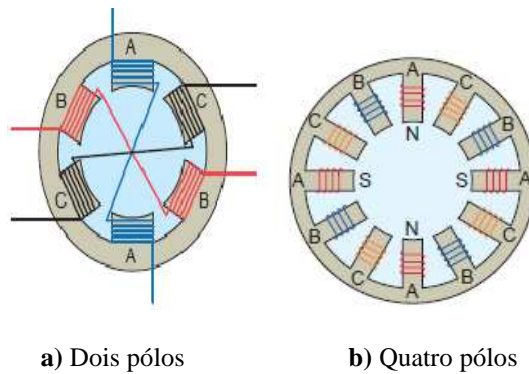
A principal diferença entre um motor AC e um DC reside no facto, para um motor AC, do campo magnético do estator ser girante, ou seja, rodar. Assim, não há necessidade de inverter a corrente de alimentação do rotor e, conseqüentemente, inverter o seu campo magnético. O campo magnético do rotor irá sempre rodar de acordo com a rotação do campo do estator [2] [3].

A figura 2.22 esquematiza este princípio. Três conjuntos de bobinagem são colocados numa forma equidistante no estator e cada um deles está ligado a uma fase diferente de corrente de alimentação. Quando o estator é alimentado com a corrente alternada trifásica, a polaridade do estator vai girando à medida da evolução das sinusóides de cada fase. Ou seja, o campo magnético resultante dos campos magnéticos de cada uma das três fases vai mudando de direcção porque cada um dos campos individuais vai alterando não a sua direcção mas a sua intensidade [2] [3].



**Figura 2.22** – Evolução do campo girante [2]

Num motor AC, o número de pólos é determinado pelo número de bobinagens diferentes para cada fase. Na figura 2.23a, tem-se uma bobinagem diferente para cada uma das três fases por isso é um estator de dois pólos. Na figura 2.23b, já se tem duas bobinagens diferentes para cada uma das três fases por isso é um estator de quatro pólos [2] [3].



**Figura 2.23** – Polaridades de estatores [2]

A velocidade de rotação dum motor AC é definida de duas formas, pela velocidade síncrona ou pela velocidade de funcionamento. A velocidade síncrona  $n_s$  é a velocidade de rotação do campo magnético do estator. Esta é a velocidade de rotação teórica do motor porque o rotor pode rodar a essa velocidade ou não. A sua fórmula é:

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} \quad [rpm] \quad (2.2)$$

A velocidade síncrona é directamente proporcional à frequência de alimentação da rede  $f$  e inversamente proporcional ao número de par de pólos  $p$  [2] [3].

A primeira divisão de motores AC é entre os motores de indução e os motores síncronos.

O motor AC de indução é assim chamado porque o rotor não é alimentado directamente com corrente eléctrica. Em vez disso, o campo magnético do estator induz uma corrente eléctrica no rotor através do espaço entre o estator e rotor, o chamado entreferro (“*air gap*”), criando o campo do rotor. Esta corrente induzida no rotor tem um efeito que é o escorregamento (“*slip*”), ou seja, o campo do rotor rodar a uma velocidade inferior à do campo do estator [2] [3].

Para mover uma carga maior, ou seja, para se obter um binário maior, os campos magnéticos terão que ser maiores e, por isso, as correntes induzidas terão que ser maiores também. Para tal, a diferença de velocidade entre os campos magnéticos do estator e do rotor terá também que ser maior. Por isso, nos motores de indução, a velocidade de rotação depende da carga a mover [2] [3].

Os motores AC de indução podem ser trifásicos ou monofásicos.

### 2.5.1. Motor AC de Indução Trifásico

Os motores AC de indução trifásicos podem ser de rotor de gaiola de esquilo (“*squirrel cage*”) ou de rotor bobinado (“*wound rotor*”). Estes são a maioria dos motores eléctricos utilizados em aplicações industriais, ou seja, que requeiram potências consideráveis. Estas são bombas, ventiladores, compressores e trituradoras, por exemplo [2] [3].

O motor AC de indução trifásico de rotor de gaiola de esquilo tem o seu rotor constituído por barras sólidas condutoras, em vez de bobinas, curto-circuitadas por anéis (“*end rings*”) dispostas circularmente numa configuração a lembrar uma gaiola de exercício físico para esquilos (figura 2.24). A figura 2.25 mostra três curvas características tipo destes motores, em que a aplicação determina qual destes três motores é o mais apropriado [2] [3].

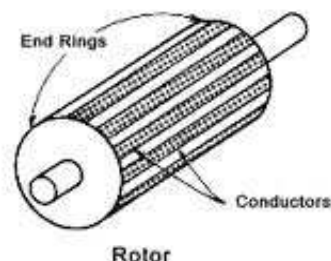
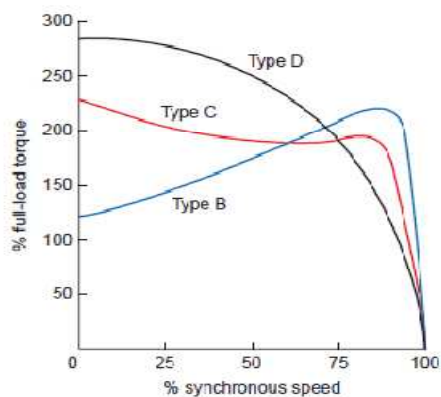
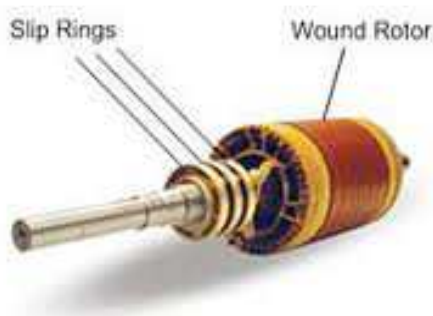


Figura 2.24 – Rotor de gaiola de esquilo [3]



**Figura 2.25** – Curvas características de motores com rotor de gaiola de esquilo [2]

O motor AC de indução trifásico de rotor bobinado é uma variante do motor de rotor de gaiola de esquilo. Estes motores têm uma bobinagem trifásica no rotor com terminais em anéis colectores deslizantes (*“slip rings”*) (figura 2.26). Estes anéis estão ligados a resistências variáveis externas de forma a variar a corrente no rotor, permitindo aumentar o binário de arranque do motor. Estes motores são, portanto, utilizados em aplicações onde o binário de arranque dum motor de rotor de gaiola de esquilo é manifestamente insuficiente [2] [3].



**Figura 2.26** – Rotor bobinado [2]

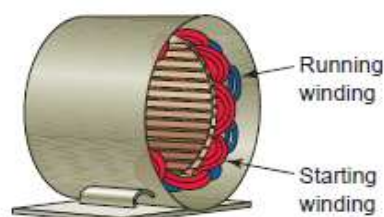
O sentido de rotação dum motor AC trifásico altera-se trocando-se a alimentação entre duas das bobinagens do estator, ou seja, trocando as suas fases [2] [3].

### 2.5.2. Motor AC de Indução Monofásico

Os motores AC de indução monofásicos podem ser de fase dividida (*“split phase”*), de fase dividida e condensador (*“split phase capacitor”*) ou de pólos sombreados (*“shaded pole”*). Estes motores são utilizados em aplicações domésticas e comerciais, ou seja, que requeiram baixas potências, devido, como já referido em 2.3., à electricidade fornecida nestes casos ser alternada monofásica. Estas são máquinas de lavar roupa, de lavar louça, ventoinhas e ar condicionado, por exemplo [2] [3].

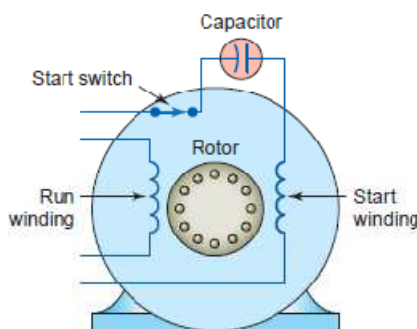
Ao contrário dos motores de indução trifásicos, estes motores não arrancam automaticamente assim que o estator é alimentado, precisam dum sistema auxiliar. Assim que o rotor estiver a rodar, o campo girante é formado. Até lá, o estator apenas produz um campo magnético pulsante e estacionário. Estes motores são todos de rotor de gaiola de esquilo [2] [3].

O motor AC de indução monofásico de fase dividida tem duas bobinagens de estator, uma principal de funcionamento (“*running winding*”) e outra auxiliar de arranque (“*starting winding*”) (figura 2.27). Por estarem desfasadas de  $45^\circ$ , o campo magnético do estator começa a rodar. A bobinagem de arranque é desligada automaticamente, através dum interruptor centrífugo, assim que a velocidade do rotor chega a 75% da velocidade de funcionamento (velocidade nominal) [2] [3].



**Figura 2.27** – Estator dum motor de fase dividida [2]

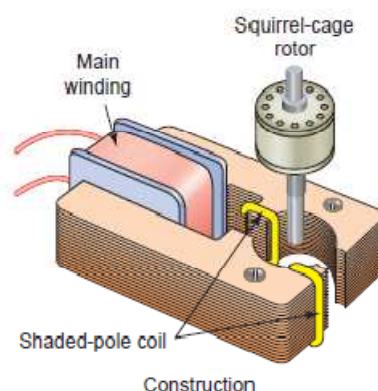
O motor AC de indução monofásico de fase dividida e condensador (“*capacitor*”) é um motor de fase dividida modificado. Um condensador ligado em série com a bobinagem de arranque cria um desfasamento de  $80^\circ$  entre as duas bobinagens em vez dos  $45^\circ$  do motor de fase dividida normal (figura 2.28). Isto gera um binário de arranque consideravelmente maior [2] [3].



**Figura 2.28** – Esquema de ligação dum motor de fase dividida e condensador [2]

O sentido de rotação dum motor AC monofásico de fase dividida e de fase dividida e condensador altera-se invertendo a polaridade ou da bobinagem principal ou da auxiliar [2] [3].

O motor AC de indução monofásico de pólos sombreados só tem uma bobinagem de estator, não tem bobinagem de arranque nem interruptor. O arranque deve-se a um elo de cobre à volta de cada pólo (figura 2.29). Mas esta construção gera um binário de arranque bastante menor que os outros motores monofásicos. Portanto, estes motores só têm aplicações domésticas tais como ventoinhas e máquinas de barbear. O sentido de rotação dum motor AC monofásico de pólos sombreados não se altera, a não ser que tenha duas bobinagens, uma para cada sentido de rotação [2] [3].



**Figura 2.29** – Bobinagem dum motor de pólos sombreados [2]

### 2.5.3. Motor AC Síncrono

Os motores AC síncronos são um caso especial dos motores AC. Isto porque, como o próprio nome indica, estes motores rodam à velocidade síncrona.

O estator dum motor síncrono é muito semelhante ao dum motor de indução e este é alimentado com corrente alternada, criando o campo girante. O rotor é semelhante ao dum motor de indução de rotor bobinado e tem um número de pólos igual ao do estator. A grande diferença é que o rotor é alimentado com corrente contínua, através de anéis colectores, criando o seu campo magnético em vez deste ser induzido pelo campo do estator. Assim, não há escorregamento e os dois campos alinham-se perfeitamente. O motor não arranca desta forma mas da mesma forma como um motor de indução. Só quando já estiver à velocidade máxima que esta forma de arranque lhe permite é que a alimentação DC é ligada para levar o motor à velocidade síncrona [2]

Estes motores são utilizados em aplicações que requeiram grandes potências e onde, por via disso, o rendimento dos motores AC de indução se torne insuficiente. A figura 2.30 compara os rendimentos dum motor de indução com dois motores síncronos com dois factores de potência distintos. Além disso, a velocidade mantém-se constante independentemente da carga. Por este motivo, por se poder obter maiores potências e por terem menor tamanho, estes motores substituem os motores DC em grandes aplicações industriais. Estas são a indústria de mineração (britadeiras), papel e celulose (extrusoras, compressores), por exemplo [2].

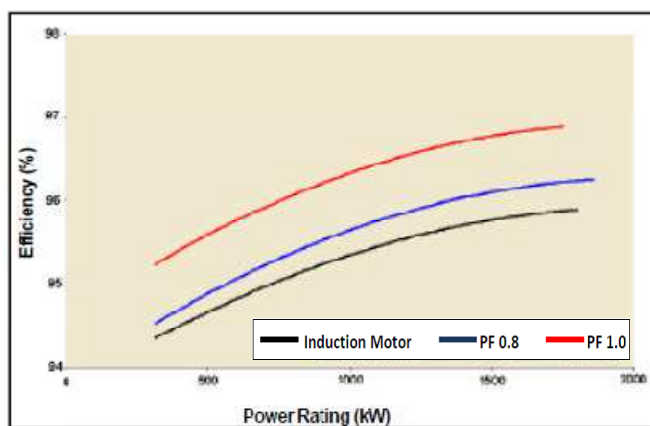


Figura 2.30 – Rendimento de motores síncronos vs. motores de indução [2]

### 3. Exemplos de Motores Eléctricos para Aplicações Industriais

Actualmente, no mercado, os tipos de motores eléctricos para aplicações industriais são, principalmente, os AC de indução trifásicos, os AC síncronos e os DC. Neste capítulo apresentam-se exemplos dos diversos tipos de motores WEG para este tipo de aplicações.

Como já referido em 1.2., a WEGeuropa especializou-se na concepção e fabrico de motores eléctricos para aplicações industriais, especificamente motores AC de indução trifásicos.

Num catálogo de motores eléctricos, as principais características identificativas de cada um, além da designação do modelo ou gama, são a altura de eixo (distância entre o eixo de rotação do rotor e a superfície de apoio das patas do motor), forma construtiva (horizontal, vertical, com patas ou sem, etc.), potência, tensão de alimentação, frequência de alimentação e polaridade.

#### 3.1. Motores AC de Indução Trifásicos

*Gama:* W22

*Altura de Eixo:* 63 a 355mm

*Potência:* 120W a 500kW

*Tensão:* Baixa ( $\leq 1100V$ ) e média ( $\leq 6600V$ )

*Polaridade:* 2, 4, 6 e 8 pólos

*Descrição:* O produto mais reconhecido da empresa WEG. Motor de aplicação industrial generalizada, tais como bombas, ventiladores, compressores, moinhos, prensas e britadeiras. Foco na relação custo-benefício, na redução do consumo de energia eléctrica, do ruído e da vibração, e na fácil manutenção.



Figura 3.1 – Gama de motores WEG W22 [6]

*Gama:* HGF

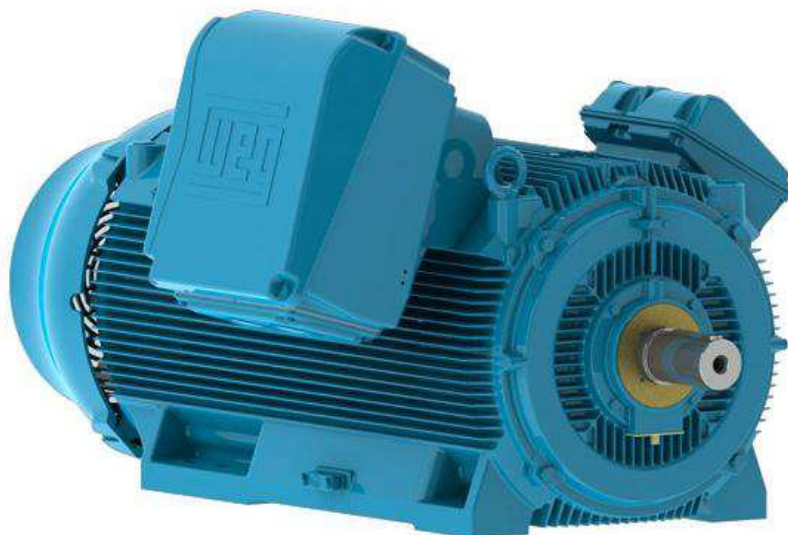
*Altura de Eixo:* 315 a 630mm

*Potência:* 120 a 3000kW

*Tensão:* Baixa e média

*Polaridade:* 2, 4, 6, 8, 10 e 12 pólos

*Descrição:* Motor para aplicações industriais generalizadas requerentes de maiores potências, especialmente o sector da mineração, do papel e da celulose.



**Figura 3.2** – Motor WEG HGF [6]

*Gama:* Water Cooled

*Altura de Eixo:* 180 a 355mm

*Potência:* 20 a 400kW

*Tensão:* Baixa

*Polaridade:* 2, 4, 6 e 8 pólos

*Descrição:* Motor refrigerado a água de forma a obter uma maior relação potência-tamanho. Para aplicações onde o espaço é reduzido, tais como navios e estações de saneamento.



**Figura 3.3** – Motor WEG Water Cooled [6]

*Gama:* Roller Table

*Altura de Eixo:* 132 a 225mm

*Potência:* Sob consulta

*Tensão:* Baixa

*Polaridade:* 2, 4, 6 e 8 pólos

*Descrição:* Motor para a indústria siderúrgica, nomeadamente mesas de rolos transportadoras e laminadoras. Sujeito a sobreaquecimento e a estar coberto por agentes corrosivos, água e poeira, daí as alhetas radiais para evitar acumular esses resíduos.



**Figura 3.4** – Motor WEG Roller Table [6]

*Gama:* Motofreio

*Altura de Eixo:* 71 a 200mm

*Potência:* 120W a 4kW

*Tensão:* Baixa

*Polaridade:* 2, 4, 6 e 8 pólos

*Descrição:* Motor com um freio acoplado de forma a garantir paragens rápidas e precisas. Destinado a elevadores de carga, máquinas de processos industriais e transportadoras.



**Figura 3.5** – Motor WEG Motofreio [6]

*Gama:* W22X

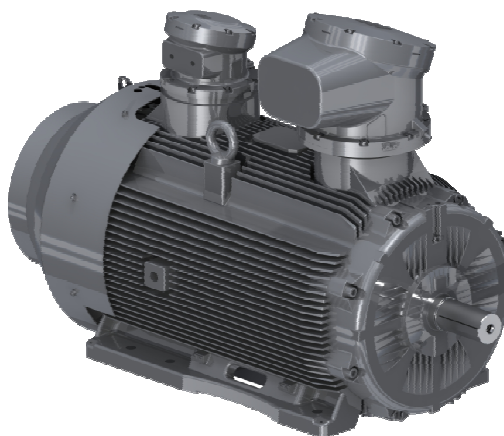
*Altura de Eixo:* 315 a 500mm

*Potência:* 90 a 1500kW

*Tensão:* Baixa, média e alta ( $\leq 14000V$ )

*Polaridade:* 2, 4, 6 e 8 pólos

*Descrição:* Motor destinado a áreas perigosas, ou seja, onde estejam presentes vapores ou poeiras combustíveis. Invólucro dimensionado para ou evitar a combustão dessa atmosfera ou para suportar uma explosão interior. Destinado ao sector do Oil&Gas.



**Figura 3.6** – Motor WEG W22X [9]

*Gama:* Smoke

*Altura de Eixo:* 80 a 355mm

*Potência:* 120W a 400kW

*Tensão:* Baixa

*Polaridade:* 4, 6 e 8 pólos

*Descrição:* Motor para aplicações de ventilação e exaustão como, por exemplo, edifícios e túneis. Para ventilação normal e de emergência, onde funciona a altas temperaturas durante algumas horas até queimar.



**Figura 3.7** – Motor WEG Smoke [6]

### 3.2. Motores AC Síncronos

*Gama:* Motores Síncronos

*Altura de Eixo:* 280 a 1800mm

*Potência:* até 110000kW

*Tensão:* Baixa, média e alta

*Velocidade:* 150 a 3600rpm

*Descrição:* Motor para aplicações que exijam grandes potências e onde, por isso, seja mais económico no longo prazo que o motor de indução visto a sua construção ser muito mais cara que estes. Apresentam o maior rendimento que os motores de indução e outras vantagens como a correcção do factor de potência (economizando energia eléctrica), a velocidade constante independente da carga e altos binários de arranque com baixas correntes de arranque. As suas principais aplicações são na indústria de mineração (britadeiras, moinhos), siderurgia (laminadoras, ventiladores, bombas, compressores), do papel e celulose (extrusoras), saneamento (bombas) e do cimento (britadeiras, correias transportadoras).



**Figura 3.8** – Motores WEG Síncronos [7]

### 3.3. Motores DC

*Gama:* DNW, DNF

*Altura de Eixo:* até 1800mm

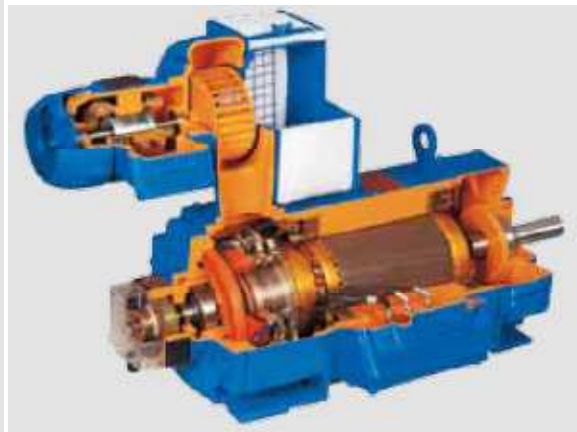
*Potência:* até 10000kW

*Tensão:* até 800VDC

*Descrição:* Motores para aplicações que exijam intervalos de manutenção alargados, amplas faixas de variação de velocidade, regulação precisa da mesma, aceleração e desaceleração controlada. As aplicações são variadas, desde máquinas têxteis a guindastes, veículos de tracção, máquinas de papel e máquinas de moagem. Contudo, a sua construção é muito mais cara que os motores AC portanto a sua utilização limita-se às aplicações onde são indispensáveis as características acima mencionadas.



a) DNW



b) DNF

**Figura 3.9** – Motores WEG de Corrente Contínua [8]

## 4. Características dum Motor Eléctrico de Indução Trifásico TEFC

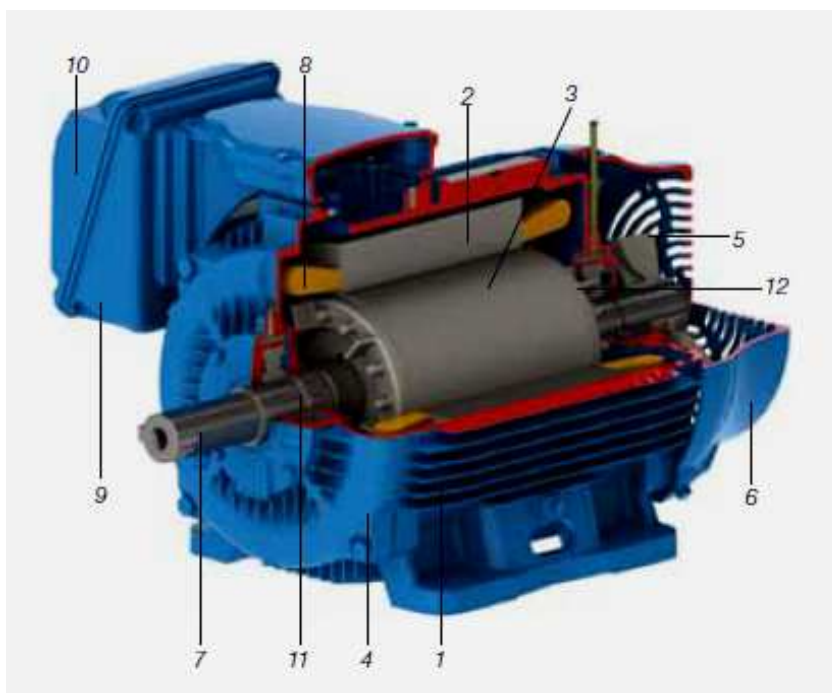
Este capítulo detalha as características eléctricas e mecânicas do motor eléctrico AC de indução trifásico na sua versão TEFC que é, como referido em 1.2., o motor em que a WEGeuro se especializou. Estes conceitos são necessários para entender os critérios de dimensionamento mecânicos detalhados no capítulo 6.

Para as máquinas eléctricas rotativas, há um conjunto de normas internacionais fundamentais que regulam o seu projecto publicadas pela *International Electrotechnical Commission* (IEC). A tabela 4.1 indica as principais normas utilizadas.

Norma	Conteúdo
IEC 60034-1	Classificação e performance
IEC 60034-5	Graus de protecção para invólucros (código IP)
IEC 60034-6	Métodos de arrefecimento (código IC)
IEC 60034-7	Formas construtivas e de montagem (código IM)
IEC 60034-9	Limites de ruído
IEC 60034-14	Vibrações mecânicas
IEC 60072-1/2	Dimensões e séries de potências
IEC 60079	Série de normas sobre equipamentos eléctricos para atmosferas explosivas
IEC 60085	Materias isolantes térmicos

**Tabela 4.1** – Normas principais de máquinas eléctricas rotativas

### 4.1. Componentes Principais



**Figura 4.1** – Componentes principais dum motor de indução trifásico TEFC [5]

- 1) Carcaça: Suporte do conjunto, constituída geralmente em ferro fundido, podendo também ser aço ou alumínio injectado. Com alhetas para melhor transferência de calor e com patas resistentes o suficiente para não amplificar a vibração proveniente do rotor.
- 2) Chaparia do Estator: Núcleo da bobinagem do estator, em aço magnético, para diminuir a resistência ao fluxo magnético.
- 3) Chaparia do Rotor: Tem as mesmas características que a do estator.
- 4) Tampa: Fecha o motor junto com a carcaça e aloja os rolamentos, onde o veio assenta. É fabricado com o mesmo material da carcaça.
- 5) Ventilador: Em plástico, ferro fundido ou alumínio, unidireccional ou bidireccional, com diferentes tamanhos de acordo com a velocidade de rotação do motor para garantir o caudal de ar necessário para o arrefecimento.
- 6) Tampa de Ventilação: Garante o encaminhamento do caudal de ar pelas alhetas da carcaça e protege o exterior do perigo deste componente rotativo externo ao motor.
- 7) Veio: Transmite a potência mecânica à máquina accionada. Em aço ao carbono, geralmente, ou em aço ligado se a aplicação assim o exigir a nível de esforços.
- 8) Bobinagem do estator: Conjuntos iguais de bobinas, uma para cada fase, que cria o campo magnético girante.
- 9) Caixa de Terminais: Alojamento dos terminais de ligação do motor à rede de alimentação. Do mesmo material que a carcaça.
- 10) Tampa da Caixa de Terminais.
- 11) Rolamentos: Permitem ao rotor rodar livremente. Geralmente rolamentos de esferas, podendo também ser de rolos. Alternativamente, também se usam chumaceiras.
- 12) Barras e Anéis de Curto-Circuito: De alumínio injectado numa única peça ou então de cobre ligados por brasagem.



## 4.2. Conceitos Fundamentais

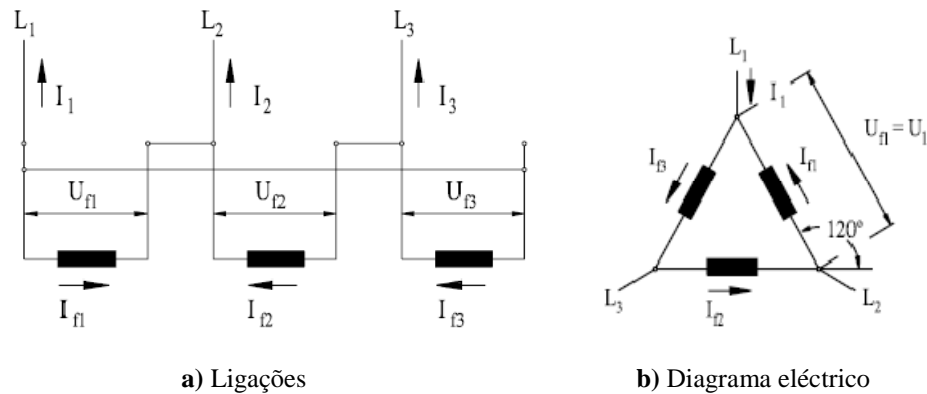
A potência mecânica  $P_{mec}$  é a potência fornecida pelo motor na sua ponta de veio, o binário  $C$  é o disponível na ponta de veio do motor e a velocidade angular  $\omega$  é a velocidade de rotação do motor. O comum é esta velocidade ser expressa em rotações por minuto,  $n$  [3] [5].

$$P_{mec} = C \cdot \omega = \frac{2\pi}{60} \cdot C \cdot n \quad [W] \quad (4.1)$$

A potência eléctrica  $P$  é a potência retirada pelo motor à rede, que é a soma das potências das três fases  $P_f$ , relacionada com a tensão por fase  $U_f$  e corrente por fase  $I_f$  [3] [5].

$$P = 3 \cdot P_f = 3 \cdot U_f \cdot I_f \quad [W] \quad (4.2)$$

Como referido em 2.3., a corrente trifásica implica a geração de três correntes alternadas desfasadas de  $120^\circ$ . Ligando os três sistemas monofásicos entre si e eliminando os fios desnecessários, obtém-se um sistema equilibrado, ou seja, com as três tensões por fase de igual valor desfasadas de  $120^\circ$ . A ligação entre fases pode ser feita em triângulo ( $\Delta$ ) ou em estrela (Y). A ligação em triângulo (figura 4.3) elimina três fios, deixando apenas três ( $L_1$ ,  $L_2$  e  $L_3$ ). A tensão  $U$  e a corrente  $I$  são as de alimentação, as chamadas tensão e corrente de linha [3] [5].

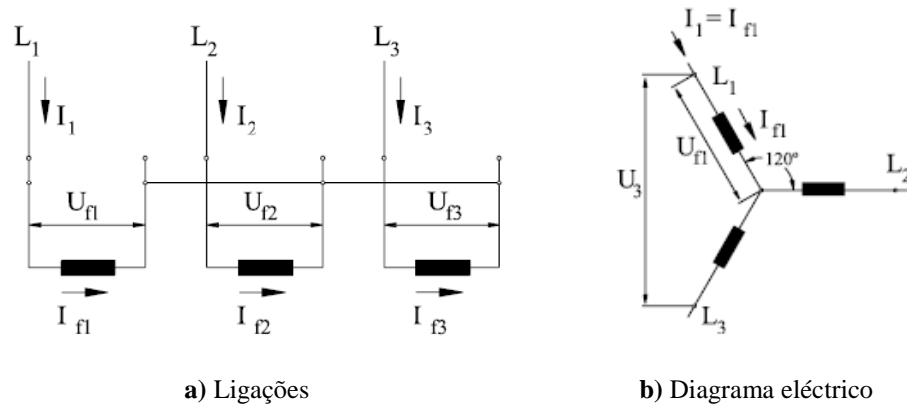


**Figura 4.3** – Ligação em triângulo ( $\Delta$ ) [5]

Na ligação em triângulo:

$$\left. \begin{aligned} U &= U_f \quad [V] \\ I &= \sqrt{3} \cdot I_f \quad [A] \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

A ligação em estrela (figura 4.4) liga um dos fios de cada sistema monofásico a um ponto comum aos três [3] [5].


**Figura 4.4** – Ligação em estrela (Y) [5]

Na ligação em estrela:

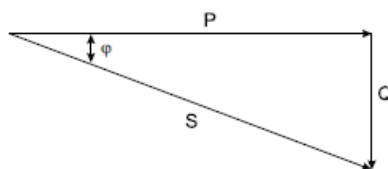
$$\left. \begin{aligned} U &= \sqrt{3} \cdot U_f \quad [V] \\ I &= I_f \quad [A] \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

Assim, a potência eléctrica total, para ambas as ligações, no caso de cargas resistivas (resistências), é:

$$P = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \quad [W] \quad (4.5)$$

No caso dos motores de indução, que são cargas reactivas, existe um desfasamento entre o ângulo de tensão e o de corrente,  $\varphi$ . A potência aparente  $S$  é a potência que existiria caso não houvesse este desfasamento, ou seja, se a carga fosse resistiva. A potência activa  $P$  é a parcela da potência aparente que realiza trabalho e a potência reactiva  $Q$  a que não realiza trabalho, ou seja, que é armazenada nos elementos passivos (condensadores e indutores ou bobinas) do circuito (figura 4.5) [3] [5].

$$\left. \begin{aligned} P &= \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos(\varphi) \quad [W] \\ S &= \sqrt{3} \cdot U \cdot I \quad [V \cdot A] \\ Q &= \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \sin(\varphi) \quad [V \cdot Ar] \end{aligned} \right\} \quad (4.6)$$


**Figura 4.5** – Triângulo de potências de cargas reactivas [5]

O factor de potência  $\cos \varphi$  é um indicador importante no aproveitamento da energia eléctrica extraída da rede. Como a potência reactiva não realiza trabalho, importa que esta seja o menor possível, ou seja, que  $\cos \varphi$  tenda para 1. Visto que um motor de indução, como o próprio nome indica, é um circuito altamente indutivo, se a carga a mover for inferior à carga para a qual o motor está dimensionado, então a potência reactiva será maior que o desejável e haverá desperdício de energia. Por isso, é importante, do ponto de vista económico e ambiental, que o motor de indução seja bem dimensionado para a sua função, visto estes motores serem, de longe, os mais utilizados na indústria [3] [5].

O rendimento  $\eta$  estabelece a relação entre a potência útil mecânica disponibilizada na ponta de veio  $P_u$  e a potência eléctrica absorvida da rede  $P_a$  [3] [5].

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.7)$$

Como referido em 2.5., a velocidade de rotação do campo girante é a velocidade síncrona  $n_s$  e é diferente da velocidade rotação real do motor [3] [5].

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} \quad [rpm] \quad (2.2)$$

O escorregamento  $s$  é a relação entre as velocidades de rotação síncrona e real do motor [3] [5].

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.8)$$

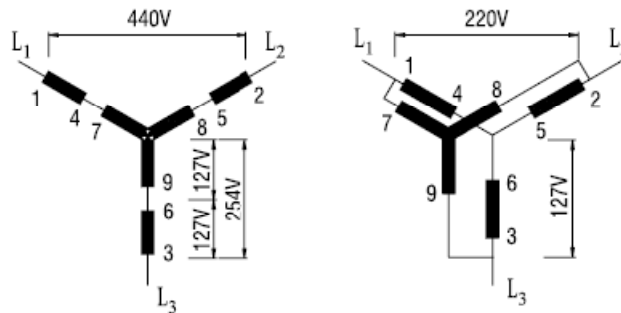
A velocidade nominal do motor é a velocidade deste a funcionar à potência nominal, sob tensão e corrente nominais [3] [5].

### 4.3. Alimentação do Motor

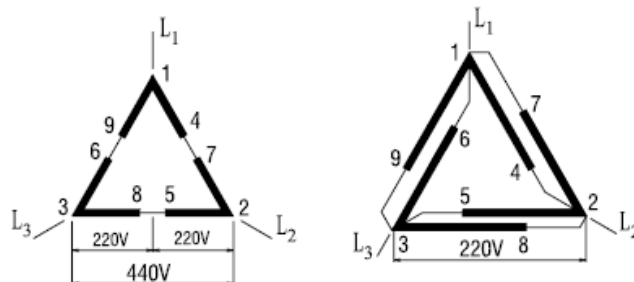
A grande maioria dos motores é fornecida com diferentes tipos de ligação, de forma a poderem funcionar em redes de, pelo menos, duas tensões diferentes.

A curva característica dum motor, para uma determinada tensão, é fixa, independente da carga. Ao se ligar o motor directamente à alimentação vai se ter uma determinada corrente de arranque. Se esta for muito elevada, pode provocar uma queda de tensão na rede de alimentação, interferindo com o funcionamento de outros equipamentos. Se isto se verificar, então o arranque directo tem que ser substituído por arranque por ligação série-paralelo, ligação Y- $\Delta$  ou por arranque electrónico (“*soft-starter*”), de forma a diminuir a corrente de arranque [3] [5].

Na ligação série-paralela, a bobinagem de cada fase é dividida em duas partes (é possível porque o número de pólos é sempre par). Ligando as duas metades em série, cada metade tem metade da tensão por fase nominal do motor. Ligando as duas metades em paralelo, o motor pode ser alimentado com uma tensão igual a metade da tensão anterior, sem que se altere a tensão em cada bobinagem (figuras 4.6 e 4.7). Este tipo de ligação exige nove terminais (indicados nas figuras) no motor e a tensão pode ser, por exemplo, 220/440V, ou seja, o motor é ligado na ligação paralela quando alimentado a 220V e na série quando alimentado a 440V. De forma a reduzir a corrente de partida, arranca-se o motor com ligação em série até atingir a velocidade nominal e depois comuta-se para a ligação em paralelo [3] [5].

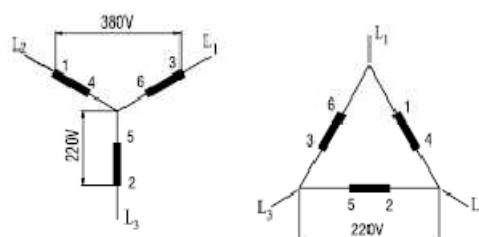


**Figura 4.6** – Ligação série-paralelo Y [5]



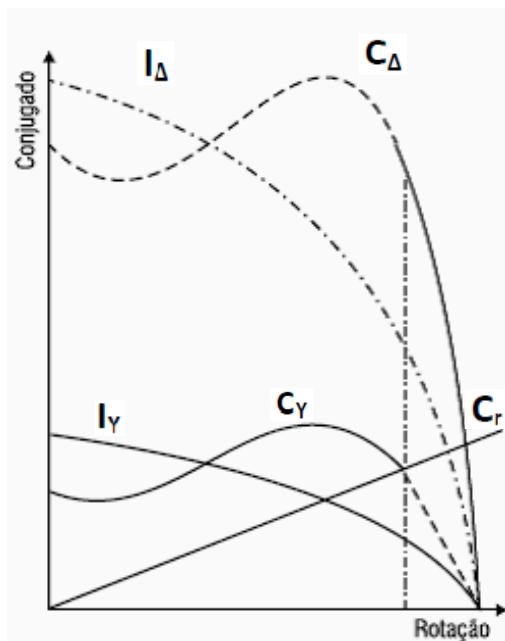
**Figura 4.7** – Ligação série-paralelo Δ [5]

Na ligação estrela-triângulo (Y-Δ), a bobinagem de cada fase tem as suas duas pontas trazidas para fora do motor. Ligando as três fases em triângulo, cada fase recebe a tensão de linha. Ligando as três fases em estrela, o motor pode ser ligado com uma tensão  $\sqrt{3}$  vezes superior (figura 4.8), não alterando a tensão na bobinagem. Este tipo de ligação exige seis terminais no motor e a tensão pode ser, por exemplo, 220/380V [3] [5].



**Figura 4.8** – Ligação Y-Δ [5]

A ligação Y- $\Delta$  pode ser usada quando a curva de binário do motor for suficientemente elevada para garantir a aceleração da carga com a corrente reduzida. O motor arranca em Y com a corrente  $I_Y$  reduzida a cerca de 25% da corrente em  $\Delta$ ,  $I_\Delta$ , e acelera até ao ponto em que o binário resistente  $C_r$  iguala o binário em estrela  $C_Y$ . Aí, a ligação passa para  $\Delta$ , continuando o motor a acelerar até à velocidade nominal (figura 4.9) [3] [5].



**Figura 4.9** – Curva característica arranque Y- $\Delta$  [5]

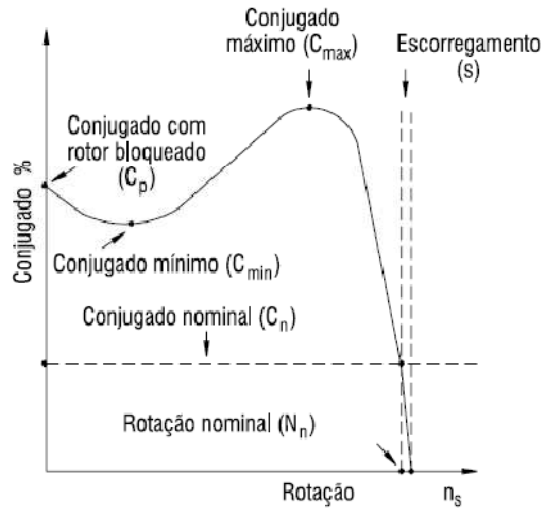
O arranque electrónico implica a ligação de díodos em cada terminal. O disparo de cada díodo é controlado electronicamente de forma a aplicar uma tensão variável aos terminais durante a aceleração. No fim do arranque, a tensão atinge o seu valor final com uma aceleração suave em vez de saltos bruscos. Assim, consegue-se manter a corrente de arranque com valores perto do da nominal. Além desta vantagem, esta solução não tem partes móveis ou que geram arco eléctrico, como nas outras ligações de arranque [3] [5].

#### 4.4. Aceleração do Motor

O motor de indução tem binário (em português brasileiro, o termo para binário é conjugado) nulo à velocidade síncrona. Aumentando o binário necessário para mover a carga, a rotação do motor vai diminuindo até um ponto em que o binário atinge o ponto máximo que o motor é capaz de desenvolver. Se o binário da carga aumentar mais, a rotação do motor cai bruscamente, podendo chegar mesmo a travar (figura 4.10) [3] [5].

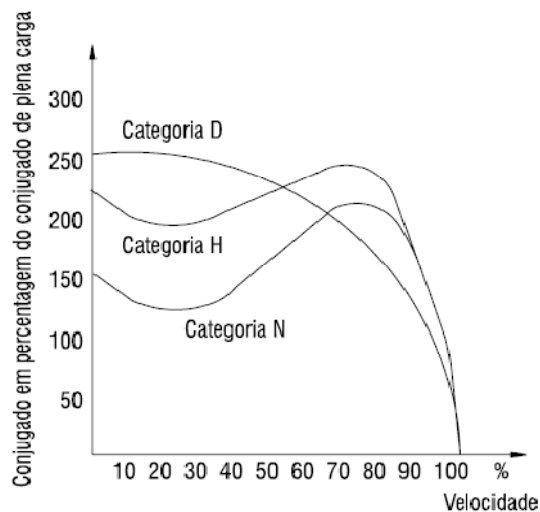
O binário nominal ou de plena carga  $C_n$  é o binário desenvolvido pelo motor à potência nominal, sob tensão e frequência nominais. O binário de rotor bloqueado  $C_p$  é o binário de arranque. O binário mínimo  $C_{min}$  não deve de ser muito baixo de forma a aceleração não ser muito demorada ou mesmo para não se correr o risco do motor travar na aceleração caso  $C_{min}$

seja menor que  $C_n$ . O binário máximo  $C_{max}$  deve de ser o mais alto possível de forma a vencer eventuais picos de carga (como por exemplo, em britadeiras) [3] [5].



**Figura 4.10** – Curva característica típica dum motor de indução [5]

De acordo com a norma IEC 60034-1, há diversas categorias de motores de indução de acordo com as suas características de binário relativamente à velocidade e corrente de arranque (figura 4.11). A categoria N corresponde a binário de arranque e a corrente de arranque normais e baixo escorregamento. São a maioria dos motores de indução no mercado e destinam-se a accionar cargas normais (bombas, ventiladores, máquinas industriais). A categoria H corresponde a binário de arranque alto, corrente de arranque normal e baixo escorregamento. Destinam-se a accionar cargas com maior binário de arranque (esteiras transportadoras, britadeiras). A categoria D corresponde a binário de arranque alto, corrente de arranque normal e alto escorregamento (+ de 5%). Destinam-se a accionar cargas com muito alto binário de arranque e corrente de arranque limitada (elevadores) [3] [5].



**Figura 4.11** – Curvas características das diferentes categorias [5]

Para verificar se o motor consegue accionar a carga ou para se dimensionar uma instalação, equipamento de arranque ou de protecção, é necessário saber o tempo de aceleração do motor  $t_a$ , ou seja, o tempo desde o arranque até atingir a velocidade nominal. Para tal, é preciso saber o momento de inércia total do sistema  $J_t$ , que é a soma dos momentos de inércia do rotor do motor e da carga (referenciada ao eixo de rotação do rotor do motor), as rotações por segundo  $rps$  e o binário médio de aceleração  $C_a$  [3] [5]:

$$t_a = \frac{2\pi \cdot rps \cdot J_t}{C_a} \quad [s] \quad (4.9)$$

$C_a$  calcula-se obtendo a diferença entre o binário do motor e o da carga para cada instante de tempo até se atingir a velocidade nominal mas é suficiente fazer um cálculo gráfico (figura 4.12). Basta que a soma das áreas  $A_1$  e  $A_2$  seja igual a  $A_3$  e que a área  $B_1$  seja igual a  $B_2$  [3] [5].

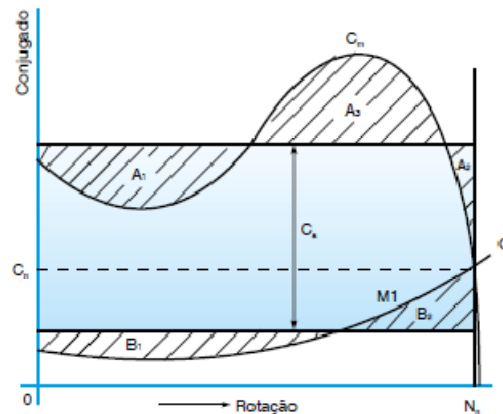


Figura 4.12 – Determinação gráfica de  $C_a$  [5]

## 4.5. Características em Serviço

### 4.5.1. Aquecimento

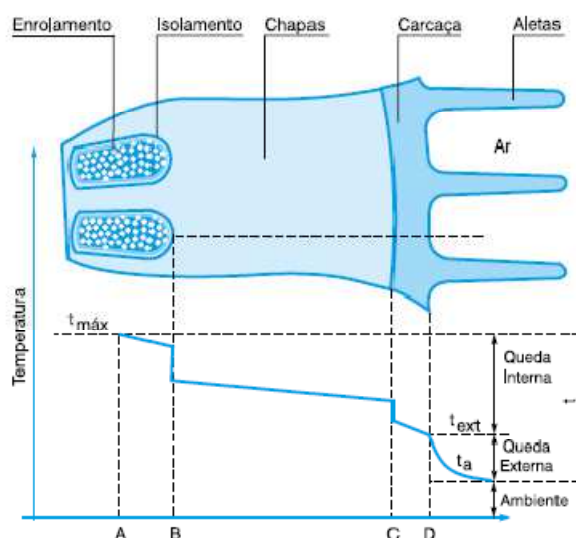
O rendimento dum motor é sempre inferior a 100%, ou seja, há sempre uma diferença entre  $P_a$  e  $P_u$  que representa as perdas de potência através de calor, o qual aquece a bobinagem do estator e que tem que ser dissipado para fora do motor para evitar um aumento excessivo da temperatura interior [3] [5].

Num motor TEFC, a dissipação do calor para o ar exterior é feito através da superfície externa da carcaça auxiliada pelo ventilador montado no veio do motor (ver figuras 4.1 e 4.2). Esta dissipação depende da eficiência do sistema de ventilação, da área total exterior da carcaça e da diferença de temperatura entre a superfície externa da carcaça e o ar ambiente [3] [5].

O sistema de ventilação deve de ter um ventilador projectado de acordo com as necessidades de cada motor, gerando um caudal de ar suficiente para o efeito. Além disso, a tampa de ventilação deve direccionar esse caudal de forma a atingir toda a superfície externa da carcaça. Se o caudal de ar só atingir uma superfície pequena da carcaça o sistema de ventilação será pouco eficiente [3] [5].

A área exterior da carcaça, ou seja, da dissipação de calor, deve de ser a maior possível. Para não aumentar em demasia o tamanho da carcaça, esta tem alhetas para efectivamente aumentar a área de dissipação [3] [5].

Para maximizar a eficiência do sistema de ventilação, importa que a queda de temperatura interior seja minimizada para ser o maior possível externamente, ou seja, entre a superfície externa da carcaça e o ar ambiente. O objectivo final é limitar o aumento de temperatura da bobinagem sobre o ar ambiente  $\Delta T$  (figura 4.13) [3] [5].



**Figura 4.13** – Variação de temperatura no interior do motor [5]

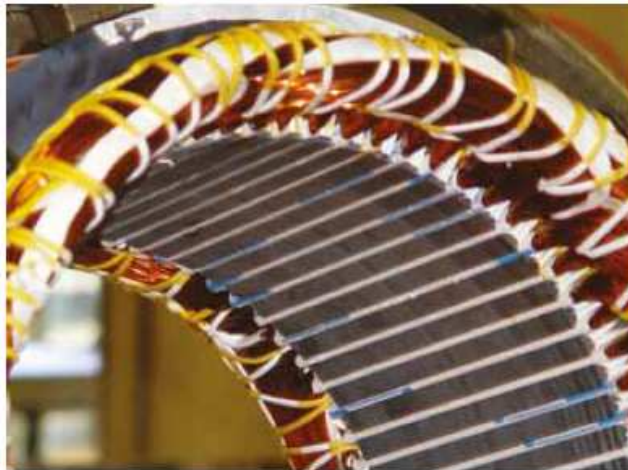
Na figura 4.13, o ponto A é o ponto mais quente da bobinagem, devido à geração de calor. A queda de temperatura AB corresponde à transferência de calor do ponto mais quente para os fios externos. Como o ar é um péssimo condutor de calor, é importante que não haja lacunas de resina na ranhura onde a bobinagem está inserida. B é a queda de temperatura no isolamento da bobinagem devido à transferência de calor através do isolamento e devido a camadas de ar entre aquele e a chaparia do estator. BC corresponde à transferência de calor através da chaparia do estator. C é a queda de temperatura devido a um contacto menos perfeito entre a chaparia e a superfície interior da carcaça, devido a uma superfície irregular na maquinaria da carcaça, deixando camadas de ar piorando a transferência de calor. CD corresponde à transferência de calor através da espessura da carcaça [3] [5].

#### 4.5.2. Isolamento

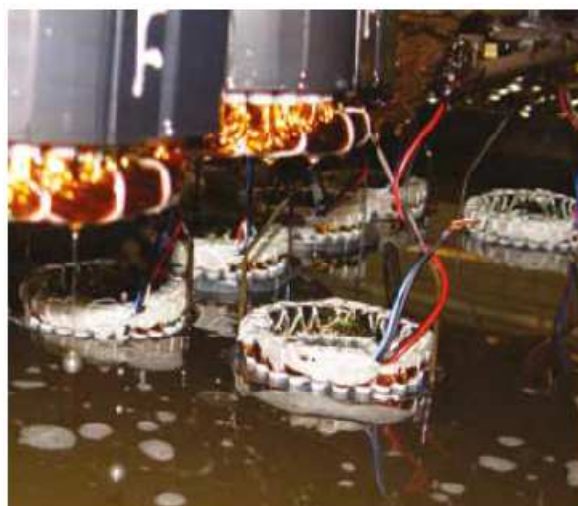
O isolamento da bobinagem do estator é o que impede a passagem de corrente eléctrica dos fios condutores para a chaparia do estator e o que, por isso, direcciona a corrente no sentido desejado. Além disso, serve para proteger a bobinagem do meio ambiente e para transferir o calor gerado pelas perdas para o exterior [3] [5].

O motor de indução é uma máquina robusta e é dimensionado de forma à sua vida útil ser determinada pela vida útil do sistema de isolamento da bobinagem do estator. Vida útil do isolamento significa que este vai envelhecendo devido à acção do calor principalmente mas também da humidade e vibrações até não conseguir suportar a tensão aplicada e dar-se o curto-circuito. Um aumento de 10°C acima do limite da classe térmica do sistema de isolamento pode reduzir a vida útil deste para metade [3] [5].

Sistema de isolamento implica uma combinação de isolamentos da bobinagem, desde o isolamento da ranhura onde a bobinagem está inserida (figura 4.14), resina de impregnação da bobinagem nas ranhuras (figura 4.15), esmalte de cada fio da bobinagem (figura 4.14), isolamento entre fases, etc. [3] [5].



**Figura 4.14** – Isolamento do fio e da ranhura [5]



**Figura 4.15** – Impregnação de resina no estator [5]

A norma IEC 60034-1 [11] estabelece as classes de isolamento, cada qual com o seu limite de temperatura, ou seja, pela maior temperatura que o sistema de isolamento pode suportar sem afectar a sua vida útil (tabela 4.2). A norma IEC 60085 [25] classifica os diferentes materiais e sistemas de isolamento de acordo com estas classes.

Classe de Isolamento	Temperatura Máxima
A	105
E	120
B	130
F	155
H	180

[°C]

**Tabela 4.2** – Classes de isolamento

É muito difícil medir a temperatura da bobinagem com termómetros porque nunca se sabe onde estará o ponto mais quente. O método mais eficiente é através da medição da resistência óhmica da bobinagem com a temperatura [3] [5].

A temperatura do ponto mais quente da bobinagem tem que ser mantida abaixo da classe de isolamento para garantir a integridade do mesmo na vida útil do motor. A temperatura total é igual à soma da temperatura ambiente com  $\Delta T$  mais a diferença existente entre a temperatura média da bobinagem e a do ponto mais quente. A temperatura ambiente é, no máximo, igual a 40°C, temperaturas superiores são consideradas especiais. A norma estabelece os diferentes valores das temperaturas de acordo com a classe (tabela 4.3) [11].

	Classe de Isolamento				
	A	E	B	F	H
Temperatura ambiente	40	40	40	40	40
$\Delta T$	60	75	80	105	125
Diferença entre o ponto mais quente e a temperatura média	5	5	10	10	15
Temperatura total do ponto mais quente	105	120	130	155	180

[°C]   [°C]   [°C]   [°C]   [°C]

**Tabela 4.3** – Temperaturas em função da classe de isolamento

Geralmente, usa-se uma classe de isolamento um nível superior à classe correspondente ao  $\Delta T$  esperado. Por exemplo, usa-se uma classe de isolamento F para um  $\Delta T=80K$ , ou seja, classe B.

### 4.5.3. Protecções Térmicas

Para garantir que a temperatura da classe de isolamento não é ultrapassada, são aplicados na bobinagem sensores de temperatura (ou protecções térmicas). Têm a função de reportar o problema e desligar o motor se necessário. Estas podem ser termorresistências, termístores ou termóstatos [3] [5].

Uma termorresistência (geralmente, a Pt100) depende da propriedade de certos materiais variarem a sua resistência eléctrica com a temperatura. São geralmente constituídos por platina, níquel ou cobre. Como a resistência eléctrica varia linearmente, permite um acompanhamento contínuo da temperatura pelo controlador. A Pt100 é constituída por platina (símbolo químico Pt) e tem uma resistência de 100 Ohm a 0°C [3] [5].

Um termístor (geralmente, o PTC) é constituído por materiais que têm uma variação brusca da resistência eléctrica a determinada temperatura. O PTC (coeficiente de temperatura positivo) tem um aumento da resistência com o aumento da temperatura e o NTC (coeficiente de temperatura negativo) tem uma diminuição da resistência. O NTC não é geralmente usado em motores eléctricos. A brusca variação de resistência, ao se atingir a temperatura para a qual o termístor é calibrado, acciona um relé que pode ou desligar o motor (o chamado disparo) ou também dar o alarme. Para isto, basta ligar dois termístores (por fase) em série em que um está calibrado a uma temperatura inferior à do termístor de disparo. Os termístores não permitem a monitorização contínua da temperatura como as termorresistências mas são mais baratos [3] [5].

Os termóstatos são sensores do tipo bimetálico com contactos de prata normalmente fechados (figura 4.16), que se abrem ao se atingir determinada temperatura, abrindo o circuito (podendo ser para desligar o motor ou dar o alarme). Quando a temperatura baixar, os contactos voltam a fechar, fechando o circuito [3] [5].



**Figura 4.16** – Instalação dum termóstato numa bobinagem [5]

#### 4.5.4. Regimes de Serviço

O regime de serviço, segundo a IEC 60034-1 [11], é a regularidade da carga a que o motor é submetido. Os motores, normalmente, são dimensionados para funcionamento contínuo, ou seja, carga constante (regime S1) [3] [5].

Devido ao elevado valor de corrente de arranque dos motores de indução, o tempo gasto na aceleração até à velocidade nominal leva a um aumento rápido da temperatura do motor. Se o motor for sujeito a sucessivas paragens e arranques e o tempo entre arranques sucessivos for reduzido, isso pode levar a um aumento de temperatura excessivo na bobinagem, reduzindo a sua vida útil [3] [5].

A IEC 60034-1 estabelece que os motores devem ser capazes de realizar um regime mínimo de arranques. Dois arranques sucessivos, sendo o primeiro feito com o motor frio (bobinagem à temperatura ambiente) e o segundo feito logo a seguir, após o motor ter desacelerado completamente. Além disso, também deve poder realizar um arranque com o motor quente (bobinagem à temperatura de funcionamento) [3] [5].

Regime contínuo (S1): Funcionamento a carga constante durante tempo suficiente para se atingir a estabilização térmica (figura 4.17a).

Regime de tempo limitado (S2): Funcionamento a carga constante durante tempo insuficiente para se atingir a estabilização térmica seguido dum período de repouso suficiente para restabelecer o motor à temperatura ambiente (figura 4.17b).

Regime intermitente periódico (S3): Sequência de ciclos idênticos, cada um constituído por um período de funcionamento a carga constante e um de repouso de forma a não afectar o aumento de temperatura (figura 4.17c).

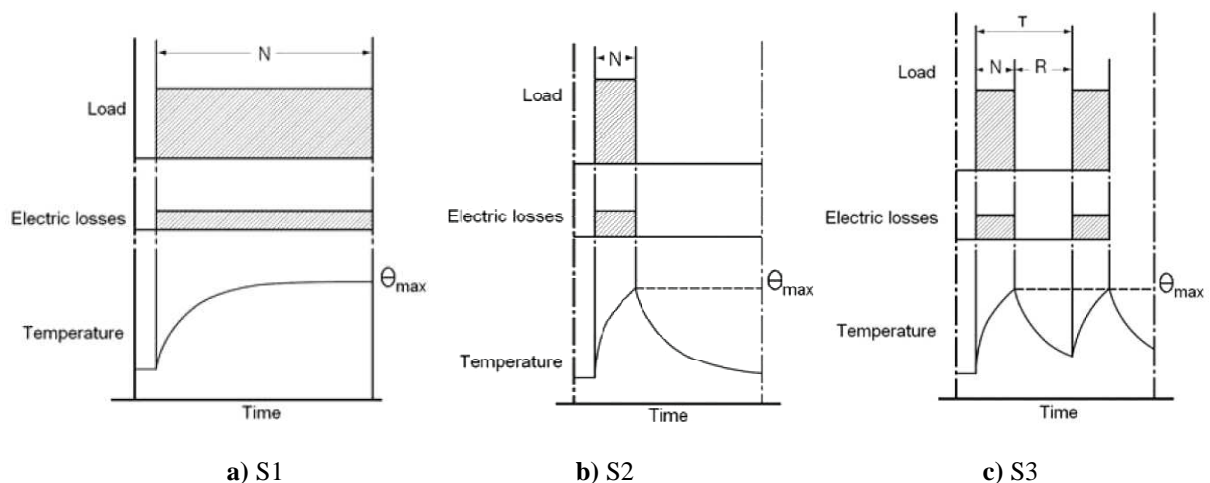
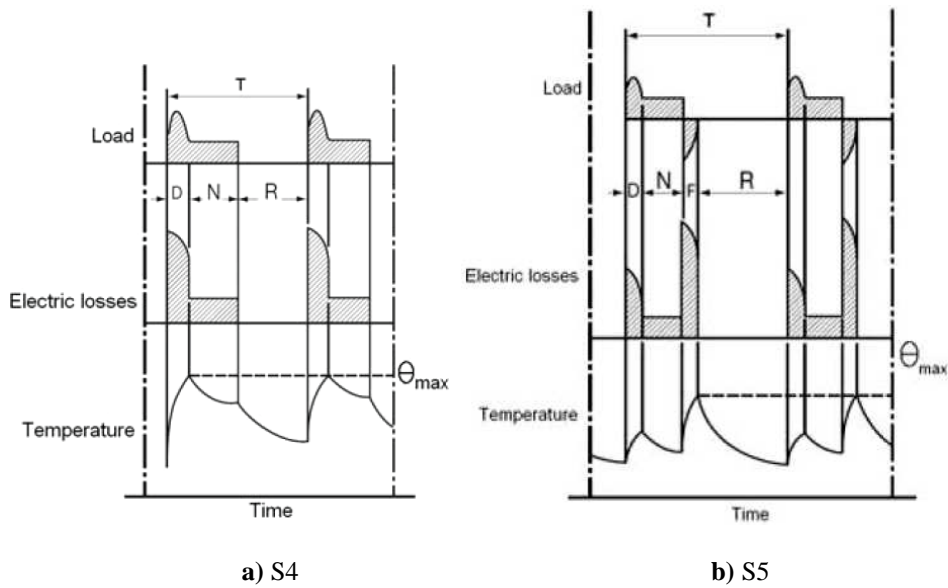


Figura 4.17 – Regimes de serviço [51]

Regime intermitente periódico com arranques (S4): Sequência de ciclos idênticos, cada um constituído por um período de arranque, um de funcionamento a carga constante e um de repouso. Períodos muito curtos para se atingir a estabilização térmica (figura 4.18a).

Regime intermitente periódico com frenagem eléctrica (S5): Sequência de ciclos idênticos, cada um constituído por um período de arranque, um de funcionamento a carga constante, um

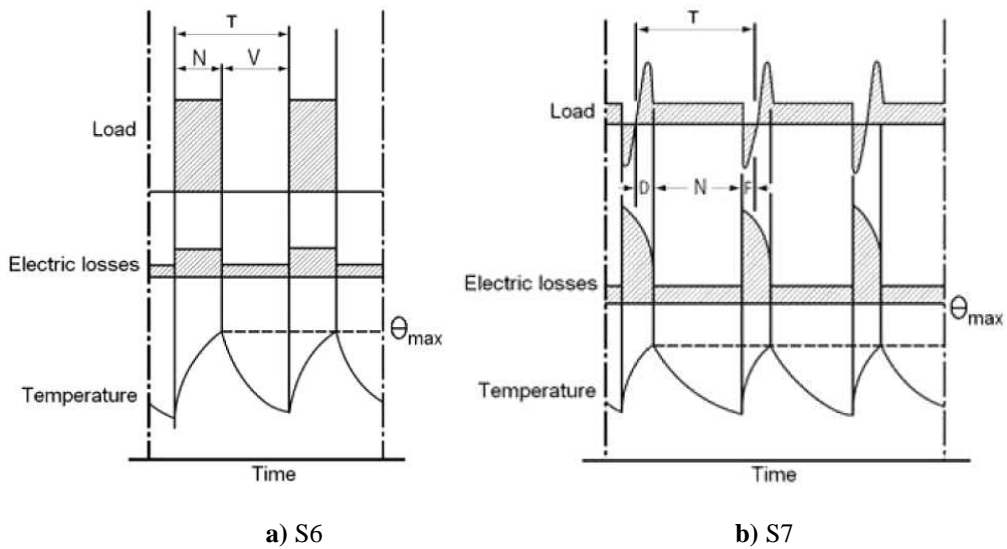
de frenagem eléctrica e um de repouso. Períodos muito curtos para se atingir a estabilização térmica (figura 4.18b).



**Figura 4.18** – Regimes de serviço [51]

Regime de funcionamento contínuo periódico com carga intermitente (S6): Sequência de ciclos idênticos, cada um constituído por um período de funcionamento a carga constante e um de funcionamento em vazio, não existindo período de repouso (figura 4.19a).

Regime de funcionamento contínuo periódico com frenagem eléctrica (S7): Sequência de ciclos idênticos, cada um constituído por um período de arranque, um de funcionamento a carga constante e um de frenagem eléctrica, não existindo período de repouso (figura 4.19b).



**Figura 4.19** – Regimes de serviço [51]

Regime de funcionamento contínuo com mudança periódica na relação carga/velocidade de rotação (S8): Sequência de ciclos idênticos, cada um constituído por um período de arranque e um de funcionamento a carga constante a determinada velocidade de rotação, seguidos de um ou mais períodos de funcionamento a cargas constantes distintas, correspondentes a diferentes velocidades de rotação. Não existe período de repouso (figura 4.20a).

Regime com variações não periódicas de carga e de velocidade (S9): A carga e a velocidade variam numa forma não periódica, incluindo sobrecargas que podem ser muito superiores à carga de referência (figura 4.20b).

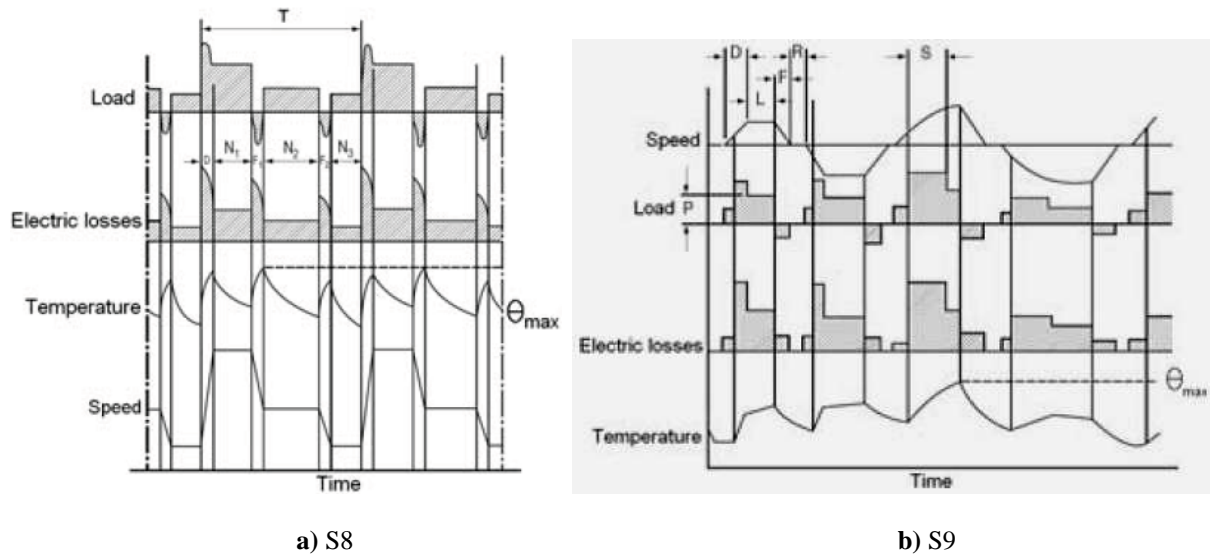


Figura 4.20 – Regimes de serviço [51]

O factor de serviço dum motor (FS) indica a sobrecarga que pode ser aplicada ao motor continuamente. É uma reserva de potência do motor para este poder suportar condições desfavoráveis. Por exemplo, para um  $FS=1.15$ , isto significa que o motor está dimensionado para funcionar continuamente a 115% da carga nominal.

## 4.6. Características de Meio Ambiente

### 4.6.1. Altitude e Temperatura

É necessário ter em conta, para analisar a viabilidade do motor na aplicação em questão, duas variáveis de meio ambiente: a altitude a que o motor vai funcionar e a temperatura do meio de arrefecimento (no caso dos motores TEFC, o ar ambiente). Segundo a IEC 60034-1 [11], as condições normais de serviço, ou seja, as condições em que o motor deve fornecer a sua potência nominal sem sobreaquecer, são altitude até 1000m e temperatura ambiente até 40°C.

Um motor a funcionar em altitudes acima dos 1000m tem problemas de sobreaquecimento devido à rarefação do ar. A insuficiente transferência de calor com o meio ambiente leva a ter que se reduzir as perdas o que implica reduzir a potência do motor [3] [5].

Para se aplicar um motor acima dos 1000m de altitude, pode fazer-se duas coisas, segundo a IEC 60034-1. Aplicar uma classe de isolamento superior à bobinagem ou então reduzir-se a temperatura ambiente em 1% da elevação de temperatura  $\Delta T$  para cada 100m de altura acima dos 1000m. Por exemplo, para 1500m de altitude, subtrair 5% de  $\Delta T=80K$  (para aquecimento classe B) à temperatura ambiente de 40°C [3] [5].

Para se obter a potência útil do motor combinando o efeito de altitude acima dos 1000m e temperatura ambiente acima dos 40°C implica cálculos de transferência de calor específicos a cada gama que depois são traduzidos em tabelas de desclassificação (“*derating*”), com factores de correcção a aplicar à potência nominal em condições normais de serviço [3] [5]. A figura 4.21 ilustra uma dessas tabelas para o motor WEG W22.

T (°C)	Altitude (m)								
	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
10							0,97	0,92	0,88
15						0,98	0,94	0,90	0,86
20					1,00	0,95	0,91	0,87	0,83
25				1,00	0,95	0,93	0,89	0,85	0,81
30			1,00	0,96	0,92	0,90	0,86	0,82	0,78
35		1,00	0,95	0,93	0,90	0,88	0,84	0,80	0,75
40	1,00	0,97	0,94	0,90	0,86	0,82	0,80	0,76	0,71
45	0,95	0,92	0,90	0,88	0,85	0,81	0,78	0,74	0,69
50	0,92	0,90	0,87	0,85	0,82	0,80	0,77	0,72	0,67
55	0,88	0,85	0,83	0,81	0,78	0,76	0,73	0,70	0,65
60	0,83	0,82	0,80	0,77	0,75	0,73	0,70	0,67	0,62
65	0,79	0,76	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,62	0,58
70	0,74	0,71	0,69	0,67	0,66	0,64	0,62	0,58	0,53
75	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,53	0,49
80	0,65	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,55	0,48	0,44

Figura 4.21 – Tabela de desclassificação do motor WEG W22 [10]

#### 4.6.2. Métodos de Arrefecimento

Os diferentes métodos de arrefecimento duma máquina eléctrica rotativa estão definidos na norma IEC 60034-6 [13], atribuindo a cada um deles um código IC.

Um motor TEFC tem o código IC411, sendo esta a forma compacta do código. A forma geral é IC4A1A1, em que o 1º algarismo refere-se ao arranjo do circuito de arrefecimento, a 1ª letra ao fluido de arrefecimento primário, o 2º algarismo ao método de circulação do fluido de arrefecimento primário, a 2ª letra ao fluido de arrefecimento secundário e 3º algarismo ao método de circulação do fluido de arrefecimento secundário.

A tabela 4.4 extrai os principais fluidos de arrefecimento indicados na norma [13].

Letra Característica	Fluído de Arrefecimento
A	Ar
F	Freon
H	Hidrogénio
N	Azoto
C	Dióxido de carbono
W	Água
U	Óleo

**Tabela 4.4** – Principais fluidos de arrefecimento

A tabela 4.5 explica o significado do 1º algarismo e a tabela 4.6 o significado do 2º e 3º algarismos [13]. A figura 4.22 extrai as principais formas de arrefecimento e os respectivos códigos IC. Existem mais mas os motores TEFC estão incluídos nesta figura.

Algarismo Característico	Descrição	Definição
0	Livre circulação	O fluído de arrefecimento é retirado livre e directamente do ambiente circundante, arrefece a máquina e depois regressa livre e directamente ao ambiente circundante (circuito aberto).
1	Circulação por tubo ou canal de entrada	O fluído de arrefecimento é retirado dum ambiente remoto, é guiado à máquina através dum tubo ou canal de entrada, passa pela máquina e regressa directamente ao ambiente circundante (circuito aberto).
2	Circulação por tubo ou canal de saída	O fluído de arrefecimento é retirado livre e directamente do ambiente circundante, passa pela máquina e é depois descarregado através dum tubo ou canal de saída para um ambiente remoto (circuito aberto).
3	Circulação por tubo ou canal de entrada e de saída	O fluído de arrefecimento é retirado dum ambiente remoto, é guiado à máquina através dum tubo ou canal de entrada, passa pela máquina e é depois descarregado através dum tubo ou canal de saída para um ambiente remoto (circuito aberto).
4	Arrefecimento da superfície da carcaça	O fluído de arrefecimento principal é circulado num circuito fechado na máquina e transfere o seu calor através das superfícies externas da máquina (além do calor transferido através do núcleo do estator e de outras partes condutoras de calor) para o fluído de arrefecimento final que é o ambiente circundante. A superfície pode ser simples ou alhetada, com ou sem casca externa para melhorar a transferência.
5	Permutador de calor integral (usando o ambiente circundante)	O fluído de arrefecimento principal é circulado num circuito fechado e transfere o seu calor através dum permutador, que é parte integral da máquina, para o fluído de arrefecimento final que é o ambiente circundante.
6	Permutador de calor montado (usando o ambiente circundante)	O fluído de arrefecimento principal é circulado num circuito fechado e transfere o seu calor através dum permutador, que é montado directamente na máquina, para o fluído de arrefecimento final que é o ambiente circundante.
7	Permutador de calor integral (usando um ambiente remoto)	O fluído de arrefecimento principal é circulado num circuito fechado e transfere o seu calor através dum permutador, que é parte integral da máquina, para o fluído de arrefecimento secundário que é um ambiente remoto.
8	Permutador de calor montado (usando um ambiente remoto)	O fluído de arrefecimento principal é circulado num circuito fechado e transfere o seu calor através dum permutador, que é montado directamente na máquina, para o fluído de arrefecimento secundário que é um ambiente remoto.
9	Permutador de calor separado (usando ou o ambiente circundante ou um remoto)	O fluído de arrefecimento principal é circulado num circuito fechado e transfere o seu calor através dum permutador, que é separado da máquina, para o fluído de arrefecimento secundário que é ou o ambiente circundante ou um ambiente remoto.

**Tabela 4.5** – 1º algarismo do código IC

<b>Algarismo Característico</b>	<b>Descrição</b>	<b>Definição</b>
0	Convecção livre	O fluido de arrefecimento é movido por diferenças de temperatura. A acção de ventilação do rotor é negligenciável.
1	Auto-circulação	O fluido de arrefecimento é movido dependendo da velocidade de rotação da máquina principal, tanto apenas pela acção do rotor como através dum componente projectado para o efeito e montado directamente no rotor da máquina principal, ou através dum ventilador ou bomba movidos pelo rotor da máquina principal.
2, 3, 4		Reservado para uso futuro
5	Componente independente integral	O fluido de arrefecimento é movido por um componente integral, a potência do qual é obtida de tal forma que é independente da velocidade de rotação da máquina principal, p.ex., um ventilador interno ou bomba movida pelo seu motor eléctrico.
6	Componente independente montado na máquina	O fluido de arrefecimento é movido por um componente montado na máquina, a potência do qual é obtida de tal forma que é independente da velocidade de rotação da máquina principal, p.ex., um ventilador interno ou bomba movida pelo seu motor eléctrico.
7	Componente independ. e separado na máquina ou pressão do sistema de arrefecimento	O fluido de arrefecimento é movido por um componente eléctrico ou mecânico separado não montado na máquina e independente ou é produzido pela pressão no sistema de circulação do fluido de arrefecimento, p.ex., fornecida pelo sistema de distribuição de água ou por uma tubagem de gás sob pressão.
8	Deslocamento relativo	O movimento do fluido de arrefecimento resulta dum movimento relativo entre a máquina e o fluido de arrefecimento, ou movendo a máquina pelo fluido ou pelo escoamento do fluido de arrefecimento.
9	Todos os outros componentes	O movimento do fluido de arrefecimento resulta dum outro método que os definidos acima e será totalmente descrito.

Tabela 4.6 – 2º e 3º algarismos do código IC

Characteristic numeral for circuit arrangement (see clause 4)						Characteristic numeral for method of movement (see clause 6)	
4 Frame surface cooled (using surrounding medium)		5 Integral heat exchanger (using surrounding medium)		6 Machine-mounted heat exchanger (using surrounding medium)		of primary coolant (see note)	of secondary coolant
IC410	IC4A1A0	IC510	IC5A1A0	IC610	IC6A1A0		0 Free convection
IC411	IC4A1A1	IC511	IC5A1A1	IC611	IC6A1A1		1 Self-circulation
							5 Circulation by Integral independent component
IC416	IC4A1A6	IC516	IC5A1A6	IC616	IC6A1A6		6 Circulation by machine-mounted independent component
							7 Circulation by separate and independent component or by coolant pressure system
IC418	IC4A1A8	IC518	IC5A1A8	IC618	IC6A1A8		8 Circulation by relative displacement

Figura 4.22 – Exemplos de códigos IC [13]

### 4.6.3. Protecção de Invólucro

Os invólucros dos motores eléctricos das devem ter um determinado nível de protecção relativamente ao meio ambiente em que vão operar, por exemplo, relativamente à penetração do invólucro por água. A norma IEC 60034-5 [12] define os graus de protecção das máquinas eléctricas rotativas, o código IP.

Cada motor tem que ter determinadas propriedades construtivas que permitam obedecer ao código IP desejado. Geralmente, só se usam o IP21, IP22, IP23, IP44 e IP55. Um motor TEFC costuma ser IP55. Um motor com um IP superior cumpre os requisitos dum IP inferior.

As figuras 4.23, 4.24 e 4.25 esclarecem o significado dos dois algarismos do código. O 1º algarismo refere-se à protecção contra a entrada de corpos sólidos no motor e o 2º algarismo refere-se à protecção contra a entrada de água [12].

1º algarismo	
Algarismo	Indicação
0	Máquina não protegida
1	Máquina protegida contra objetos sólidos maiores que 50 mm
2	Máquina protegida contra objetos sólidos maiores que 12 mm
3	Máquina protegida contra objetos sólidos maiores que 2,5 mm
4	Máquina protegida contra objetos sólidos maiores que 1 mm
5	Máquina protegida contra poeira
6	Máquina totalmente protegida contra poeira

**Figura 4.23** – 1º algarismo do código IP [10]

2º algarismo	
Algarismo	Indicação
0	Máquina não protegida
1	Máquina protegida contra gotejamento vertical
2	Máquina protegida contra gotejamento de água, com inclinação de até 15°
3	Máquina protegida contra aspersão de água
4	Máquina protegida contra projeções de água
5	Máquina protegida contra jatos de água
6	Máquina protegida contra jatos potentes
7	Máquina protegida contra os efeitos da imersão temporária
8	Máquina protegida contra os efeitos da imersão contínua

**Figura 4.24** – 2º algarismo do código IP [10]

Motor	Grau de proteção	1º algarismo		2º algarismo
		Proteção contra contato	Proteção contra corpos estranhos	Proteção contra água
Motores abertos	IP00	não tem	não tem	não tem
	IP02	não tem	não tem	pingos de água até uma inclinação de 15° com a vertical
	IP11	toque acidental com a mão	corpos estranhos sólidos de dimensões acima de 50 mm	pingos de água na vertical
	IP12	toque acidental com a mão	corpos estranhos sólidos de dimensões acima de 50 mm	pingos de água até uma inclinação de 15° com a vertical
	IP13	toque acidental com a mão	corpos estranhos sólidos de dimensões acima de 50 mm	água de chuva até uma inclinação de 60° com a vertical
	IP21	toque com os dedos	corpos estranhos sólidos de dimensões acima de 12 mm	pingos de água na vertical
	IP22	toque com os dedos	corpos estranhos sólidos de dimensões acima de 12 mm	pingos de água até uma inclinação de 15° com a vertical
	IP23	toque com os dedos	corpos estranhos sólidos de dimensões acima de 12 mm	água de chuva até uma inclinação de 60° com a vertical
Motores fechados	IP44	toque com ferramentas	corpos estranhos sólidos de dimensões acima de 1 mm	respingos de todas as direções
	IP54	proteção completa contra toques	proteção contra acúmulo de poeiras nocivas	respingos de todas as direções
	IP55	proteção completa contra toques	proteção contra acúmulo de poeiras nocivas	jatos de água em todas as direções

**Figura 4.25** – Códigos IP [10]

Embora um motor TEFC seja fechado, ou seja, a junção entre as partes do invólucro, como a carcaça e as tampas garanta o IP55, há certas junções de peças onde é necessário uma vedação polimérica para garantir o grau de protecção. Por exemplo, entre o veio e a tampa porque não pode haver contacto entre estas duas peças metálicas sendo uma rotativa e a outra estática (figura 4.26).



**Figura 4.26** – Vedação entre o veio e a tampa [10]

#### 4.6.4. Ruído

Os motores devem obedecer aos limites de ruído estabelecidos na IEC 60034-9 [15]. A tabela 4.7 indica os valores limites de potência sonora para motores eléctricos de acordo com a sua altura de eixo e polaridade [15].

Altura de Eixo	Polaridade			
	2	4	6	8
90	76	66	63	63
100	82	70	64	64
112	83	72	70	70
132	85	75	73	71
160	67	77	73	72
180	88	80	77	76
200	90	83	80	79
225	92	84	80	79
250	92	85	82	80
280	94	88	85	82
315	98	94	89	88
355	100	95	94	92
400	100	96	95	94
450	100	98	98	96
500	103	99	98	97
560	105	100	99	98

[mm]      [dB]      [dB]      [dB]      [dB]

**Tabela 4.7** – Limites de ruído

Os valores da tabela 4.7 estão indicados em potência sonora mas a medição do ruído é feita em pressão sonora. Para converter a potência sonora  $L_w$  em pressão sonora  $L_p$ :

$$L_p = L_w - 10 \log(S) \quad [dB(A)] \quad (4.10)$$

$S$  é a área da superfície envolvente ao motor a uma distância de 1m.  $L_p$  tem que ser medida a 1m de distância do motor [15].

### 4.7. Características Construtivas

Os motores eléctricos têm que ser construídos com determinadas dimensões padronizadas internacionalmente de forma haver uma standardização de máquinas e, além disso, para poder haver intermutabilidade entre elas. Por isso os motores eléctricos são projectados de acordo com a norma IEC 60072-1 [17] e IEC 60072-2 [18]. Em certas partes do mundo, o projecto é feito de acordo com as normas NEMA. A dimensão mais representativa dum motor eléctrico é a altura de eixo. A figura 4.27 extrai uma parte das dimensões normalizadas para motores eléctricos e faz uma comparação entre a norma IEC e a NEMA.

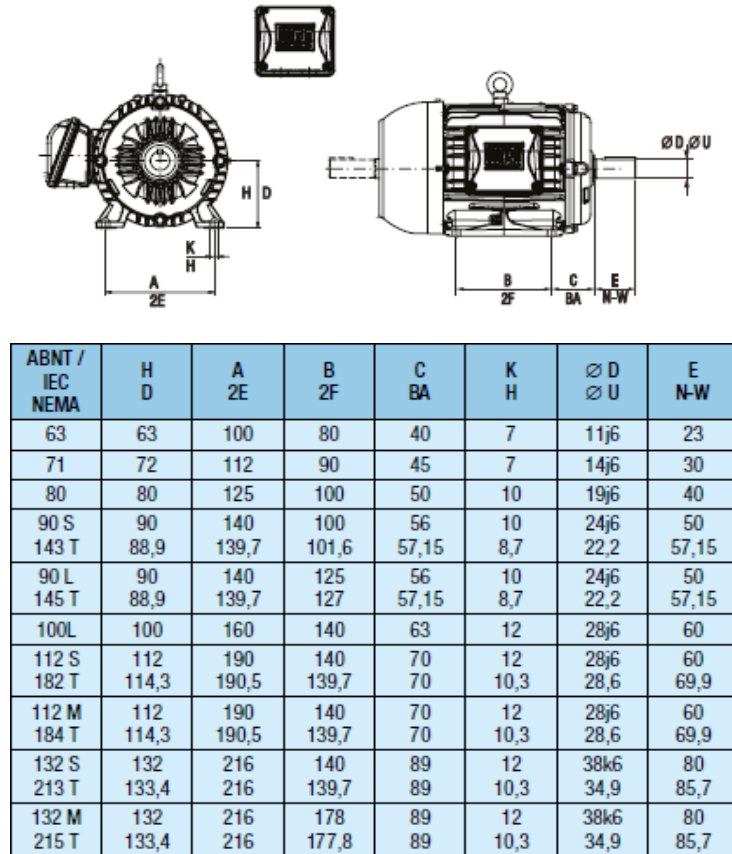


Figura 4.27 – Dimensões normalizadas de motores eléctricos [5]

As dimensões das tampas-flange, no caso de motores em que a fixação não se faça só pelas patas, também são normalizadas (figuras 4.28 e 4.29).

Flange "FF"									
Carcapa	Flange	LA	M	N	P	S	T	$\alpha$	Nº de furos
63	FF-115	9	115	95	140	10	3	45°	4
71	FF-130		130	110	160				
80	FF-165	10	165	130	200	12	3,5		
90									
100	FF-215	11	215	180	250	15	4		
112	FF-265	12	265	230	300	19	5		
160	FF-300	18	300	250	350				
180	FF-350		350	300	400	19	5		
200	FF-400	400	350	450					
225	FF-500	18	500	450	550	19	5	22°30'	8
250	FF-600		600	550	660				
280	FF-740	22	740	680	800	24	6		
315	FF-600		600	550	660				
355	FF-740	740	680	800					

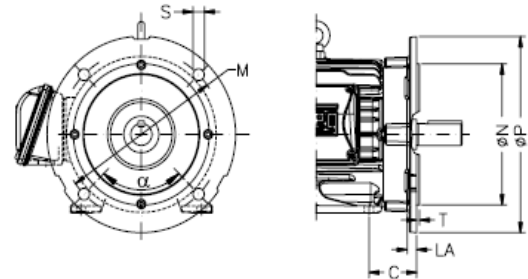


Figura 4.28 – Dimensões normalizadas da flange FF [10]

Flange "C"									
Carcapa	Flange	LA	M	N	P	S	T	$\alpha$	Nº de furos
63	FC-95	8,5	95,2	76,2	143	UNC 1/4"x20	4	45°	4
71		10							
80		15							
90	FC-149	12	149,2	114,3	165	UNC 3/8"x16			
100		13,5	184,2	215,9	225	UNC 1/2"x13	6,3		
112	9								
132	FC-184	19,5	228,6	266,7	280	UNC 5/8"x11	6,3	22°30'	8
160	FC-228	13,5							
180	FC-279	18,5	279,4	317,5	395	UNC 5/8"x11	6,3		
200	FC-355		355,6	406,4	455				
225	FC-368	33,5	368,3	419,1		455	UNC 5/8"x11	6,3	
250									
280	FC-355	355,6	406,4	455	UNC 5/8"x11	6,3	22°30'		
315	FC-368	368,3	419,1						
355	FC-368	33,5	368,3	419,1	455	UNC 5/8"x11	6,3	22°30'	

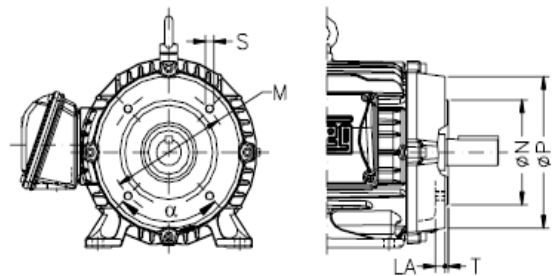


Figura 4.29 – Dimensões normalizadas da flange C [10]

A forma construtiva dum motor refere-se à disposição das máquinas relativamente à sua fixação e à sua ponta de veio, de acordo com a IEC 60034-7 [14]. Cada posição tem um código IM a identificá-la. As figuras 4.30 e 4.31 extraem as posições e respectivos códigos IM mais comuns.


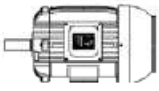



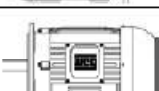
Figura	Símbolo para					Fixação ou montagem
	Designação WEG	DIN 4295J	IEC 60034 Parte 7		Carcaça	
			Código I	Código II		
	B3D	B3	IM B3	IM 1001	com pés	montada sobre subestrutura (*)
	B3E					
	B5D	B5	IM B5	IM 3001	sem pés	fixada pelo flange "FF"
	B5E					
	B35D	B3/35	IM B35	IM 2001	com pés	montada sobre subestrutura pelos pés, com fixação suplementar pelo flange "FF"
	B35E					

Figura 4.30 – Formas construtivas horizontais [14]





Figura	Símbolo para					Fixação ou montagem
	Designação WEG	DIN 4295J	IEC 60034 Parte 7		Carcaça	
			Código I	Código II		
	V5	V5	IM V5	IM 1011	com pés	montada em parede ou sobre subestrutura
	V6	V6	IM V6	IM 1031	com pés	montada em parede ou sobre subestrutura
	V1	V1	IM V1	IM 3011	sem pés	fixada pelo flange "FF", para baixo
	V3	V3	IM V3	IM 3031	sem pés	fixada pelo flange "FF", para cima

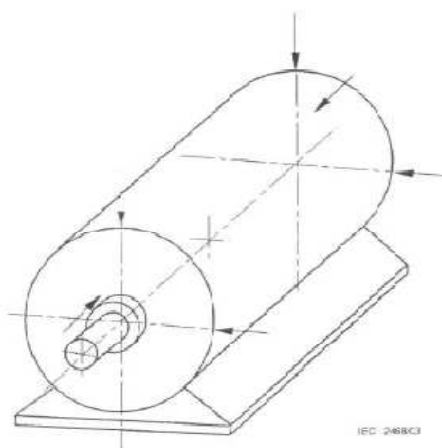
Figura 4.31 – Formas construtivas verticais [14]

As máquinas eléctricas rotativas têm limites de vibração definidos na norma IEC 60034-14 [16]. Estes valores são aplicáveis para o ensaio da máquina na fábrica e sem carga, ou seja, sem ter em conta as condições de fixação e estrutura de suporte do cliente e sem ter em conta a máquina accionada. Isto para se obterem resultados comparáveis.

Naturalmente, sendo uma máquina rotativa, a fonte de vibração é a rotação do seu rotor. Esta é diminuída através dum processo que se chama equilibragem do rotor. O desequilíbrio do rotor derivado do processo de fabrico é corrigido colocando pesos nos seus extremos diametralmente opostos à localização do desequilíbrio medido.

O ensaio de vibração pode ser feito com a máquina em base rígida ou em suspensão livre, ou seja, com a máquina sobre suportes com efeito de mola (borracha, por exemplo) [16].

A vibração deve ser medida nas posições indicadas na figura 4.32. Os valores limites de vibração estão indicados na figura 4.33.



**Figura 4.32** – Posições de medição de vibração [16]

Vibration grade	Shaft height, mm	$56 \leq H \leq 132$			$132 < H \leq 280$			$H > 280$		
		Mounting	Displac. $\mu\text{m}$	Vel. mm/s	Acc. $\text{m/s}^2$	Displac. $\mu\text{m}$	Vel. mm/s	Acc. $\text{m/s}^2$	Displac. $\mu\text{m}$	Vel. mm/s
A	Free suspension	25	1,6	2,5	35	2,2	3,5	45	2,8	4,4
	Rigid mounting	21	1,3	2,0	29	1,8	2,8	37	2,3	3,6
B	Free suspension	11	0,7	1,1	18	1,1	1,7	29	1,8	2,8
	Rigid mounting		–		14	0,9	1,4	24	1,5	2,4

**Figura 4.33** – Valores limite de vibração [16]

A vibração pode ser medida em termos de deslocamento, velocidade ou aceleração. O grau de vibração B é mais apertado que o A, como se vê pela figura. Geralmente os motores são fornecidos com grau de vibração A excepto se o cliente pedir o grau B.



## 5. Motores para Áreas Perigosas

Há instalações onde produtos inflamáveis são continuamente processados, manuseados ou armazenados. Neste tipo de instalações, o uso de motores eléctricos deve obedecer a determinadas normas de segurança porque, pela sua natureza, os motores podem ser fontes de ignição de substâncias inflamáveis.

As normas internacionais pelas quais os motores eléctricos para áreas perigosas se regem estão indicadas na tabela 5.1.

Norma	Conteúdo
IEC 60079-0	Requisitos gerais de equipamento para atmosferas explosivas
IEC 60079-1	Protecção de equipamento por invólucros antideflagrantes "d"
IEC 60079-2	Protecção de equipamento por invólucros pressurizados "p"
IEC 60079-7	Protecção de equipamento por segurança aumentada "e"
IEC 60079-11	Protecção de equipamento por segurança intrínseca "i"
IEC 60079-15	Protecção de equipamento por protecção anti faísca "n"
IEC 61241-0	Requisitos gerais de equipamento para poeiras combustíveis
IEC 61241-1	Protecção de equipamento por invólucros "tD"

**Tabela 5.1** – Normas para motores eléctricos para áreas perigosas

Uma atmosfera é explosiva quando está presente o comburente (oxigénio) e o combustível (substâncias inflamáveis podendo ser gases, vapores ou poeiras, ver exemplos na tabela 5.2) numa mistura de proporções tais que, na presença de algo que provoque a ignição, a combustão é propagada [5] [19] [28].

Substâncias Inflamáveis		
Gases	Vapores	Poeiras
Metano	Sulfureto de Carbono	Alumínio
Butano	Etileno	Amido
Propano	Óxido de Etileno	Cereais
Hidrogénio	Acetona	Pó de carvão

**Tabela 5.2** – Substâncias inflamáveis

Fontes de ignição podem ser faíscas geradas eléctrica ou mecanicamente, electricidade estática, superfícies quentes, chamas, etc. Num motor eléctrico, a temperatura da sua superfície exterior devido ao aquecimento, a electricidade estática em componentes isolados (um ventilador de plástico, por exemplo), e faíscas geradas entre condutores devido a arco eléctrico (entre terminais, por exemplo), são possíveis fontes de ignição [5] [28].

## 5.1. Grupos de Substâncias Inflamáveis

Segundo a norma IEC 60079-0 [19], os diferentes gases e poeiras estão divididos em grupos de risco de ignição (tabelas 5.3 e 5.4).

Tipo de Indústria	Gás de Referência	Grupo
Minas	Metano	I
Superfície	Propano	IIA
	Etileno	IIB
	Hidrogénio / Acetileno	IIC




Tabela 5.3 – Grupos de gases

Poeiras	Grupo
Fibras combustíveis	IIIA
Poeiras não condutoras	IIIB
Poeiras condutoras	IIIC

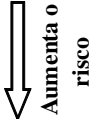


Tabela 5.4 – Grupos de poeiras

## 5.2. Classes de Temperatura

Uma substância é tanto mais perigosa quanto menor for a sua temperatura de ignição (exemplos na tabela 5.5).

Gás	Temperatura de Ignição
Metano	595
Hidrogénio	560
Acetona	465
Óxido de etileno	430
Etanol	363
Butano	287

[°C]

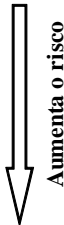


Tabela 5.5 – Temperaturas de ignição de gases

Para a aplicação dum motor eléctrico numa atmosfera explosiva, a sua temperatura máxima de superfície deve de ser sempre inferior à temperatura de ignição daquela [19] [28]. A IEC 60079-0 classifica os equipamentos de acordo com a sua temperatura máxima de superfície (tabela 5.6).

Por exemplo, um equipamento com uma temperatura máxima de superfície de 115°C é classificado como T4. O utilizador do equipamento deve se assegurar que a temperatura de ignição da atmosfera explosiva da sua aplicação é superior a T4 (135°C).

Classe de Temperatura	Temperatura Máxima de Superfície
T1	450
T2	300
T3	200
T4	135
T5	100
T6	85

[°C]

Tabela 5.6 – Classes de temperatura

Os motores para áreas perigosas fabricados pela WEGeuro têm todos a classificação T4.

### 5.3. Classificação das Áreas de Risco

A IEC 60079-0 [19] classifica as áreas de risco de acordo com o exposto na tabela 5.7. De acordo com a classificação da zona, é possível escolher adequadamente o tipo de equipamento a usar nessa área.

Descrição da Área Perigosa	Gás ou Vapor	Poeira Combustível
Área onde existe permanentemente, durante longos períodos de tempo, ou frequentemente, uma atmosfera explosiva.	Zona 0	Zona 20
Área onde é provável, em condições normais de funcionamento, a formação ocasional de uma atmosfera explosiva.	Zona 1	Zona 21
Área onde não é provável, em condições normais de funcionamento, a formação de uma atmosfera explosiva.	Zona 2	Zona 22

Tabela 5.7 – Classificação das áreas de risco

A figura 5.1 exemplifica a classificação das zonas. Nesta figura, como se pode ver, na Zona 0 é certo, durante o funcionamento normal do equipamento, que a atmosfera explosiva esteja sempre presente. São os vapores do combustível líquido que permanecem contidos nos tanques. Na Zona 1 pode ocorrer essa atmosfera durante o funcionamento normal por fuga de vapores para a atmosfera. Na Zona 2 já não é provável essa ocorrência porque os vapores libertados, enquanto na zona 1 mantêm uma concentração suficiente para a explosão, quando chegam à Zona 2, já não têm essa concentração. Pode ocorrer uma atmosfera explosiva, no entanto, em condições anormais de funcionamento, tais como negligência [28].

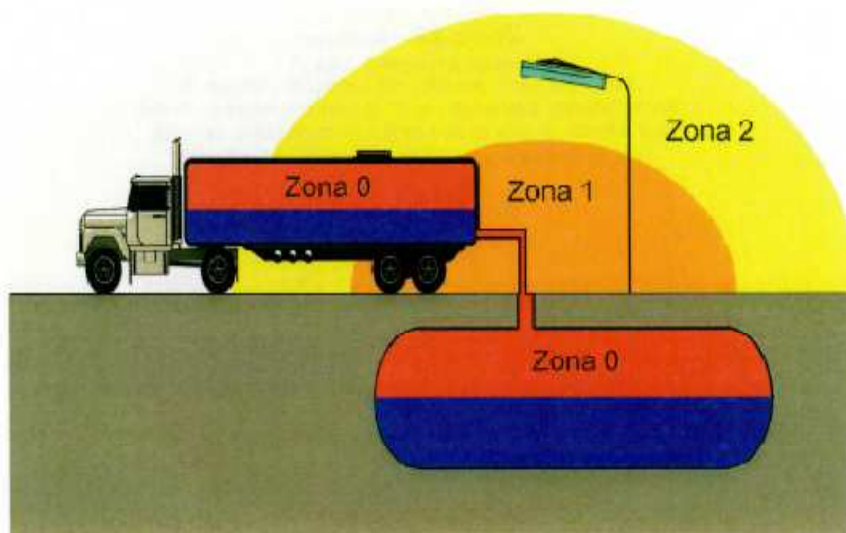


Figura 5.1 – Classificação das áreas de risco [28]

#### 5.4. Classificação dos Equipamentos

A directiva europeia 94/9/CE [29], uma das duas chamadas directivas ATEX (do francês “*Atmosphères Explosives*”), estabelece as condições a que devem obedecer os equipamentos eléctricos e não eléctricos a utilizar em atmosferas potencialmente explosivas. Visa garantir a livre circulação, no espaço da União Europeia, dos produtos destinados a serem operados em áreas perigosas. Esta directiva é direccionada aos fabricantes dos equipamentos.

A classificação dos equipamentos à luz desta directiva europeia divide-os em grupos e categorias [29].

Grupo I – Categoria M1: Equipamentos destinados a trabalho subterrâneo em minas. Devem manter-se operacionais, mesmo em caso de avaria rara do aparelho, em presença duma atmosfera explosiva, utilizando, para tal, meios adicionais.

Grupo I – Categoria M2: Equipamentos destinados a trabalho subterrâneo em minas. Em caso de surgimento de uma atmosfera explosiva, a alimentação de energia destes aparelhos deve poder ser cortada.

Grupo II – Categoria 1: Equipamentos destinados a indústrias de superfície. Para operarem em áreas onde existe permanentemente, durante longos períodos de tempo, uma atmosfera explosiva (Zona 0 ou 20, portanto). Devem assegurar o nível de protecção necessário mesmo em caso de avaria rara do aparelho.

Grupo II – Categoria 2: Equipamentos destinados a indústrias de superfície. Para operarem em áreas onde é provável a formação duma atmosfera explosiva (Zona 1 ou 21, portanto). Devem assegurar o nível de protecção necessário em caso de avarias frequentes ou defeitos de funcionamento do aparelho.

Grupo II – Categoria 3: Equipamentos destinados a indústrias de superfície. Para operarem em áreas onde a probabilidade de formação duma atmosfera explosiva é baixa (Zona 2 ou 22, portanto). Devem assegurar o nível de protecção necessário durante o funcionamento normal.

A directiva europeia 99/92/CE, a segunda das directivas ATEX, é destinada aos utilizadores do equipamento destinado a operar em atmosferas explosivas. Estabelece requisitos mínimos de segurança dos trabalhadores susceptíveis de serem expostos aos riscos derivados a um ambiente de atmosferas explosivas. Esta directiva estabelece que não é permitido a utilização de motores eléctricos nas Zonas 0 e 20.

## 5.5. Tipos de Protecção

Os motores eléctricos, pela sua variedade de particularidades construtivas, podem ter diversos tipos de protecção do seu invólucro para evitar a ignição da atmosfera explosiva envolvente. Os principais tipos de protecção utilizados em motores eléctricos estão referidos na tabela 5.8 [19] [28].

Tipo	Designação	Objectivo
d	Antideflagrante	Conter uma explosão interna. Impedir a propagação desta para o ambiente externo circundante. Garantir o limite de temperatura de superfície do invólucro.
d(e)	Antideflagrante com componentes em segurança aumentada	Igual à protecção "d", mas com componentes com protecção "e".
e	Segurança aumentada	Impedir a ocorrência de arcos ou faíscas durante o funcionamento normal ou durante o arranque.
n	Anti faísca ("non sparking")	Impedir a ocorrência de arcos ou faíscas durante o funcionamento normal.
tD	Protecção por invólucro	Impedir a formação ou a entrada duma atmosfera de poeiras explosivas para dentro do equipamento. Garantir o limite de temperatura de superfície exterior do invólucro.
p	Pressurizado	Impedir a formação ou a entrada duma atmosfera explosiva para o interior do equipamento.

Tabela 5.8 – Tipos de protecção

### 5.5.1. Protecção “d”

Um motor com este tipo de protecção é designado antideflagrante – marcação Ex d. As suas partes que podem provocar a ignição duma atmosfera explosiva são colocadas dentro dum invólucro que deve suportar a pressão desenvolvida durante a explosão interna duma mistura e que deve evitar a transmissão da explosão para a atmosfera exterior a ele [20] [28].

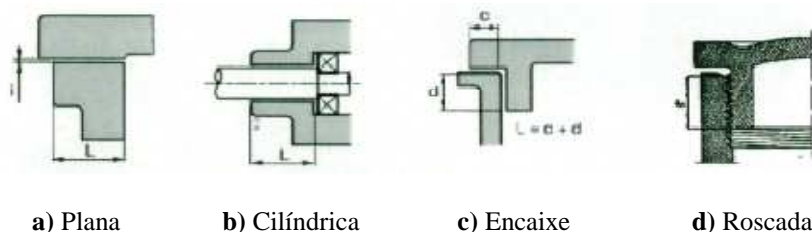
Um motor eléctrico não é estanque. Em funcionamento, o ar interior do motor é aquecido, expande e, por isso, é expelido para fora do invólucro. Ao desligar o motor e este arrefecer, a diminuição de pressão interior provoca a entrada de ar do exterior que pode estar contaminado com uma mistura explosiva [28].

Para garantir a resistência do invólucro à pressão interna devido à explosão, este deve ser projectado de forma a ter uma geometria e materiais que ofereçam garantias a esse respeito. No fim, um protótipo deve ser realizado para ser sujeito a dois tipos de testes: teste de sobrepressão e teste de não transmissão de chama numa ignição interna. Estes testes são executados por um organismo certificador independente [20] [28].

O teste de sobrepressão é feito ou a 1,5 vezes ou a 4 vezes a pressão de referência (pressão de explosão). A pressão de referência é determinada pelo organismo certificador provocando uma explosão interna numa mistura dependendo do grupo de gases ao qual se quer certificar o motor. O teste de sobrepressão é feito injectando ar ou água no interior do motor. Se o protótipo só passar no teste de 1,5 vezes a pressão de referência, então todos os motores fabricados iguais ao protótipo terão que ser sujeitos ao teste de sobrepressão antes de serem expedidos para o cliente. Se o protótipo também passar no teste de 4 vezes a pressão de referência, esta exigência não existe [20] [28].

Este teste de sobrepressão é feito para uma temperatura de  $-20^{\circ}\text{C}$ . Com a diminuição da temperatura, o gás explosivo torna-se mais denso por isso, para um mesmo volume interior do motor, haverá mais massa de gás portanto mais reagente de combustão e, por isso, maior será a pressão de referência obtida no ensaio. Caso o motor seja destinado a temperaturas mais negativas que  $-20^{\circ}\text{C}$ , a norma IEC 60079-1 indica factores a multiplicar à pressão de referência obtida a  $-20^{\circ}\text{C}$  para se obter a pressão de referência à temperatura alvo.

O teste de não transmissão de chama para o exterior serve para garantir que as juntas das peças estão projectadas de acordo com a norma IEC 60079-1 (ver figura 5.2). Isto porque, como o motor não é estanque, tem que se garantir que a chama é apagada ao passar por estas juntas. Dependendo do tipo de gás e do comprimento da junta, há diversos valores a usar no projecto para o interstício máximo entre duas peças (figuras 5.3 e 5.4) e de rugosidade das superfícies nas juntas não roscadas. Nas juntas roscadas, é estabelecido o tipo de rosca e um mínimo de filetes roscados [20] [28]. Pode ver-se nas figuras 5.5, 5.6, 5.7 e 5.8 as juntas antideflagrantes dum motor Ex d IIB da WEG seccionado para efeitos pedagógicos.



**Figura 5.2** – Tipos de junta [20]

**Table 1 – Minimum width of joint and maximum gap for enclosures of groups I, IIA and IIB**

Type of joint		Minimum width of joint L mm	Maximum gap mm													
			For a volume cm <sup>3</sup> V ≤ 100			For a volume cm <sup>3</sup> 100 < V ≤ 500			For a volume cm <sup>3</sup> 500 < V ≤ 2 000			For a volume cm <sup>3</sup> V > 2 000				
			I	IIA	IIB	I	IIA	IIB	I	IIA	IIB	I	IIA	IIB		
Flanged, cylindrical or spigot joints		6	0,30	0,30	0,20	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	
		9,5	0,35	0,30	0,20	0,35	0,30	0,20	0,08	0,08	0,08	–	–	–	–	
		12,5	0,40	0,30	0,20	0,40	0,30	0,20	0,40	0,30	0,20	0,40	0,20	0,15	–	
		25	0,50	0,40	0,20	0,50	0,40	0,20	0,50	0,40	0,20	0,50	0,40	0,20	–	
Cylindrical joints for shaft glands of rotating electrical machines with:		Sleeve bearings	6	0,30	0,30	0,20	–	–	–	–	–	–	–	–	–	
			9,5	0,35	0,30	0,20	0,35	0,30	0,20	–	–	–	–	–	–	
			12,5	0,40	0,35	0,25	0,40	0,30	0,20	0,40	0,30	0,20	0,40	0,20	–	
			25	0,50	0,40	0,30	0,50	0,40	0,25	0,50	0,40	0,25	0,50	0,40	0,20	–
			40	0,60	0,50	0,40	0,60	0,50	0,30	0,60	0,50	0,30	0,60	0,50	0,25	–
		Rolling-element bearings	6	0,45	0,45	0,30	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
			9,5	0,50	0,45	0,35	0,50	0,40	0,25	–	–	–	–	–	–	–
			12,5	0,60	0,50	0,40	0,60	0,45	0,30	0,60	0,45	0,30	0,60	0,30	0,20	–
			25	0,75	0,60	0,45	0,75	0,60	0,40	0,75	0,60	0,40	0,75	0,60	0,30	–
			40	0,80	0,75	0,60	0,80	0,75	0,45	0,80	0,75	0,45	0,80	0,75	0,40	–

NOTE Constructional values rounded according to ISO 31-0 should be taken when determining the maximum gap.

**Figura 5.3 – Interstício de juntas para grupos I, IIA e IIB [20]**

Table 2 – Minimum width of joint and maximum gap for group IIC enclosures

Type of joint		Minimum width of joint L mm	Maximum gap mm			
			For a volume cm <sup>3</sup> $V \leq 100$	For a volume cm <sup>3</sup> $100 < V \leq 500$	For a volume cm <sup>3</sup> $500 < V \leq 2\,000$	For a volume cm <sup>3</sup> $V > 2\,000$
Flanged joints <sup>a</sup>		6	0,10	–	–	–
		9,5	0,10	0,10	–	–
		15,8	0,10	0,10	0,04	–
		25	0,10	0,10	0,04	0,04
Spigot joints (Figure 2a)	$c \geq 6$ mm	12,5	0,15	0,15	0,15	–
	$d \geq 0,5 L$	25	0,18 <sup>b</sup>	0,18 <sup>b</sup>	0,18 <sup>b</sup>	0,18 <sup>b</sup>
	$L = c + d$	40	0,20 <sup>c</sup>	0,20 <sup>c</sup>	0,20 <sup>c</sup>	0,20 <sup>c</sup>
	$f \leq 1$ mm					
Cylindrical joints Spigot joints (Figure 2b)		6	0,10	–	–	–
		9,5	0,10	0,10	–	–
		12,5	0,15	0,15	0,15	–
		25	0,15	0,15	0,15	0,15
Cylindrical joints for shaft glands of rotating electrical machines with rolling element bearings		40	0,20	0,20	0,20	0,20
		6	0,15	–	–	–
		9,5	0,15	0,15	–	–
		12,5	0,25	0,25	0,25	–
		25	0,25	0,25	0,25	0,25
		40	0,30	0,30	0,30	0,30
<sup>a</sup> Flanged joints are permitted for explosive mixtures of acetylene and air only in accordance with 5.2.7.						
<sup>b</sup> Maximum gap of cylindrical part increased to 0,20 mm if $f < 0,5$ mm.						
<sup>c</sup> Maximum gap of cylindrical part increased to 0,25 mm if $f < 0,5$ mm.						
NOTE The constructional values rounded according to ISO 31-0 should be taken when determining the maximum gap.						

Figura 5.4 – Interstício de juntas para grupos IIC [20]



Figura 5.5 – Motor WEG Ex d IIB [28]

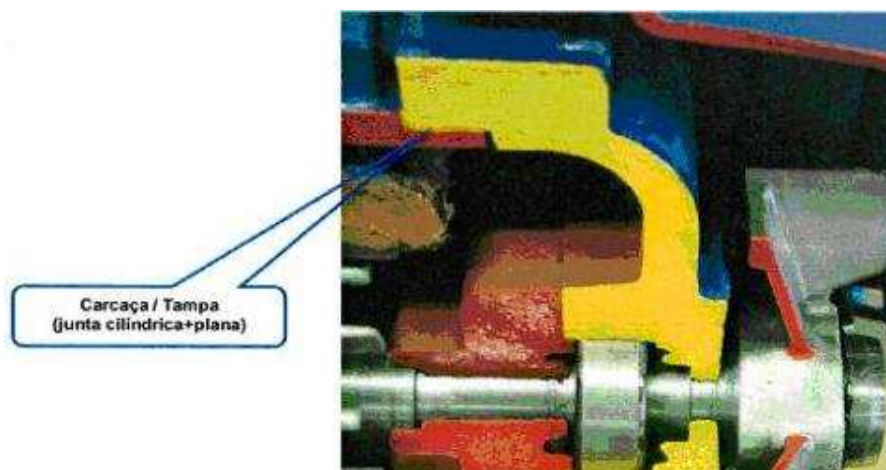


Figura 5.6 – Junta carcaça / tampa [28]

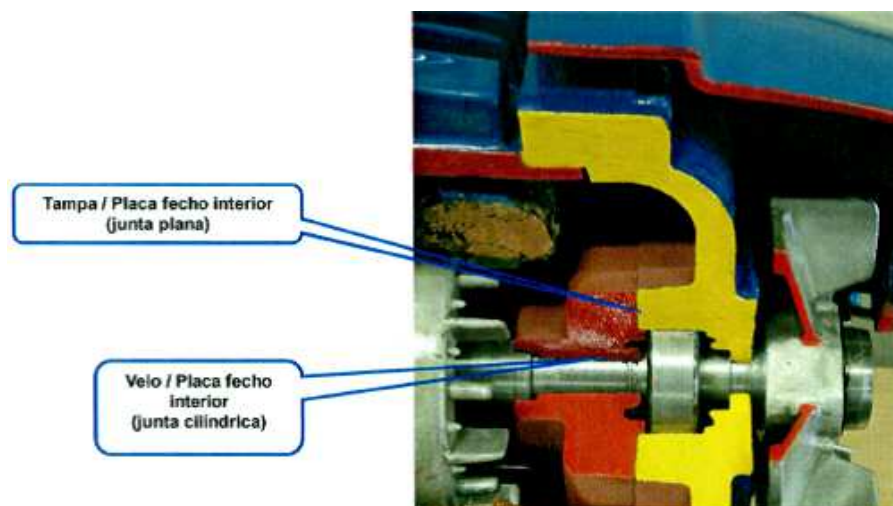


Figura 5.7 – Juntas tampa / placa de fecho e veio / placa de fecho [28]

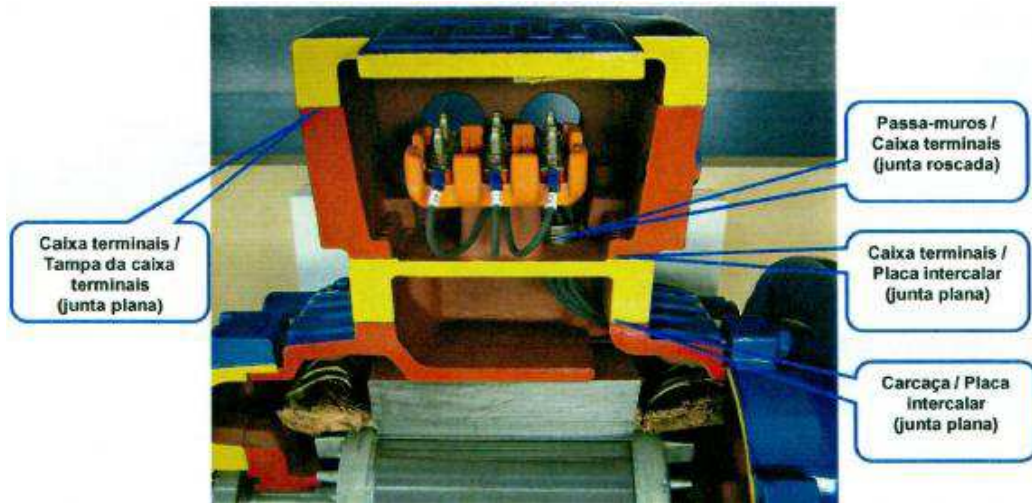


Figura 5.8 – Juntas da caixa de terminais [28]

### 5.5.2. Protecção “e” e “d(e)”

Um motor com o tipo de protecção “e” é designado de segurança aumentada – marcação Ex e. Implica a aplicação de medidas que evitem, no funcionamento nominal ou no arranque, e com elevado coeficiente de segurança, o aparecimento de arcos eléctricos, de faíscas, ou o aquecimento suficiente que provoque a ignição da atmosfera explosiva envolvente [20] [22] [28].

Para evitar arcos eléctricos ou faíscas, as medidas adicionais tomadas nestes motores são a ligação obrigatória do terminal de terra na carcaça, a ligação dos terminais de terra da carcaça e da caixa de terminais (possibilidade de potencial eléctrico diferente), e ventilador metálico (para evitar electricidade estática caso o ventilador fosse de plástico). Além disto, é obrigatório cumprir as distâncias de linha de fuga (“*creepage*”) e de isolamento (“*clearance*”). A “*creepage*” é a distância mais curta ao longo da superfície dum material isolante situado entre duas peças condutoras. A “*clearance*” é a distância mais curta no ar entre duas peças condutoras (figura 5.9). A norma IEC 60079-7 estabelece, para diferentes valores de tensão, os valores de “*creepage*” e “*clearance*” que é necessário cumprir (figura 5.10) [20] [22] [28]. A figura 5.11 ilustra este conceito em projecto duma caixa de terminais da WEGeuro.

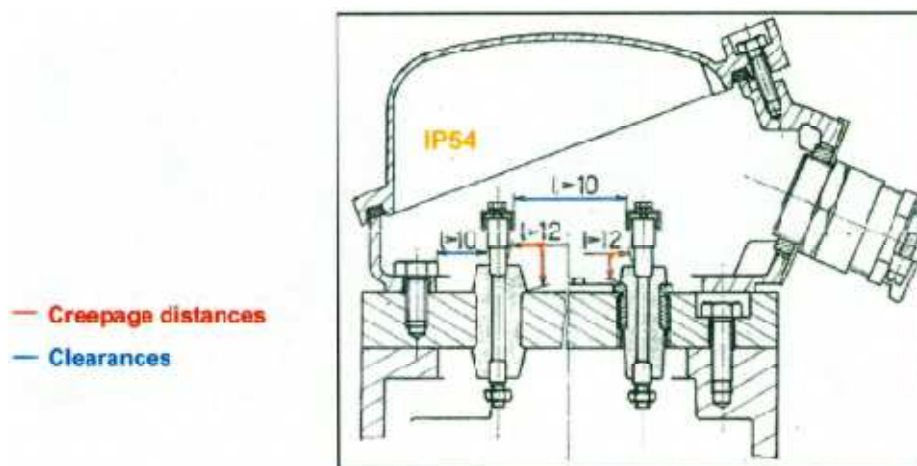


Figura 5.9 – “*Creepage*” e “*clearance*” [22]

**Table 1 – Creepage distances and clearances**

Voltage V	Minimum creepage distance mm			Minimum clearance mm
	Material group			
	I	II	IIIa	
10 (see Note 3)	1,8	1,8	1,8	1,8
12,5	1,8	1,8	1,8	1,8
18	1,8	1,8	1,8	1,8
20	1,8	1,8	1,8	1,8
25	1,7	1,7	1,7	1,7
32	1,8	1,8	1,8	1,8
40	1,9	2,4	3,0	1,9
50	2,1	2,8	3,4	2,1
63	2,1	2,8	3,4	2,1
80	2,2	2,8	3,8	2,2
100	2,4	3,0	3,8	2,4
125	2,5	3,2	4,0	2,5
160	3,2	4,0	5,0	3,2
200	4,0	5,0	6,3	4,0
250	5,0	6,3	8,0	5,0
320	6,3	8,0	10,0	6,0
400	8,0	10,0	12,5	8,0
500	10	12,5	16	8,0
630	12	16	20	10
800	16	20	25	12
1 000	20	25	32	14
1 250	22	28	32	18
1600	25	32	32	20
2 000	25	32	32	25
2 500	32	38	40	28
3 200	40	45	50	30
4 000	50	58	63	44
5 000	63	71	80	50
6 300	80	90	100	60
8 000	100	110	125	60
10 000	125	140	160	100

**Figura 5.10 – Tabela de “creepage” e “clearance” [22]**



**Figura 5.11** – Caixa de terminais com considerações a nível de “*creepage*” e “*clearance*” [28]

Um motor com o tipo de protecção “d(e)” é designado de antideflagrante com caixas de segurança aumentada – marcação Ex d(e). Tem o invólucro antideflagrante com as considerações de projecto de segurança aumentada. Isto implica que o invólucro da caixa de terminais não precisa de ser antideflagrante desde que a disposição dos terminais cumpra as distâncias de “*creepage*” e “*clearance*”. Contudo, a parte do fundo da caixa de terminais tem que fechar o invólucro antideflagrante do motor (ver figura 5.8) [20] [22] [28].

## 6. Projecto Mecânico dum Motor TEFC

Embora uma parte considerável do projecto mecânico dum motor TEFC seja apenas geométrica, esta dimensão do projecto não é a mais importante. Para garantir que a máquina funciona de acordo com o desejado na vida útil esperada, diversos cálculos analíticos e de MEF são indispensáveis para os componentes mais críticos. Além disso, a escolha dos materiais adequados para os mesmos é fulcral, tendo que se ter em conta não só as características de resistência mecânica mas também de desgaste e de condução de calor.

A progressão na execução do projecto mecânico segue as seguintes fases: anteprojecto, projecto do rotor, projecto da carcaça, projecto das tampas e das placas de fecho, projecto das caixas de terminais e projecto da ventilação.

O projecto dos blocos de chaparia magnética do estator e do rotor é do domínio de projecto eléctrico e apenas serão referidos os aspectos relevantes ao projecto mecânico.

### 6.1. Anteprojecto

Antes de se começar o projecto do motor, tem que se definir, a nível comercial, o que é que se quer oferecer ao cliente. Ou seja, tem que se definir que potências se quer oferecer e em que alturas de eixo. Este é o ponto de partida para todo o projecto e envolve *benchmarking* para analisar a concorrência.

De seguida, tem que ser feito um projecto eléctrico preliminar. O projecto dum motor eléctrico não começa com a parte mecânica mas pela eléctrica. Ao se fazerem as análises mecânicas necessárias, pode ser preciso ajustar o projecto eléctrico para se cumprirem os critérios de projecto mecânico. Até se ter o projecto eléctrico e mecânico do motor concluído, é comum fazerem-se várias iterações.

Com o projecto eléctrico preliminar obtêm-se diversos dados necessários para o anteprojecto mecânico, sendo usados os blocos magnéticos do estator e do rotor (ver figura 4.1, índices 2 e 3) relativos à maior potência que se quer colocar em determinada altura de eixo, ou seja, os mais compridos e, portanto, os mais pesados.

Para o bloco do estator, retiram-se os dados do seu diâmetro exterior, diâmetro interior, e do seu comprimento (não só do bloco de chapas em si mas do conjunto bloco de chapas e bobinagem visto que esta excede sempre o comprimento do bloco). Estes dados permitem fazer um desenho preliminar da carcaça (ver figura 4.1, índice 1) do motor visto este ser o componente que aloja o estator.

Para o bloco do rotor, retiram-se os dados do entreferro (obtendo assim o diâmetro exterior do rotor), o seu comprimento e o furo de centro (diâmetro interior). Estes dados permitem fazer um desenho preliminar do veio (ver figura 4.1, índice 7).

Com os dados anteriores pode-se fazer um desenho preliminar de montagem dos componentes principais, que são a carcaça, o veio e as tampas (ver figura 4.1, índice 4). Ao fazer-se este desenho, obtém-se um dado muito importante para o dimensionamento do rotor, que é a distância entre apoios deste, ou seja, a distância entre os rolamentos ou chumaceiras (ver figura 4.1, índice 11).

## 6.2. Rotor

Para o correcto projecto mecânico do rotor, têm que ser calculadas as suas frequências naturais de vibração de flexão, a sua flecha, e o veio tem que ser verificado à fadiga. Para cumprir estes critérios, o aço do veio tem que ser escolhido adequadamente. Finalmente, a vida dos rolamentos ou as condições de funcionamento das chumaceiras têm que ser calculadas.

### 6.2.1. Frequências Naturais de Vibração de Flexão

A causa da vibração num motor eléctrico deve-se à força centrífuga existente devido à não coincidência dum eixo principal de inércia do rotor com o seu eixo de rotação (figura 6.1) [38].

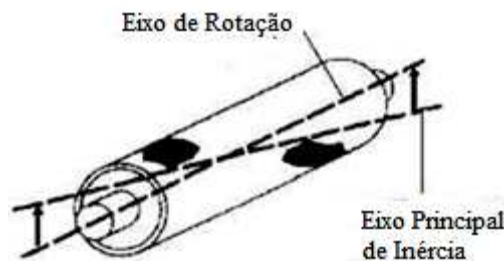


Figura 6.1 – Desalinhamento na rotação dum rotor [30]

Considere-se o caso plano simples dum disco a rodar em torno dum ponto que não é o centro de rotação (figura 6.2).

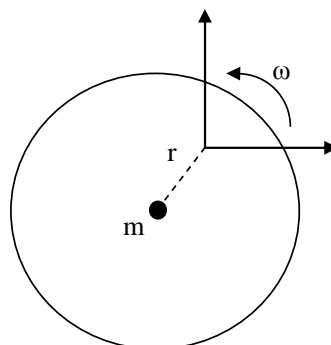


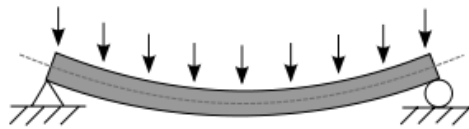
Figura 6.2 – Disco excêntrico em rotação [30]

Esta excentricidade do eixo introduz no centro de rotação a força centrífuga  $F_c$ , que depende da massa  $m$ , do raio de distância  $r$  ao centro de rotação, e da velocidade angular  $\omega$ :

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad [N] \quad (6.1)$$

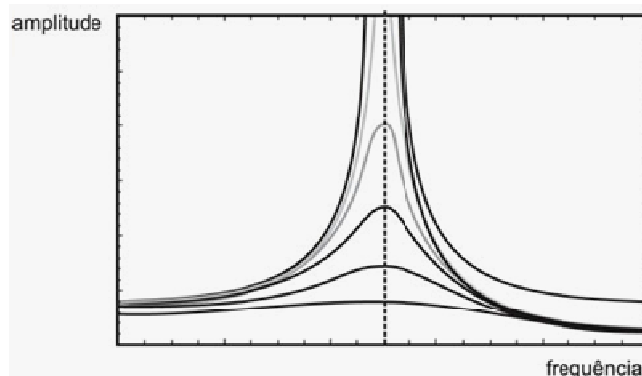
Para se ter uma ideia, um rotor de 1000 kg com uma excentricidade de 0,1 mm a rodar a 3000 rpm provoca uma força centrífuga de cerca de 10 kN, ou seja, 1 ton. É crítico, nos motores eléctricos e em qualquer máquina rotativa, uma baixa força centrífuga nos apoios de forma a ter os valores de vibração dentro dos limites de norma.

A excentricidade deve-se à falta de perfeita simetria do rotor e à deformação elástica do mesmo. A falta de simetria do rotor deve-se ao processo de fabrico. O rotor não é uma peça única mas uma montagem de peças diferentes logo não se consegue evitar assimetrias de montagem. A deformação elástica do rotor deve-se simplesmente à acção do seu próprio peso pousado nos seus apoios (figura 6.3). Para compensar estes factos, existe o processo de equilibragem em que, nas extremidades do bloco magnético do rotor (portanto, nos anéis de curto-circuito), são fixados pesos adicionais diametralmente opostos à excentricidade de forma a compensá-la e, assim, reduzir a força centrífuga [30].



**Figura 6.3** – Deformação elástica do veio [30]

Na fase de projecto, o que se consegue determinar não é a força centrífuga que o rotor real vai sofrer (nunca se sabe exactamente como o rotor vai ficar depois de fabricado) mas as frequências naturais de vibração de flexão. Isto é extremamente importante porque a vibração residual que todos os rotores têm pode ser muito amplificada se a velocidade de rotação nominal do motor (o seu ponto de funcionamento) coincidir ou estiver perto de velocidades de rotação correspondentes a frequências naturais de vibração de flexão – chamadas de velocidades críticas. Veja-se o gráfico esquemático da figura 6.4. A linha a tracejado representa uma velocidade crítica e estão indicadas várias curvas de amplitude de vibração consoante o amortecimento. Quanto menor o amortecimento maior a amplitude [30] [31].



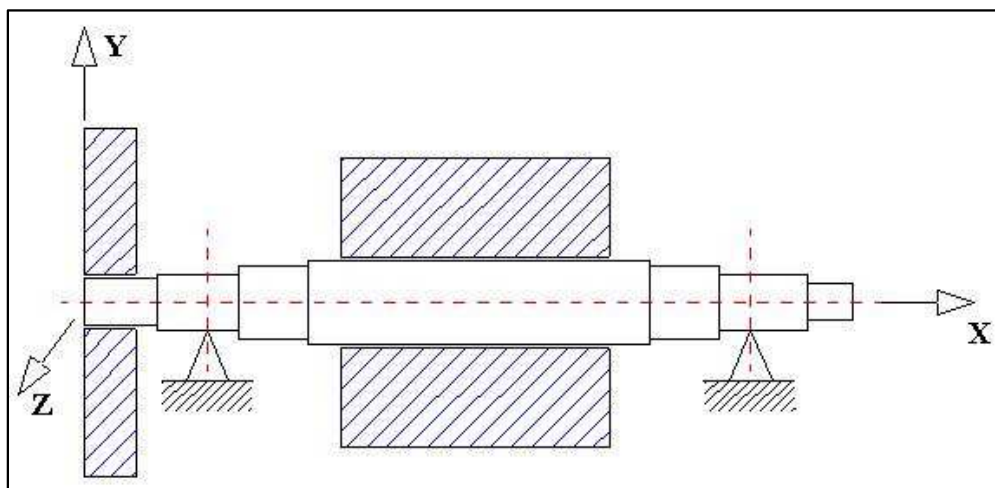
**Figura 6.4** – Frequência natural de vibração [31]

Por este motivo, os rotores são projectados de forma a que as velocidades críticas estejam sempre de 20% a 30% acima ou abaixo da velocidade nominal do motor [30].

Se a velocidade nominal do motor estiver abaixo da 1ª velocidade crítica do rotor então diz-se que o rotor é rígido. Ou seja, o motor nunca passará por uma velocidade crítica do rotor. Se, pelo contrário, estiver acima da 1ª velocidade crítica então o rotor diz-se flexível [30].

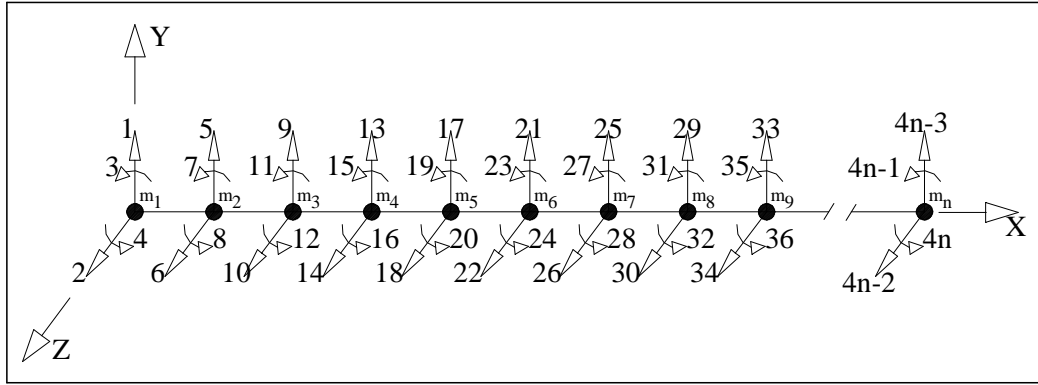
Em motores de rolamentos o princípio é só se usarem rotores rígidos. Isto porque, sendo os rolamentos apoios muito rígidos e de muito baixo amortecimento, a amplificação da vibração do motor ao passar por uma velocidade crítica não é nada amortecida. No caso das chumaceiras lubrificadas, o óleo fornece esse amortecimento portanto, neste caso, o rotor flexível já é utilizado [30].

Para fazer o cálculo das velocidades críticas do rotor recorre-se a um modelo de elementos finitos do rotor que pode ser realizado através do software de cálculo MathCAD. Veja-se a representação dum veio com um bloco de chapas de rotor entre os apoios e uma massa apoiada na ponta de veio na figura 6.5.



**Figura 6.5** – Representação dum rotor [30]

Este sistema contínuo é aproximado por um sistema discreto, em que a massa total é distribuída por diversos pontos (os nós) e em que, a cada um destes pontos de massa, correspondem os graus de liberdade de translação e de rotação nos eixos Y e Z. Estes pontos estão ligados por elementos de viga (ou molas de flexão) que correspondem a cada secção considerada. Quanto mais nós mais fidedignos serão os resultados (figura 6.6).


**Figura 6.6** – Rotor como sistema discreto [30]

Para se obter os valores das frequências naturais de vibração de flexão e as suas formas resolve-se o problema de valores e vectores próprios da equação de movimento do regime livre não amortecido [31]:

$$[M]\{\ddot{u}_n\} + [K]\{u_n\} = \{0\} \quad (6.2)$$

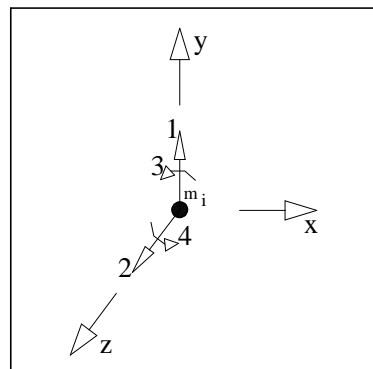
em que, para velocidade de rotação constante:

$$-\omega^2[M]\{u_n\} + [K]\{u_n\} = \{0\} \quad (6.3)$$

onde  $[M]$  é a matriz global de massas do sistema,  $[K]$  a matriz de rigidez do sistema,  $\{u_n\}$  o deslocamento em cada grau de liberdade de cada massa nodal e  $\{\ddot{u}_n\}$  a sua aceleração. Os valores de  $\omega$  e de  $\{u_n\}$  são, respectivamente, os valores próprios e os vectores próprios do sistema.

A matriz de massa do sistema  $[M]$  é obtida sobrepondo as matrizes de massa dos elementos de viga e das massas concentradas.

A figura 6.7 ilustra um ponto de massa  $m_i$  e os seus quatro graus de liberdade locais, e a sua matriz de massa concentrada  $[m_c]$ .


**a)** Graus de liberdade

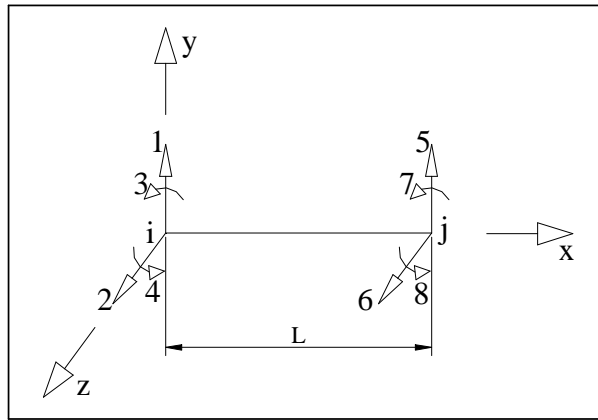
$$m_c = \begin{pmatrix} m_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_z \end{pmatrix}$$

**b)** Matriz de massa

**Figura 6.7** – Ponto de massa [30]

$m_y=m_z=m_i$ ,  $J_y$  e  $J_z$  são os momentos de inércia em torno do eixo  $y$  e  $z$ , respectivamente.

A figura 6.8 mostra um elemento de viga com os seus oito graus de liberdade, quatro por nó ( $i$  e  $j$ ), e a sua matriz de massa  $[m_m]$ .



a) Graus de liberdade

$$m_m = \frac{\rho \cdot A \cdot L}{420} \cdot \begin{pmatrix} 156 & 0 & 0 & 22 \cdot L & 54 & 0 & 0 & -13 \cdot L \\ 0 & 156 & -22 \cdot L & 0 & 0 & 54 & 13 \cdot L & 0 \\ 0 & -22 \cdot L & 4 \cdot L^2 & 0 & 0 & -13 \cdot L & -3 \cdot L^2 & 0 \\ 22 \cdot L & 0 & 0 & 4 \cdot L^2 & 13 \cdot L & 0 & 0 & -3 \cdot L^2 \\ 54 & 0 & 0 & 13 \cdot L & 156 & 0 & 0 & -22 \cdot L \\ 0 & 54 & -13 \cdot L & 0 & 0 & 156 & 22 \cdot L & 0 \\ 0 & 13 \cdot L & -3 \cdot L^2 & 0 & 0 & 22 \cdot L & 4 \cdot L^2 & 0 \\ -13 \cdot L & 0 & 0 & -3 \cdot L^2 & -22 \cdot L & 0 & 0 & 4 \cdot L^2 \end{pmatrix}$$

b) Matriz de massa

**Figura 6.8** – Elemento de viga [30]

$\rho$  é a densidade do material,  $A$  a área transversal do elemento e  $L$  o seu comprimento.

A matriz de rigidez do sistema  $[K]$  é obtida, também, por sobreposição das matrizes de rigidez locais de cada elemento de viga. Os seus coeficientes (chamados de coeficientes de influência) são obtidos encastrando ambas as extremidades do elemento e aplicando, separadamente, um deslocamento unitário segundo cada um dos oito graus de liberdade. Verifica-se, assim, qual a influência (reação) na própria direcção do deslocamento e nos demais graus de liberdade.

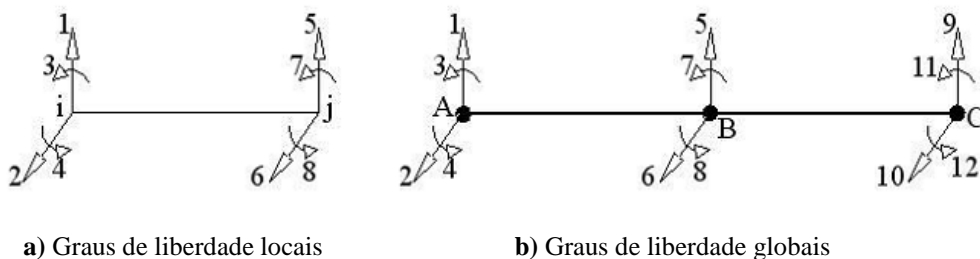
Assim, a matriz de rigidez local dum elemento  $[k_m]$ , para a viga de Euler-Bernoulli, ou seja, desprezando as tensões de corte na flexão, é (figura 6.9):

$$k_m = \begin{pmatrix} \frac{12 \cdot E \cdot I_z}{L^3} & 0 & 0 & \frac{6 \cdot E \cdot I_z}{L^2} & -\frac{12 \cdot E \cdot I_z}{L^3} & 0 & 0 & \frac{6 \cdot E \cdot I_z}{L^2} \\ 0 & \frac{12 \cdot E \cdot I_y}{L^3} & -\frac{6 \cdot E \cdot I_y}{L^2} & 0 & 0 & -\frac{12 \cdot E \cdot I_y}{L^3} & -\frac{6 \cdot E \cdot I_y}{L^2} & 0 \\ 0 & -\frac{6 \cdot E \cdot I_y}{L^2} & \frac{4 \cdot E \cdot I_y}{L} & 0 & 0 & \frac{6 \cdot E \cdot I_y}{L^2} & \frac{2 \cdot E \cdot I_y}{L} & 0 \\ \frac{6 \cdot E \cdot I_z}{L^2} & 0 & 0 & \frac{4 \cdot E \cdot I_z}{L} & -\frac{6 \cdot E \cdot I_z}{L^2} & 0 & 0 & \frac{2 \cdot E \cdot I_z}{L} \\ -\frac{12 \cdot E \cdot I_z}{L^3} & 0 & 0 & -\frac{6 \cdot E \cdot I_z}{L^2} & \frac{12 \cdot E \cdot I_z}{L^3} & 0 & 0 & -\frac{6 \cdot E \cdot I_z}{L^2} \\ 0 & -\frac{12 \cdot E \cdot I_y}{L^3} & \frac{6 \cdot E \cdot I_y}{L^2} & 0 & 0 & \frac{12 \cdot E \cdot I_y}{L^3} & \frac{6 \cdot E \cdot I_y}{L^2} & 0 \\ 0 & \frac{6 \cdot E \cdot I_y}{L^2} & \frac{2 \cdot E \cdot I_y}{L} & 0 & 0 & -\frac{6 \cdot E \cdot I_y}{L^2} & -\frac{4 \cdot E \cdot I_y}{L} & 0 \\ \frac{6 \cdot E \cdot I_z}{L^2} & 0 & 0 & \frac{2 \cdot E \cdot I_z}{L} & -\frac{6 \cdot E \cdot I_z}{L^2} & 0 & 0 & \frac{4 \cdot E \cdot I_z}{L} \end{pmatrix}$$

**Figura 6.9** – Matriz de rigidez dum elemento de viga [30]

$E$  é o módulo de Young do material,  $I_y$  e  $I_z$  são os momentos de inércia de área (ou de 2ª ordem) do elemento relativamente ao eixo  $y$  e  $z$ , respectivamente.

Para se obterem as matrizes globais  $[M]$  e  $[K]$  que representam o sistema total é necessário associar os graus de liberdade locais e globais. Como exemplo, veja-se a figura 6.10 que mostra um elemento com os seus graus de liberdade locais e a junção de dois elementos com os graus de liberdade globais.



**Figura 6.10** – Elementos de viga [30]



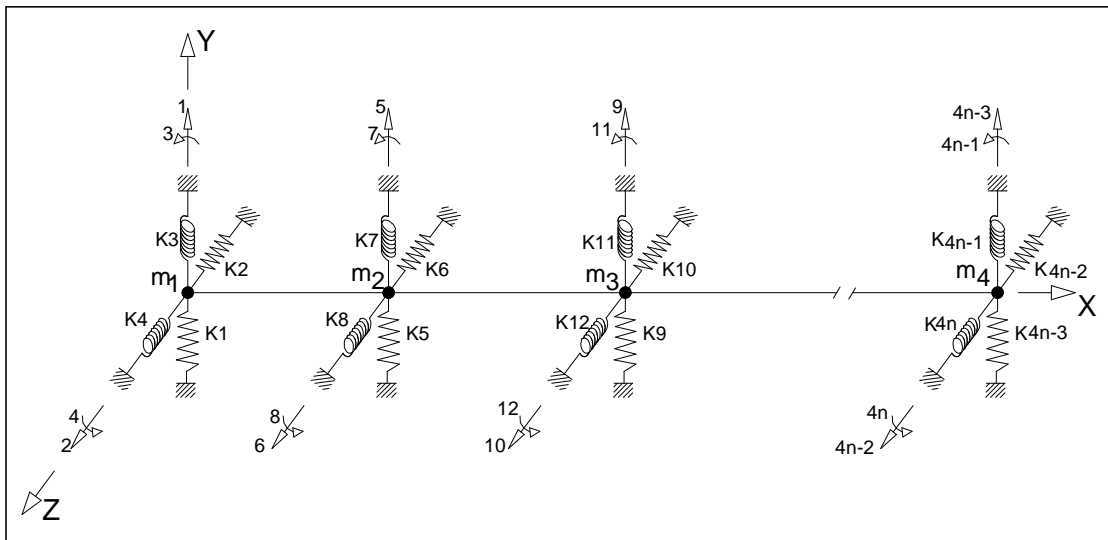
**MEMBRO AB**

$$M = \frac{\rho \Delta L}{420} \begin{pmatrix} 156 & 0 & 0 & 22 \cdot L & 54 & 0 & 0 & -13 \cdot L & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 156 & -22 \cdot L & 0 & 0 & 54 & 13 \cdot L & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -22 \cdot L & 4 \cdot L^2 & 0 & 0 & -13 \cdot L & -3 \cdot L^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 22 \cdot L & 0 & 0 & 4 \cdot L^2 & 13 \cdot L & 0 & 0 & -3 \cdot L^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 54 & 0 & 0 & 13 \cdot L & 312 & 0 & 0 & 0 & 54 & 0 & 0 & -13 \cdot L \\ 0 & 54 & -13 \cdot L & 0 & 0 & 312 & 0 & 0 & 0 & 54 & 13 \cdot L & 0 \\ 0 & -13 \cdot L & 3 \cdot L^2 & 0 & 0 & 0 & 8 \cdot L^2 & 0 & 0 & -13 \cdot L & -3 \cdot L^2 & 0 \\ -13 \cdot L & 0 & 0 & -3 \cdot L^2 & 0 & 0 & 0 & 8 \cdot L^2 & 13 \cdot L & 0 & 0 & -3 \cdot L^2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 54 & 0 & 0 & 13 \cdot L & 156 & 0 & 0 & -22 \cdot L \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 54 & -13 \cdot L & 0 & 0 & 156 & 22 \cdot L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 13 \cdot L & -3 \cdot L^2 & 0 & 0 & 22 \cdot L & 4 \cdot L^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -13 \cdot L & 0 & 0 & -3 \cdot L^2 & -22 \cdot L & 0 & 0 & 4 \cdot L^2 \end{pmatrix}$$

**MEMBRO BC**

**Figura 6.12** – Sobreposição das matrizes de massa [30]

Por fim, é preciso incluir as condições de fronteira do problema, ou seja, os coeficientes de rigidez dos apoios (ou seja, dos rolamentos ou das chumaceiras). Para tal, adiciona-se, à matriz de rigidez global, elementos de mola apenas nos graus de liberdade correspondentes (figura 6.13):



**Figura 6.13** – Inclusão das condições de fronteira [30]

O valor das velocidades críticas depende essencialmente de quatro factores: da rigidez do veio (a sua espessura), da massa do bloco do rotor, da distância entre os apoios (chamados de mancais), e da rigidez destes apoios.

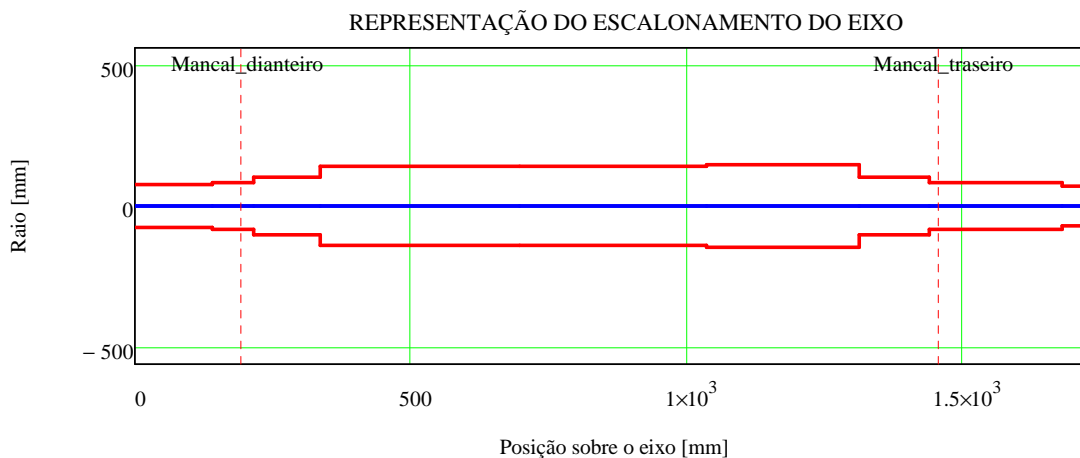
Um aumento da rigidez do veio sobe o valor das velocidades críticas. É comum aumentar-se a espessura do veio na zona central de alojamento do bloco do rotor de forma a se cumprir com este critério de dimensionamento, de forma a garantir que o rotor é rígido. De forma inversa, diminui-se a rigidez do veio para um rotor flexível funcionar com segurança entre velocidades críticas.

Um aumento da massa do bloco do rotor diminui o valor das velocidades críticas. A alteração do bloco do rotor é indirecta, o seu projecto não é alterado a não ser no seu diâmetro interior, por via do aumento da espessura do veio. Este, ao ser aumentado, também vai diminuir a massa do bloco do rotor. Mas este aumento é limitado já que não se pode chegar ao diâmetro interior onde as barras do rotor estão situadas.

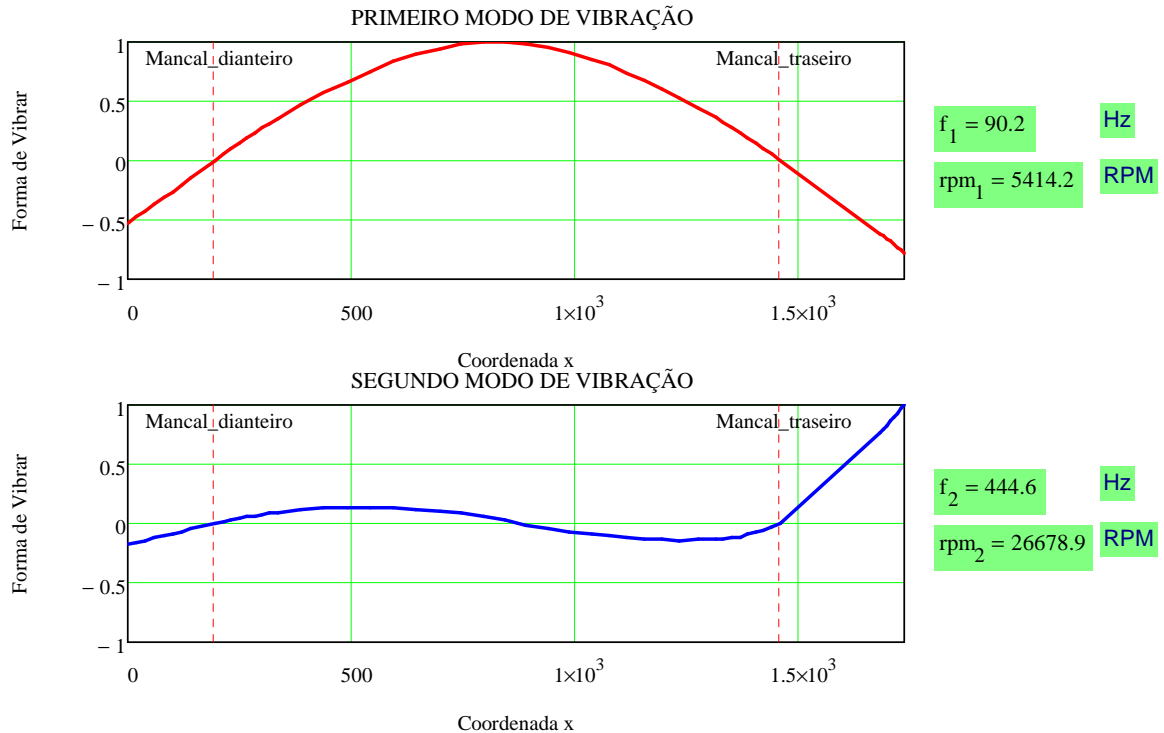
Quanto maior a distância entre os mancais menores são as velocidades críticas. Este é um ponto a ter em conta logo na fase de anteprojecto. Não se pode esperar oferecer potências demasiado altas numa altura de eixo pequena porque isso iria implicar blocos muito compridos e, portanto, uma distância entre mancais demasiado grande. Este é um ponto que determina a passagem duma determinada potência para a altura de eixo acima.

Quanto maior a rigidez dos mancais maiores serão as velocidades críticas. A rigidez dos rolamentos é aproximada com um valor muito alto ( $10^{15}$  N.m<sup>-1</sup>, por exemplo) de forma a simular uma rigidez infinita (embora na realidade não o seja). Nas chumaceiras isto já não se passa e os coeficientes de rigidez têm que ser calculados para serem introduzidos no cálculo de velocidades críticas.

Como exemplo, apresentam-se abaixo os resultados de cálculo dum rotor de 200 kg, com oito escalonamentos (oito secções diferentes) num motor de 2 pólos (3000 rpm), com uma distância entre mancais de cerca de 1300 mm, mancais de rolamentos e com uma espessura de veio na zona do bloco de chapas do rotor de 140 mm. A figura 6.14 ilustra o escalonamento do veio e a figura 6.15 as formas naturais de vibração de flexão para as duas primeiras frequências naturais de vibração.



**Figura 6.14** – Escalonamento do veio [30]



**Figura 6.15** – Primeiras duas freq. e formas naturais de vibração de flexão dum rotor de rolamentos [30]

Como se pode ver, as duas primeiras frequências naturais de vibração de flexão são 90 Hz (5414 rpm) e 445 Hz (26679 rpm). Ou seja, é um rotor rígido porque a primeira velocidade crítica está acima da velocidade nominal, que é 3000 rpm. Veja-se que o critério de 30% de distância da velocidade nominal a uma velocidade crítica é cumprido. Veja-se também a primeira forma de vibração para este rotor de rolamentos, tal como uma viga simplesmente apoiada com uma carga a meio vão.

A figura 6.16 ilustra as quatro primeiras formas naturais de vibração de flexão para o rotor anterior mas agora com chumaceiras com coeficientes de rigidez de  $10^6 \text{ N.m}^{-1}$ . Por uma questão de simplificação, para este exemplo, usaram-se coeficientes de rigidez de igual valor tanto para a direcção horizontal como para a vertical, obtendo as frequências e as formas naturais de vibração apenas no plano vertical. Na realidade, isto não se verifica, tal como se mostrará em 6.2.2., além de se demonstrar como se calculam os coeficientes de rigidez das chumaceiras. Portanto, em rigor, têm que se obter as frequências e as formas naturais de vibração tanto no plano vertical como no horizontal.

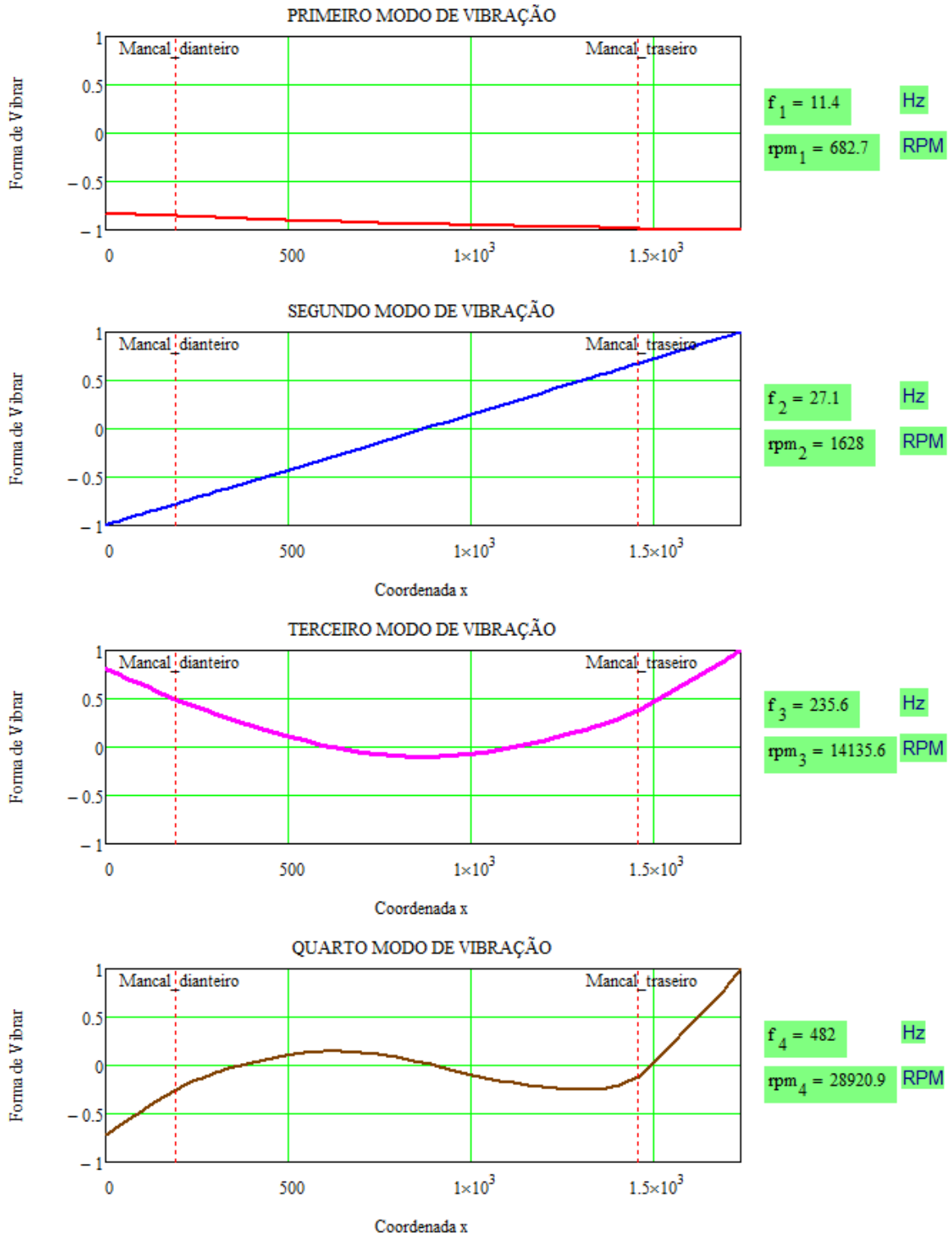


Figura 6.16 – Primeiras quatro freq. e formas naturais de vibração de flexão dum rotor de chumaceiras [30]

Como se pode ver, a rigidez dos apoios influencia imenso não só o valor como a forma das frequências naturais de vibração de flexão. O rotor é agora flexível, com a primeira velocidade crítica a 683 rpm e mesmo a segunda está abaixo da nominal com 1628 rpm. Veja-se também que só a partir da 3ª velocidade crítica o rotor tem uma deformação de flexão, tal como um rotor de rolamentos. Até lá vibra como corpo rígido.

Um aspecto importante para o cálculo das velocidades críticas dos rotores com chumaceiras mas que, no cálculo anterior, não foi considerado por simplificação, é o amortecimento dos mancais. Como referido acima, os rolamentos são apoios muito rígidos e de muito baixo amortecimento portanto, para efeitos de cálculo, este amortecimento é desprezado, tornando a equação 6.2 aplicável. Para os rotores de chumaceiras, no entanto, o amortecimento é considerável portanto têm que se calcular as frequências naturais de vibração amortecidas [31]:

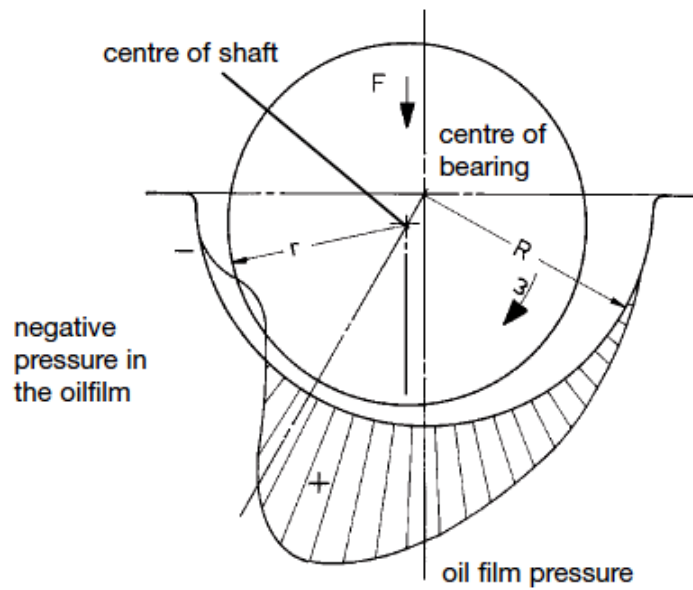
$$[M]\{\ddot{u}_n\} + [C]\{\dot{u}_n\} + [K]\{u_n\} = \{0\} \quad (6.4)$$

onde  $[C]$  é a matriz de amortecimento do sistema e  $\{\dot{u}_n\}$  a velocidade em cada grau de liberdade de cada massa nodal. Em 6.2.2. demonstra-se como se calculam os coeficientes da matriz de amortecimento das chumaceiras. Tal como os coeficientes de rigidez dos apoios, os coeficientes de amortecimento inserem-se nos respectivos graus de liberdade do sistema. O amortecimento do veio é nulo, portanto  $[C]$  só tem mesmo os coeficientes correspondentes aos mancais.

### 6.2.2. Coeficientes de Rigidez e de Amortecimento das Chumaceiras Hidrodinâmicas

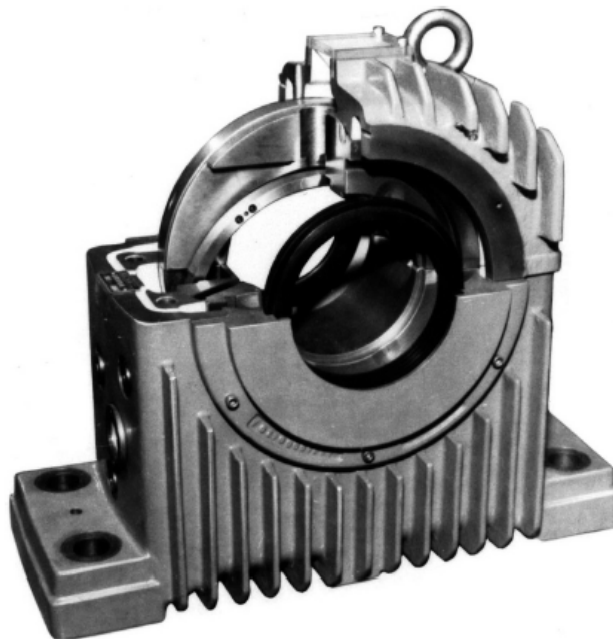
A maioria dos motores eléctricos faz uso de rolamentos. São muito mais baratos e de maior versatilidade de aplicação que as chumaceiras contudo têm limitações que as chumaceiras não têm. Os rolamentos têm uma vida finita, mesmo com todo o cuidado com a lubrificação. A chumaceira, pelo contrário, correctamente dimensionada, tem uma vida teoricamente infinita. Isto é de principal vantagem para aplicações de funcionamento contínuo (regime de serviço S1), tais como a operação de bombas no ramo petrolífero, onde se quer o mínimo de paragens possível. Além disso, à medida que se aumenta o peso do rotor e a velocidade de rotação, pode ser muito difícil encontrar rolamentos que mantenham um aquecimento dentro do limite de dimensionamento. Também, no caso de rotores muito pesados, a rodar a grande velocidade e com uma distância entre apoios considerável, pode não ser possível evitar que estes rotores sejam flexíveis. Assim, o uso de chumaceiras é incontornável [30].

Há diversos tipos de chumaceiras, mas, em motores eléctricos, o usual são as chumaceiras lubrificadas a óleo. Estas podem ser chumaceiras hidrostáticas ou hidrodinâmicas. As chumaceiras hidrostáticas são de lubrificação forçada, em que o óleo é injectado sob pressão, recorrendo a um sistema de alimentação, de forma a manter o filme de óleo. Nas chumaceiras hidrodinâmicas, o movimento do rotor provoca uma excentricidade entre o eixo de rotação do mesmo e o eixo do mancal da chumaceira. Isto provoca uma cunha convergente-divergente, em que o óleo é para lá arrastado causando um campo de pressão que se opõe à carga (o peso do rotor), levantando-a, havendo assim um filme de óleo lubrificante entre ambas as superfícies em movimento relativo (figura 6.17) [30] [35].



**Figura 6.17** – Excentricidade no funcionamento numa chumaceira radial [32]

As chumaceiras hidrodinâmicas têm duas formas de montagem horizontal, de pedestal (figura 6.18) e de flange (figura 6.19). As usuais, em motores eléctricos, são as de flange para serem montadas directamente nas tampas [30].



**Figura 6.18** – Chumaceira de pedestal [33]



**Figura 6.19** – Chumaceira de flange [33]

A rigidez numa chumaceira é determinada pela compressibilidade do seu filme de óleo. Devido à variação da pressão do filme de óleo ao longo do mancal da chumaceira, como se referiu em 6.2.1., é comum ter diferentes valores de coeficientes de rigidez do óleo nas direcções horizontal e vertical [32] [35].

Os coeficientes de rigidez são definidos calculando a variação da força gerada pela variação da pressão do filme de óleo devido a uma aplicação numa pequena variação de deslocamento [39]. Matematicamente, a matriz de rigidez do filme de óleo  $[k_f]$  fica:

$$[k_f] = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial x} & \frac{\partial F_x}{\partial y} \\ \frac{\partial F_y}{\partial x} & \frac{\partial F_y}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (6.5)$$

Os termos da diagonal principal significam que, para uma variação do deslocamento numa direcção (por exemplo,  $y$ ), há uma variação da força segundo essa mesma direcção. Os outros termos da matriz significam que, para uma variação do deslocamento segundo uma direcção (por exemplo,  $y$ ), há uma variação da força segundo a outra direcção (neste caso,  $x$ ). Estes últimos termos só não são nulos em chumaceiras assimétricas [39].

Tal como os coeficientes de rigidez, os coeficientes de amortecimento têm valores diferentes nas direcções horizontal e vertical. Estes são definidos calculando a variação da força gerada pela variação da pressão do filme de óleo devido a uma aplicação numa pequena variação de velocidade [39]. A matriz de amortecimento do filme de óleo  $[c_f]$  fica:

$$[c_f] = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \\ \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \end{bmatrix} \quad (6.6)$$

Analogamente aos coeficientes de rigidez, para os coeficientes de amortecimento, uma variação da velocidade numa direcção implica uma variação da força nessa direcção para os termos da diagonal principal e na direcção ortogonal para os termos cruzados. Os termos cruzados, tal como para a matriz de rigidez, só não são nulos nas chumaceiras assimétricas [39].

O cálculo destes coeficientes de rigidez e de amortecimento das chumaceiras hidrodinâmicas pode ser feito recorrendo ao software SBCALC, propriedade do fabricante de chumaceiras Renk AG, disponibilizado aos seus clientes [30].

Este software calcula as condições de funcionamento duma chumaceira radial hidrodinâmica em regime laminar permanente. Para as chumaceiras de largura finita, a equação fundamental da hidrodinâmica, ou seja, a equação de Reynolds é:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu V \frac{dh}{dx} \quad (6.7)$$

onde  $p$  é a pressão,  $h$  é a espessura do filme de lubrificante,  $\mu$  a viscosidade dinâmica do lubrificante,  $V$  a velocidade tangencial do veio, e  $x$  e  $z$  as coordenadas circunferencial e axial, respectivamente [35]. O SBCALC usa a hipótese simplificativa de considerar um perfil de pressão constante axialmente, ou seja, considerar a chumaceira infinitamente longa, ficando assim a equação:

$$\frac{d}{dx} \left( h^3 \frac{dp}{dx} \right) = 6\mu V \frac{dh}{dx} \quad (6.8)$$

O software SBCALC aplica as condições de fronteira de Reynolds e faz a substituição de variável de Sommerfeld para obter a expressão de pressão [30] [35]. O utilizador escolhe a chumaceira (fornecendo assim a geometria), o óleo (fornecendo a viscosidade dinâmica), indica a velocidade de rotação e a carga aplicada ao mancal. Com estes dados de entrada, o software devolve os coeficientes de rigidez e de amortecimento da chumaceira para estes dados específicos de funcionamento [30].

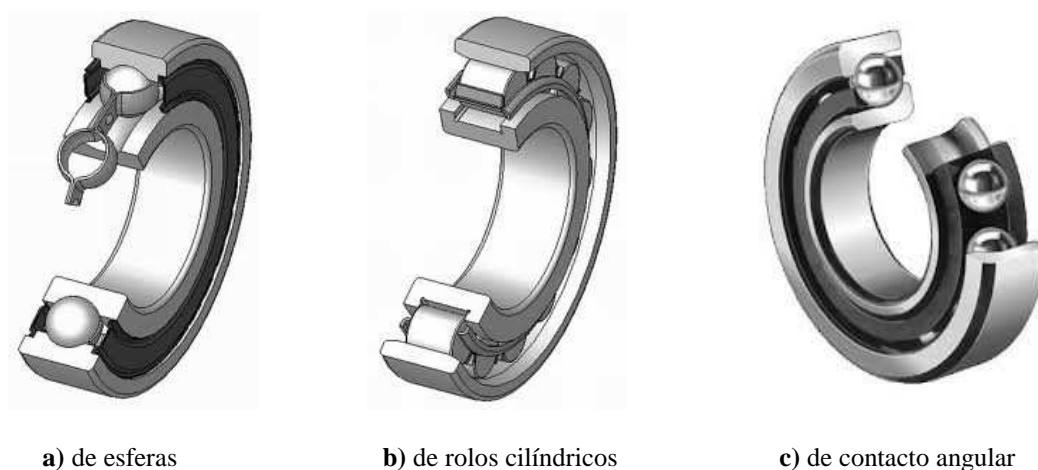
Além disso, se a chumaceira não for adequada para estas condições de funcionamento, a solução falha, indicando o motivo (temperatura excessiva ou espessura mínima do filme de lubrificação não cumprida). De uma forma geral, escolhem-se chumaceiras mais pequenas para rotores de 2 pólos (3000 rpm) para diminuir assim a velocidade tangencial (logo o aquecimento) e chumaceiras maiores para rotores de 4 pólos (1500 rpm) e mais porque estes são mais pesados e tem que se cumprir a espessura mínima de filme.

### 6.2.3. Vida dos Rolamentos

Como referido em 6.2.2., a maior parte dos motores eléctricos faz uso de rolamentos, não só pelo preço muito mais baixo mas especialmente pela sua versatilidade de aplicações, podendo fazerem-se muitas paragens e arranques (tais como elevadores, máquinas ferramenta, etc.). Contudo, os rolamentos têm uma vida útil finita. Mesmo com todo o cuidado com a lubrificação, há sempre desgaste das pistas dos rolamentos e dos elementos rotativos dentro delas [30] [40].

Nos fabricantes de motores eléctricos, oferecer uma garantia de 20000h de vida dos rolamentos para funcionamento contínuo (S1) é comum. Escolhendo rolamentos sobredimensionados para a aplicação, a vida destes pode ser, naturalmente, maior [30].

Há três tipos básicos de rolamentos que são os mais usados, o de esferas, o de rolos cilíndricos e o de contacto angular (figura 6.20) [30] [40]. Todos de uma carreira de rolamentos.



**Figura 6.20** – Rolamentos de uma carreira [34]

O rolamento de esferas é versátil, não desmontável, podendo assim ser aplicado em situações variadas de carga radial e axial combinada. O rolamento de rolos e o de contacto angular são rolamentos desmontáveis. O rolamento de rolos só é aplicável para carga exclusivamente radial. O de contacto angular é destinado a cargas axiais bastante mais elevadas que o rolamento normal de esferas aguenta mas precisa de ter uma carga axial superior à carga radial num determinado valor relativo de forma a garantir que não desmonta em funcionamento [40].

O cálculo da vida dos rolamentos é de acordo com a norma ISO 281 [41]:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (6.9)$$

$L_{10}$  é a vida do rolamento com 90% de fiabilidade, ou seja, em que há 10% de probabilidade do rolamento falhar antes de atingir esta vida, e é expresso em milhões de rotações. É mais conveniente exprimir este valor em horas:

$$L_{10h} = \frac{1}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad (6.10)$$

$C$  é a carga dinâmica básica do respectivo rolamento, que é a carga que este teoricamente aguenta para uma vida de um milhão de rotações. Embora a fórmula indique como se calcular este valor, os catálogos dos fabricantes indicam este valor para cada tipo e dimensão de rolamento.  $n$  é a velocidade de rotação e  $p$  é um expoente dependente do tipo de rolamento (3 para rolamentos de esferas, 10/3 para rolamentos de rolos) [41].  $P$  é a carga dinâmica equivalente aplicada ao rolamento calculada segundo a fórmula:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (6.11)$$

$X$  e  $Y$  são factores de carga dinâmica radial e axial, respectivamente, e estão tabelados na ISO 281 para os diversos tipos e dimensões de rolamento.  $F_r$  e  $F_a$  são, respectivamente, a carga radial e a carga axial aplicadas ao rolamento [41].

Quanto maior o rolamento maior a carga dinâmica básica mas menor a velocidade máxima admissível. Este limite de velocidade imposto pelo fabricante é tanto para garantir que o aquecimento se mantém dentro do limite como também para limitar a força centrífuga nos elementos do rolamento.

#### 6.2.4. Lubrificantes de Chumaceiras e de Rolamentos

Os óleos lubrificantes usados nas chumaceiras são, principalmente, os óleos minerais (origem no petróleo). A propriedade mais importante dos lubrificantes é a viscosidade, sendo um dos parâmetros da equação de Reynolds (equações 6.7 e 6.8) [35].

A viscosidade cinemática  $\nu$  é preferida à viscosidade dinâmica  $\mu$  para se indicar a viscosidade do respectivo lubrificante:

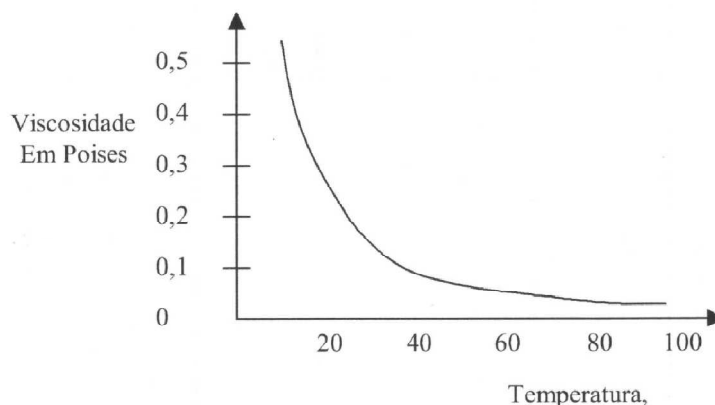
$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (6.12)$$

A indicação da viscosidade costuma ser não no Sistema Internacional (S.I.) mas no sistema C.G.S. (Centímetro-Grama-Segundo) (tabela 6.1) [35]:

Viscosidade	C.G.S	S.I.
$\mu$	Poise (Po) = g/cm.s	Pa.s
$\nu$	Stoke (St) = cm <sup>2</sup> /s	m <sup>2</sup> /s

**Tabela 6.1** – Sistemas de unidades de viscosidade

A viscosidade dum lubrificante varia muito com a temperatura, devendo ter-se cuidado com a gama de temperaturas de utilização do lubrificante em causa tendo em conta a temperatura ambiente em que o motor vai ser utilizado (figura 6.21) [35].



**Figura 6.21** – Variação da viscosidade dum óleo com a temperatura [35]

Como se vê, para uma maior temperatura de utilização, deve escolher-se um óleo com uma viscosidade maior à temperatura ambiente para compensar o facto daquela descer com o aumento de temperatura. E, no caso de temperaturas negativas, escolher um óleo com uma viscosidade menor à temperatura ambiente para não causar um aquecimento excessivo em funcionamento.

Na figura 6.22 indicam-se vários graus ISO de viscosidade a 40°C. É preciso ter em conta o aquecimento que vai ser gerado na chumaceira pela viscosidade do óleo ao rodar o motor. Quanto maior a velocidade de rotação e quanto maior a viscosidade do óleo maior será o aquecimento. Por isso, no cálculo das condições de funcionamento da chumaceira, a viscosidade necessária do óleo para um motor de 2 pólos (3000 rpm) costuma ser inferior à dum óleo para motores de 4 pólos ou mais ( $\leq 1500$  rpm). Como exemplo, ISO VG 32 para motores de 2 pólos e ISO VG 46 para motores de 4 pólos ou mais [30].

<i>Graus de viscosidade</i>	<i>Ponto médio de viscosidade cSt (mm<sup>2</sup> s<sup>-1</sup>) a 40°C</i>
ISO VG 2	2.2
ISO VG 3	3.2
ISO VG 5	4.6
ISO VG 7	6.8
ISO VG 10	10
ISO VG 15	15
ISO VG 22	22
ISO VG 32	32
ISO VG 46	46
ISO VG 68	68
ISO VG 100	100
ISO VG 150	150

**Figura 6.22** – Graus de viscosidade [35]

Uma característica importante do óleo para o uso de chumaceiras a temperaturas negativas é o ponto de congelação, que é a temperatura mais baixa a que o óleo ainda escorre. Para os óleos minerais esta varia entre os  $-5^{\circ}\text{C}$  a  $-20^{\circ}\text{C}$ . Para temperaturas inferiores usam-se óleos sintéticos [35].

Os óleos lubrificantes não são puros, contendo aditivos para melhorar certas propriedades. Os aditivos podem ser antioxidantes, anticorrosivos, etc. [35].

No caso dos rolamentos, usam-se as massas lubrificantes. A massa é muito mais prática de utilizar que o óleo porque escusa de haver um depósito para o óleo líquido, a massa permanece dentro duma simples caixa de rolamentos, formada pela montagem duma tampa com a respectiva placa de fecho interior e placa de fecho exterior (ver figura 4.1, índice 11) [30]. Além disto, estando a massa num estado semi-sólido em vez de líquido, o risco de escape da massa para o ambiente exterior e contaminá-lo é muito menor (importante para a indústria alimentar e farmacêutica, p.ex.). Também, a massa contribui para evitar a contaminação do rolamento por partículas estranhas e água [35].

As massas lubrificantes são uma mistura de um óleo de base com um espessante (também chamado de sabão), contendo também aditivos. O óleo de base pode ser um mineral ou sintético, como visto anteriormente. O sabão é um sal metálico. Estes podem ser o lítio, complexo de lítio, poliureia, sódio, etc. [35].

As propriedades importantes duma massa lubrificante são a viscosidade (dependente do óleo de base), a consistência (dependente da concentração do sabão), o ponto de gota (dependente do tipo de sabão) e a gama de temperaturas de utilização [35].

A consistência duma massa é a medida da sua dureza, avaliada pelo teste de penetração por um cone (teste da norma ASTM D217). Na figura 6.23 mostram-se os números NLGI ("*National Lubricating Grease Institute*") de consistência das massas. Em motores eléctricos costuma-se usar massas de NLGI 1, 2 ou 3 [30].

Nº NLGI	Penetração trabalhada ASTM (a $25^{\circ}\text{C}$ )
000	445-475
00	400-430
0	355-385
1	310-340
2	265-295
3	220-250
4	175-205
5	130-160
6	85-115

**Figura 6.23** – Números NLGI [35]

A consistência duma massa também varia com a temperatura, ficando mais dura a menores temperaturas e menos dura a temperaturas maiores. Por isso, deve-se escolher uma massa com uma dureza menor à temperatura ambiente se o motor for utilizado em temperaturas negativas para evitar aquecimento excessivo. E escolher uma massa com dureza maior à temperatura ambiente se o motor for utilizado em temperaturas elevadas para compensar a perda de consistência.

O ponto de gota é a temperatura acima da qual a massa passa dum estado semi-sólido para o estado líquido, tornando-se inutilizável [35].

### 6.2.5. Flecha

A determinação da linha elástica do veio (ou flecha) é importante devido ao entreferro pequeno existente (pode ser na ordem de 1 mm) (ver figura 4.1, índices 2 e 3). Portanto, é preciso ter especial atenção a este facto ao dimensionar rotores cada vez mais pesados e com uma distância entre mancais cada vez maior. Também ao diminuir a espessura do veio nos rotores flexíveis de chumaceiras para cumprir o critério das frequências naturais de vibração, baixando-as. Ao tornar o veio mais delgado entre mancais, este terá uma flecha maior.

Para evitar o problema do bloco magnético do rotor bater no do estator, aplica-se um critério de flecha máxima de 5% a 10% do entreferro [30].

Para calcular a flecha do rotor pode ser usado um modelo de elementos finitos de aproximação dum sistema contínuo num sistema discreto em MathCAD igual ao usado para calcular as frequências naturais de vibração (ver figuras 6.5 e 6.6) [30]. A flecha do veio pode obter-se através da equação de equilíbrio deste sistema discreto:

$$[K] \{u_n\} = \{F_n\} \quad (6.13)$$

Esta equação é a equação 6.2 mas não considerando a componente inercial (porque este é um problema estático) e considerando forças externas aplicadas em vez da sua ausência.  $\{F_n\}$  é o vector das forças nodais aplicadas. A matriz de rigidez de cada elemento de viga e a global do sistema é obtida da mesma forma que o explicado em 6.2.1. (ver figuras 6.7 a 6.13). Onde houver cargas ou massas concentradas é criado um nó de forma a estas forças actuarem sempre num grau de liberdade.

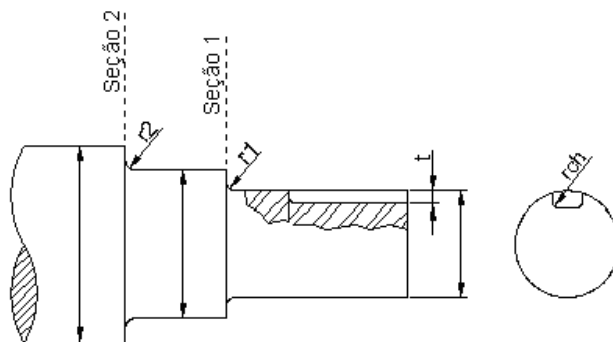
Importa fazer uma consideração relativamente aos apoios. Ao contrário do cálculo das frequências naturais de vibração, na flecha não se faz distinção entre mancal de rolamentos e de chumaceiras. Isto porque, no caso da flecha, o pior caso é o do rotor a flectir, não a vibrar como corpo rígido (ver figura 6.16). Portanto, neste cálculo, não há necessidade de distinguir entre apoios, colocando o valor de rigidez extremamente alta (apoio rígido) nos graus de liberdade da matriz de rigidez global correspondentes aos mancais.

### 6.2.6. Fadiga do Veio

O veio do motor tem que ser dimensionado à fadiga devido a estar sujeito a cargas cíclicas aplicadas principalmente na sua ponta de veio. Estas cargas podem ser axiais, radiais (provocando momento flector) ou torsionais. Por exemplo, um ventilador apoiado na ponta de veio provoca nesta não só uma carga radial devido ao seu peso mas também uma axial devido à reacção exercida pelo escoamento do ar provocado pelo ventilador. Um caso muito comum de carga radial na ponta de veio deve-se ao acoplamento entre o motor e a máquina accionada ser feito por correias em vez de ser por acoplamento directo (transmissão apenas de binário). Mesmo sendo uma carga radial de direcção e amplitude constante, a rotação do veio provoca-lhe uma carga cíclica. Carga torsional deve-se à transmissão de binário do motor à máquina accionada mas a sua componente alternada depende da aplicação. Por exemplo, se a máquina accionada for um ventilador ou uma bomba, a sua componente alternada será bem menor do que no caso duma prensa, que não está sempre em carga [30] [36] [37].

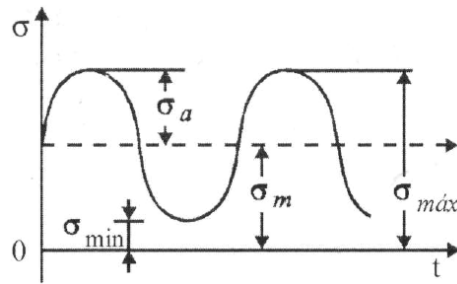
O dimensionamento à fadiga tem que ser feito para várias secções do veio devido a este ter, ao longo do seu comprimento, diferentes valores de diâmetro (e, por isso, diferentes valores de tensão nominal) e descontinuidades geométricas (portanto, concentração de tensões). A ponta de veio (onde é acoplada a máquina accionada) é a zona principal de dimensionamento à fadiga. É uma das duas zonas de menor diâmetro e com dois tipos de descontinuidade, o escatel e transições de diâmetro. A zona de montagem do bloco magnético do rotor também deve ser dimensionada por ter um momento flector considerável (peso do bloco mais a distância grande entre apoios) embora, à partida, não seja crítico por ser a zona do veio de maior diâmetro. A segunda ponta de veio (a do ventilador do motor) é a segunda zona do veio de menor diâmetro mas não é um problema porque o peso deste é pequeno (logo, o momento flector também) e porque o binário nessa zona não é o da carga da máquina accionada mas apenas o binário necessário ao escoamento de ar de refrigeração, que é baixo (ver figuras 4.1, 4.2 e 5.5) [30] [36] [37].

O dimensionamento da ponta de veio é a seguir explicado, sendo avaliadas as secções da figura 6.24, a secção 1 (descontinuidade de diâmetro da ponta de veio para a zona de montagem do rolamento), a secção 2 (descontinuidade de diâmetro da zona do rolamento para a zona do seu encosto, a zona da placa de fecho interior) e a secção do escatel.



**Figura 6.24** – Secções da ponta de veio a dimensionar à fadiga [30]

Para estas secções têm que ser calculadas ou obtidas as componentes média e alternada das tensões normais e de corte,  $\sigma_m$ ,  $\sigma_a$ ,  $\tau_m$ ,  $\tau_a$ , respectivamente (figura 6.25) [36] [37].



**Figura 6.25** – Tensão média e alternada num ciclo de carga [36]

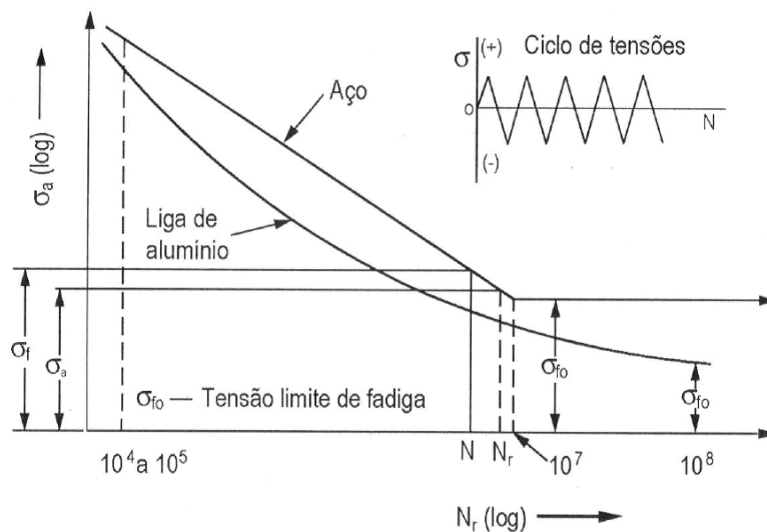
A seguir, têm que ser obtidos os valores, para cada secção, da tensão limite de fadiga corrigida  $\sigma_{foc}$ :

$$\sigma_{foc} = \sigma_{fo} \cdot k_s \cdot k_t \cdot k_f \cdot k_T \quad (6.14)$$

$\sigma_{fo}$ , a tensão limite de fadiga, para aços, pode ser estimada através da tensão de rotura do material  $\sigma_R$  como:

$$\begin{aligned} \sigma_{fo} &\approx \frac{\sigma_R}{2} \quad \text{se } \sigma_R \leq 1400 \text{ MPa} \\ \sigma_{fo} &\approx 700 \text{ MPa} \quad \text{se } \sigma_R > 1400 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (6.15)$$

Alternativamente, pode obter-se este valor através das curvas S-N do material em questão. Na figura 6.26, pode ver-se na curva S-N que um aço típico tem uma tensão limite de fadiga para vida infinita. Para um material como o alumínio, define-se uma tensão limite de fadiga correspondente a uma vida de  $10^8$  ciclos ou outro valor convencional [36] [37].



**Figura 6.26** – Curvas S-N de aço e de alumínio [36]

$k_s$  é o factor de acabamento superficial que pode ser retirado, para aços, do gráfico da figura 6.27. Quanto melhor o acabamento superficial maior a tensão limite de fadiga porque diminui a concentração de tensões [36] [37].

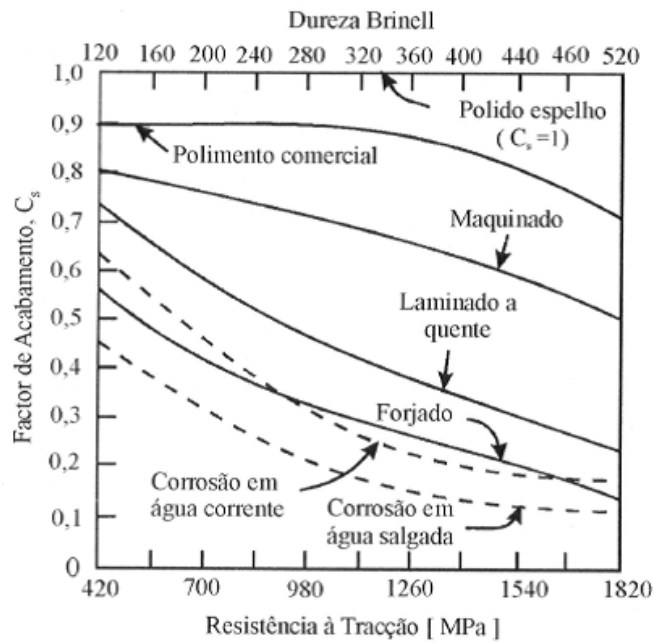


Figura 6.27 – Factor de acabamento superficial [36]

$k_r$  é o factor de tamanho que pode ser retirado do gráfico da figura 6.28. A tensão limite de fadiga tende a diminuir com o aumento do tamanho da secção. Isto deve-se a um menor gradiente de tensão para secções maiores. Assim, na superfície exterior da secção (onde a fractura começa sempre), a tensão média é maior nas secções maiores. Este factor de tamanho só é válido para flexão e torção porque o gradiente de tensão não existe para carga puramente axial [36] [37].

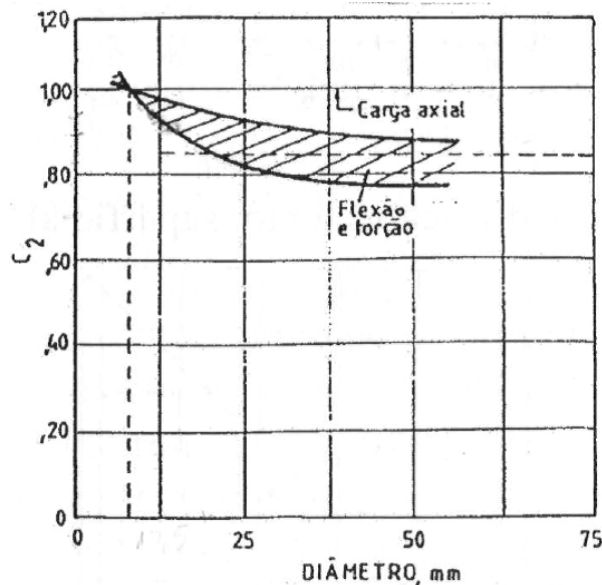


Figura 6.28 – Factor de tamanho [37]

$k_f$  é o factor de fiabilidade estatístico introduzido devido à dispersão de valores da tensão limite de fadiga obtidos nos ensaios. Para uma curva de distribuição normal (ou de Gauss) e, no caso de não haver dados experimentais disponíveis, para um desvio médio de 8%, a figura 6.29 indica, para diversas fiabilidades, o respectivo factor de fiabilidade. Deve-se escolher uma fiabilidade, no mínimo, de 99% por segurança [36] [37].

Fiabilidade F (%)	Variável normalizada $Z_f$	Factor de fiabilidade $k_f$
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702

Figura 6.29 – Factor de fiabilidade [36]

$k_T$  é o factor de temperatura. Para temperaturas inferiores a cerca de 425°C, o factor de temperatura é igual a 1 e acima dessa temperatura o aço deixa de exhibir, na curva S-N, a recta característica de vida infinita. A temperatura dum veio dum motor eléctrico não chega perto desse valor [36] [37].

Após obter o valor da tensão limite de fadiga corrigida, é necessário calcular ou obter os factores de concentração de tensões de fadiga,  $K_f$ , para cada secção:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (6.16)$$

$K_t$ , o factor de concentração de tensões, depende da geometria da peça, do tipo de carga (axial, flexão ou torção) e da dimensão relativa da descontinuidade geométrica. Para as descontinuidades geométricas devido a transição de diâmetro de secção, a figura 6.30 dá um exemplo dum gráfico para se obterem os factores de concentração de tensões para o caso de flexão. R. E. Peterson criou um manual de concentração de tensões onde se encontram valores para inúmeros casos publicado em 1974. A edição actual, com o novo autor W. F. Pilkey, tem o título "Peterson's Stress Concentration Factors" [52]. Portanto, para a ponta de veio, tem-se a descontinuidade geométrica devido à transição de diâmetro de secção e devido ao escatel. Para cada um destes dois casos, tem-se um valor de  $K_t$  para cada tipo de carga, axial, flexão ou torção [36] [37].

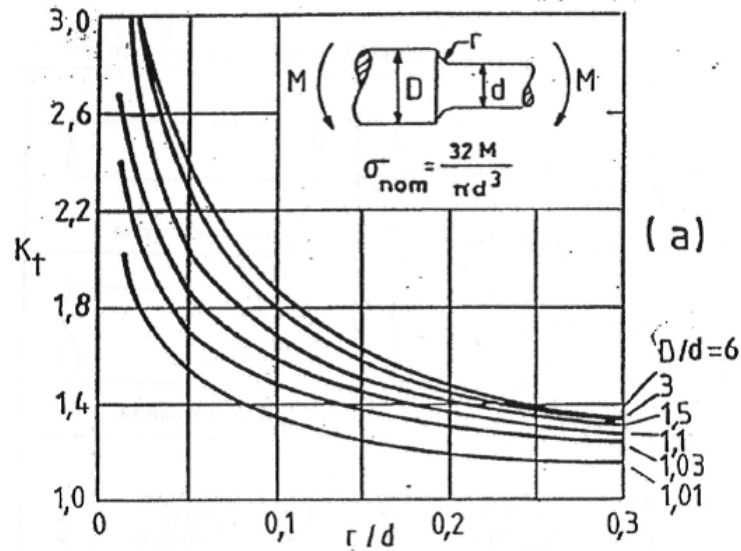


Figura 6.30 – Factor de concentração de tensões para flexão [37]

$q$ , o índice de sensibilidade ao entalhe do material, pode ser obtido do gráfico da figura 6.31 [36] [37].

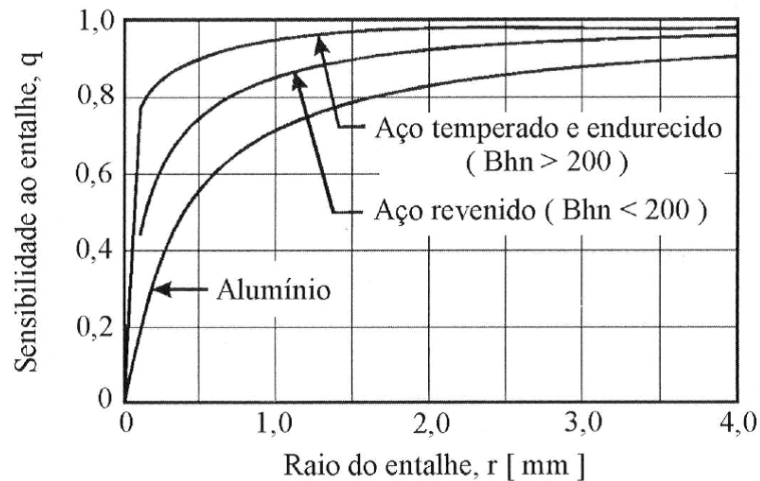
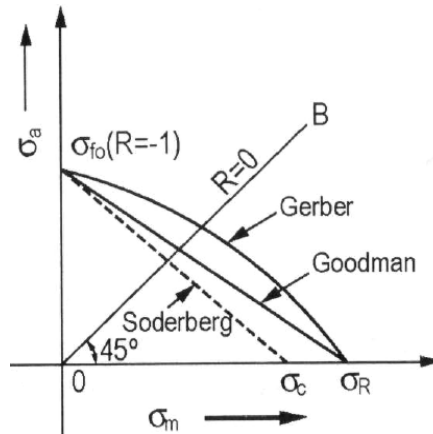


Figura 6.31 – Índice de sensibilidade ao entalhe [36]

Com todos os dados obtidos até aqui, pode fazer-se, finalmente, o dimensionamento à fadiga para cada secção crítica. No caso de materiais dúcteis, pode usar-se o critério de Soderberg da figura 6.32 [36] [37].



**Figura 6.32** – Critérios de dimensionamento à fadiga [36]

A expressão seguinte é para o caso de carga axial, sendo  $\sigma_{ced}$  a tensão de cedência do ensaio de tracção do material:

$$\sigma_a = \sigma_{fo} \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} \right) \quad (6.17)$$

Entrando com os factores de correcção e introduzindo um coeficiente de segurança  $N$ :

$$\frac{K_f \cdot \sigma_a}{\sigma_{foc}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} = \frac{1}{N} \quad (6.18)$$

$K_f$  só é aplicado à parte alternada das cargas e não à parte média porque, no caso dos materiais dúcteis, estes têm a capacidade de deformação plástica localizada nas zonas de concentração de tensões no caso de cargas estáticas, originando um reajustamento das tensões [36] [37].

Sendo este um caso de tensão combinada, têm que se obter as tensões estáticas equivalentes normal,  $\sigma_{est,eq}$ , e de corte,  $\tau_{est,eq}$ , de forma a se poderem combinar, posteriormente, num critério de dimensionamento adequado:

$$\sigma_{est,eq} = \sigma_m + \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_{foc}} K_f \cdot \sigma_a \quad (6.19)$$

$$\tau_{est,eq} = \tau_m + \frac{\tau_{ced}}{\tau_{foc}} K_f \cdot \tau_a \quad (6.20)$$

Após obter estas tensões estáticas equivalentes, pode-se usar um critério de dimensionamento para materiais dúcteis, como o de Tresca ou, como é mostrado a seguir, o de von Mises (simplificado para o estado plano de tensão):

$$\sqrt{\sigma_{est,eq}^2 + 3\tau_{est,eq}^2} = \frac{\sigma_{ced}}{N} \quad (6.21)$$

Um coeficiente de segurança mínimo adequado para este dimensionamento à fadiga é 1,5 [30]. Não se vê necessidade de um coeficiente maior devido ao grande detalhe nestes cálculos e por estes serem conservadores comparativamente com os cálculos da Mecânica da Fractura. A filosofia deste dimensionamento tradicional à fadiga é o de vida garantida enquanto a da Mecânica da Fractura é o da vida residual [36]. O motor eléctrico tem como propósito ser uma máquina robusta, durável, sem necessidade de inspecção e reparação.

Este dimensionamento é crucial para a definição da geometria e do material a usar no veio. No caso da geometria não poder ser mais alterada (diminuindo a tensão nominal ou os factores de concentração de tensões) e, mesmo assim, o coeficiente de segurança não for cumprido, então o material tem que ser melhorado (aumentando a tensão de cedência e a tensão limite de fadiga).

Estes cálculos são sistematizados em MathCAD de forma a serem expeditos e também para ser expedita a interpolação dos valores dos factores obtidos na literatura.

Este critério de dimensionamento do veio à fadiga conjuntamente com a determinação da vida dos rolamentos serve para fornecer uma informação muito importante nos catálogos de motores eléctricos, que são as cargas radiais e axiais máximas admissíveis na ponta de veio. Estas cargas não impactam só o veio mas também, como se viu em 6.2.3., os rolamentos. Uma carga pode ser aceitável a nível de fadiga do veio mas diminuir a vida do rolamento abaixo do limite, e vice-versa. Assim, o cliente fica a saber, logo à partida, o limite para a sua solução de acoplamento da sua máquina ao motor.

### 6.2.7. Materiais

Como já referido em 4.1., o material do veio é o aço. Isto porque o aço tem um elevado módulo de Young, ou seja, para uma tensão elevada a deformação é pequena, característica importante para se fazer uma transmissão do binário eficaz através do veio e para manter o veio alinhado com o eixo de rotação no caso de cargas radiais. Além disso, é ao mesmo tempo dúctil, e por isso tenaz, importante para suportar as cargas pouco constantes a que um motor eléctrico está sujeito. Também, é um material que tem uma tensão de cedência elevada, suportando assim as grandes solicitações estáticas e de fadiga a que o veio está sujeito. Por fim, sendo um aço de construção fornecido em estado tratado (ou seja, têmpera e revenido), tem boa resistência ao desgaste superficial [42] [43].

O comum é os motores eléctricos terem um veio de aço ao carbono (mais barato) e só se utilizar aço ligado em caso de motores de grande potência e polaridade (transmitindo um binário muito grande) ou então no caso de grandes cargas radiais e axiais aplicadas à ponta de veio por virtude do acoplamento utilizado [30].

No caso de motores para temperaturas muito negativas ( $< -20^{\circ}\text{C}$ ), devido à transição dúctil-frágil dos aços ferríticos, pode usar-se um aço inoxidável, ou seja, austenítico. Para estes aços, a transição dúctil-frágil é inexistente [42] [43].

Na tabela 6.2 está uma selecção de aços aplicáveis no fabrico de veios. As características são de acordo com o catálogo da empresa fabricante de aços F.Ramada, Aços e Indústrias S.A. [44].

Tipo	Designação		$\sigma_{ced}$	$\sigma_R$
	Euronorm	F.Ramada		
Aço de construção ao carbono	C45 E	F10 N	270	560
Aço de construção ligado	42 CrMo 4	RPM 32	500	750
Aço de construção ligado	34 CrNiMo 6	FR 3	600	800
Aço inoxidável	X 5 CrNiMo 17 12 2	R316	200	500

[Mpa]                      [Mpa]

**Tabela 6.2** – Características de aços para veios

### 6.3. Carcaça

Para o correcto projecto mecânico da carcaça, tem que ser calculada a sua resistência estrutural a uma explosão no interior do motor (no caso de motores antideflagrantes), as suas frequências naturais de vibração e a sua capacidade de transferência de calor. Para cumprir estes critérios, o material da carcaça tem que ser escolhido adequadamente.

#### 6.3.1. Análise Estrutural

Como referido em 5.5.1., os motores antideflagrantes têm que suportar uma explosão numa mistura gasosa no seu interior. Sabendo a pressão de referência e sabendo que cada motor tem que suportar pelo menos 1,5 vezes essa pressão, pode-se simular essa situação usando o método de elementos finitos (MEF). Sendo a carcaça um componente de geometria complexa, esta análise não pode ser feita através dum modelo como o do rotor em MathCAD (elementos unidimensionais, ou de viga) mas através de elementos de volume. Para isto a análise tem que ser feita recorrendo a um software como o Abaqus.

No caso numa análise linear elástica dum componente de geometria simples, as equações diferenciais de equilíbrio de forças em cada ponto podem eventualmente ser integradas. No caso numa geometria complexa, como uma carcaça, isto já não é possível por isso aproxima-se o equilíbrio em cada ponto do componente pelo equilíbrio entre cada elemento de volume em que o componente é dividido. Assim, aplica-se não as equações diferenciais de equilíbrio mas o Princípio dos Trabalhos Virtuais, que diz que se um corpo rígido está em equilíbrio, o trabalho realizado pelas forças externas e pelas forças internas ao longo de deslocamentos virtuais é nulo [47] [48]. Assim:

$$\delta U = \delta W \quad (6.22)$$

$\delta U$  é a energia virtual de deformação e  $\delta W$  é o trabalho virtual das forças externas, onde se incluem os efeitos inerciais e forças externas estáticas (tanto de pressão como forças pontuais). A análise será feita para incrementos virtuais de deslocamento,  $\{\delta u\}$ , e integrando no volume dum elemento:

$$\int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = - \int_V \{\delta u\}^T \frac{\{F_A\}}{V} dV + \int_{A_p} \{\delta u\}^T \{p\} dA_p + \{\delta u\}^T \{F\} \quad (6.23)$$

$V$  é o volume do elemento,  $\{\delta \varepsilon\}$  o vector de deformações virtuais,  $\{\sigma\}$  o vector de tensões,  $\{F_A\}$  o vector de força inercial de Alembert,  $A_p$  a área onde a pressão actua,  $\{p\}$  o vector de pressão e  $\{F\}$  o vector de forças pontuais.

Para resolver a equação 6.23 através de MEF têm que se estabelecer as relações nodais através das equações de interpolação do respectivo elemento finito utilizado:

$$\{u\} = [N] \{u_n\} \quad (6.24)$$

$\{u\}$  é o vector de deslocamentos,  $[N]$  a matriz de funções de interpolação e  $\{u_n\}$  é o vector de deslocamentos nodais. Para as relações deformação-deslocamento:

$$\{\varepsilon\} = [B] \{u_n\} \quad (6.25)$$

$\{\varepsilon\}$  é o vector de deformações e  $[B]$ , neste caso a matriz deformação-deslocamento das funções de interpolação, é a matriz derivada parcial de  $[N]$ . Para as relações tensão-deformação:

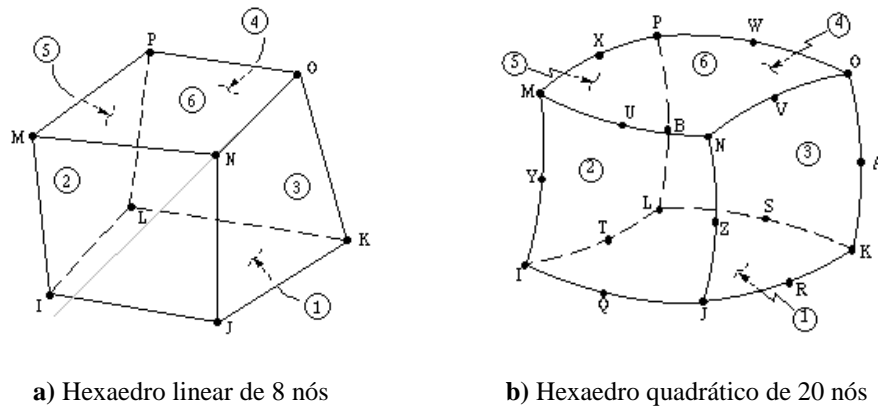
$$\{\sigma\} = [E] \{\varepsilon\} = [E][B] \{u_n\} \quad (6.26)$$

$[E]$  é a matriz de elasticidade. Por fim, substituindo as equações 6.24 a 6.26 na equação 6.23, ignorando os efeitos inerciais (porque esta é uma análise estática), chega-se à equação a resolver pelo software de MEF [48]:

$$[K] \{u_n\} = \{F_n\} \quad (6.13)$$

É a mesma equação utilizada para calcular a flecha do rotor em MathCAD.

Nesta análise, os graus de liberdade são deslocamentos por isso o elemento finito escolhido tem que ser do tipo tensão/deslocamento. Como referido acima, os elementos têm que ser de volume devido à geometria complexa da carcaça. Isto deve-se a ter que se saber a tensão ao longo da espessura do componente especialmente devido às zonas com concentração de tensões [49]. Por isso, elementos de casca ou membrana não são aplicáveis aqui [49]. Os elementos de volume mais comuns são os tetraedros, os prismas e os hexaedros (figura 6.33).



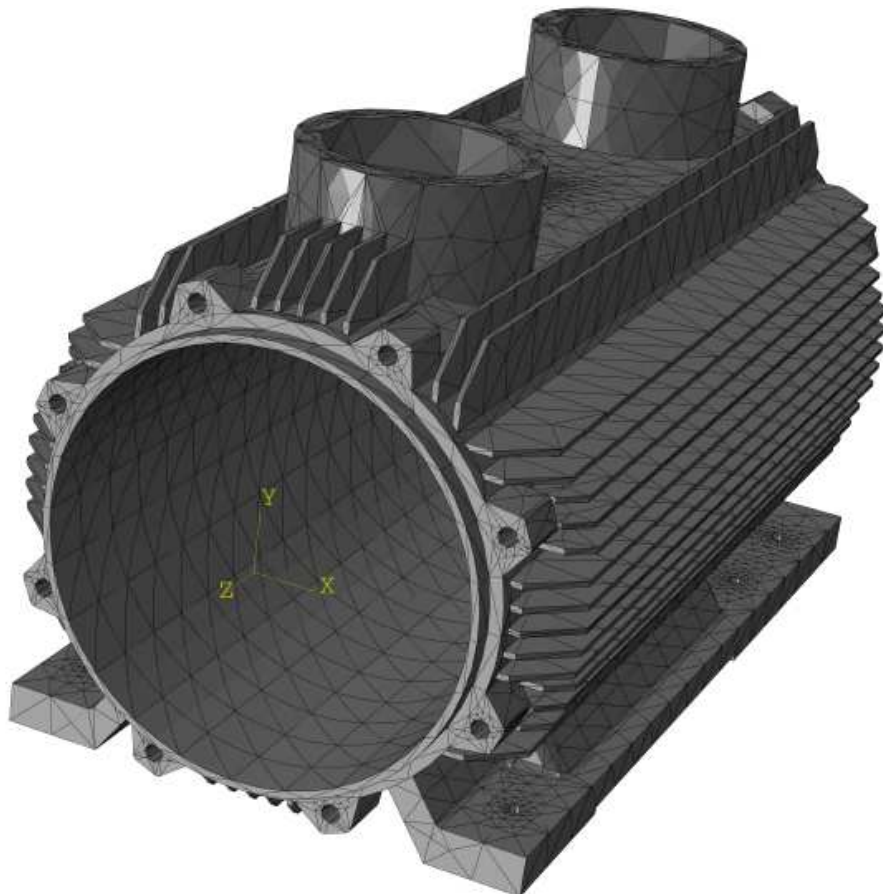
a) Hexaedro linear de 8 nós

b) Hexaedro quadrático de 20 nós

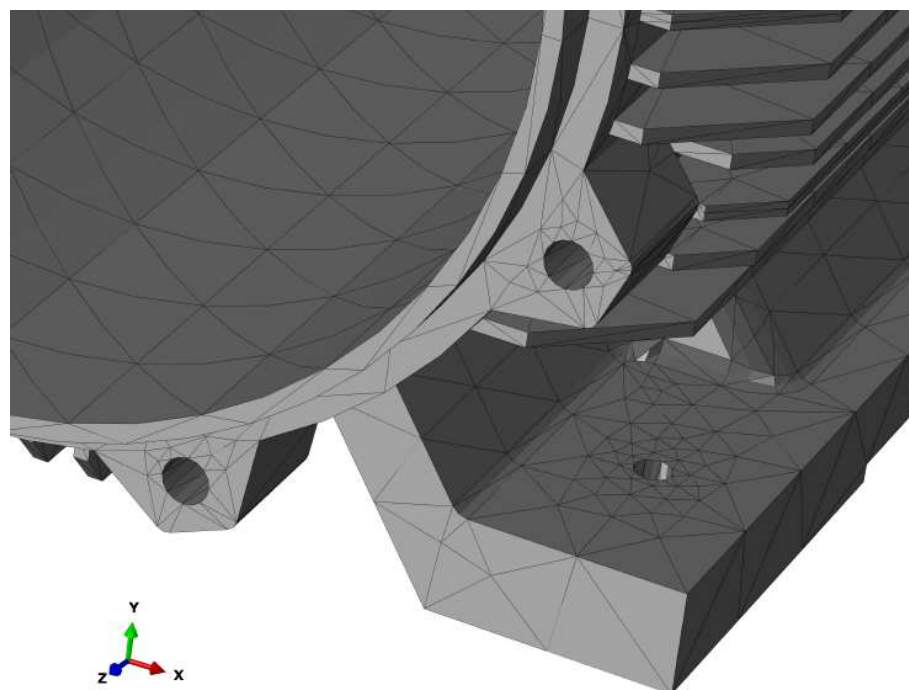
**Figura 6.33** – Elemento finito de volume [48]

Os elementos lineares têm um nó apenas nos vértices enquanto que os elementos quadráticos têm mais um nó entre os vértices. Os elementos quadráticos são, neste caso, preferíveis aos lineares por melhor representarem superfícies curvas e as concentrações de tensões. Também, a convergência de resultados é mais rápida, ou seja, não precisam duma malha tão fina para obter os melhores resultados como com os elementos lineares. Contudo, com o aumento do número de graus de liberdade aumenta também o tempo de computação necessário [49].

Ao se escolher o tipo de elemento no software as funções de interpolação são automaticamente seleccionadas. A figura 6.34 mostra a malha de elementos finitos da carcaça.



a) Malha global



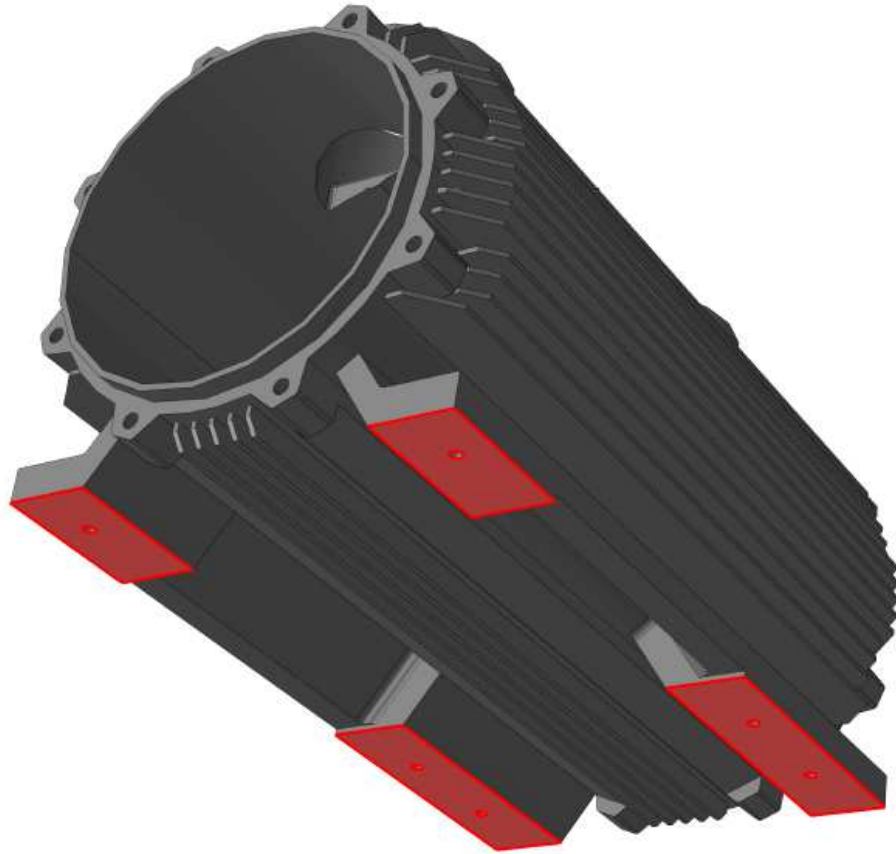
b) Pormenor da malha junto a furos

**Figura 6.34** – Malha da carcaça [30]

O modelo representado nesta figura 6.34 assim como os modelos representados nas figuras seguintes deste subcapítulo 6.3 ao subcapítulo 6.6 correspondem todas ao mesmo motor representado nas figuras 6.14 à 6.16.

É de referir a importância do refinamento da malha (ou seja, malha com maior número de elementos finitos), especialmente nas zonas de concentração de tensões. Mesmo sendo uma análise estática, a concentração de tensões vai existir visto este componente ser constituído por ferro fundido, um material que, ao contrário do aço, não é dúctil portanto não tem capacidade de deformação plástica localizada nestas zonas. No caso de modelos constituídos por elementos de viga, o refinamento da malha não se coloca. Basta colocar um elemento por viga que a solução será exacta. No caso de modelos de elementos de volume, já não é o caso, quantos mais elementos melhor será a solução. Mas também, como visto acima, mais tempo demorará a calcular a solução. Portanto, para se ter confiança de que o tamanho da malha escolhida promove resultados aproximados à realidade, deve-se fazer um teste de convergência. Isto consiste em comparar os resultados com os obtidos por uma malha mais fina e verificar a variação entre os dois casos. Se a variação for pequena então o resultado do modelo com a malha menos fina já é muito aproximado à solução exacta. Se a variação for grande (>5%) então o refinamento da malha deve continuar [30] [48] [49].

As condições de fronteira são o encastramento da superfície inferior das patas (figura 6.35). Não são condições de fronteira como elementos de mola (como no modelo de MathCAD do rotor) mas deslocamentos e rotações restringidos, ou seja, impostos e iguais a zero.



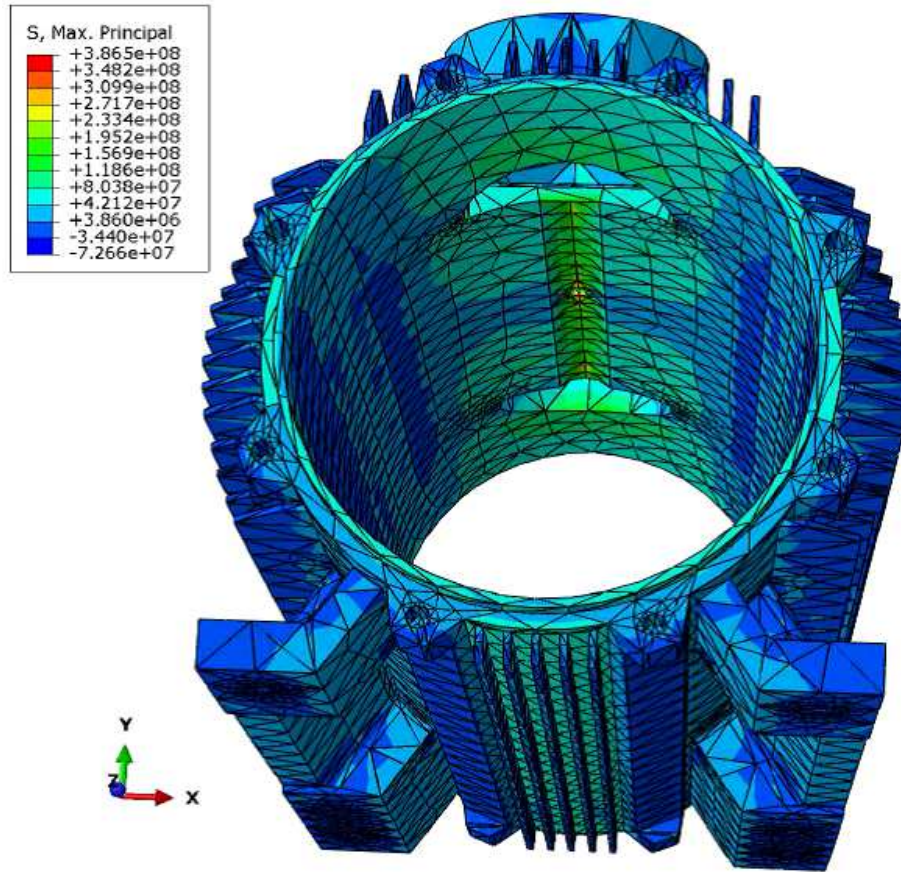
**Figura 6.35** – Condições de fronteira da carcaça [30]

Com as condições de fronteira definidas, só falta introduzir as cargas aplicadas para se poder correr a análise. Aplica-se a pressão interior no cilindro onde o estator estará alojado. Além disso, também existem cargas axiais devido à pressão exercida nas tampas que são transmitidas à carcaça por via da sua fixação às tampas. É preciso aplicar, na carcaça, uma carga axial (no sentido do exterior) por cada localização dum parafuso de fixação de cada uma das tampas à carcaça:

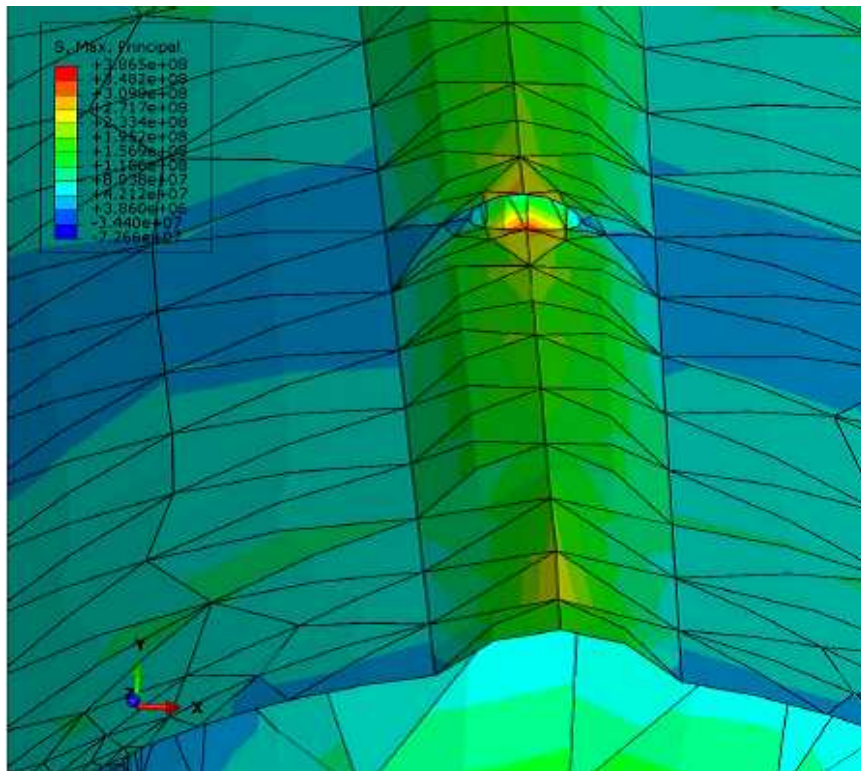
$$F_{a,prf} = \frac{F_a}{n_{prf}} = \frac{p \cdot A_{cil}}{n_{prf}} \quad (6.27)$$

$F_{a,prf}$  é a carga axial por parafuso,  $n_{prf}$  o número de parafusos por tampa e  $A_{cil}$  a área interior do cilindro da carcaça.

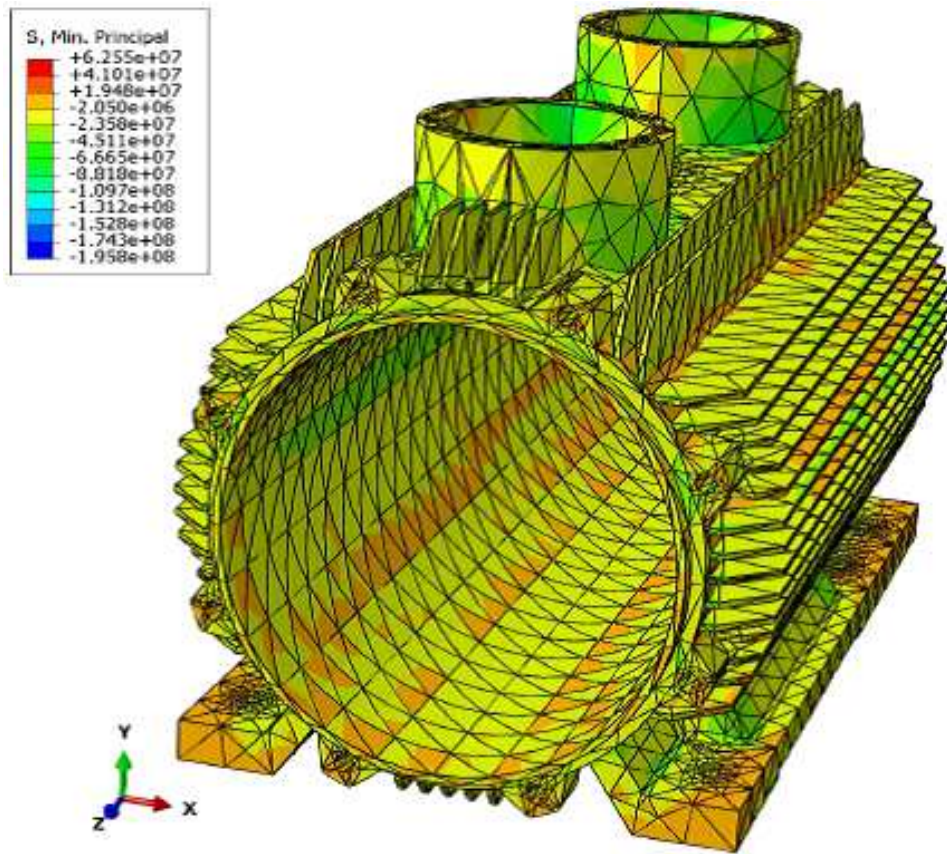
Na figura 6.36 mostram-se os resultados da tensão principal máxima,  $\sigma_1$ , e da tensão principal mínima,  $\sigma_3$ , para uma destas simulações para uma determinada pressão. A carcaça está demarcada por zonas de diferentes gamas de tensão de acordo com o código de cores da legenda da figura.



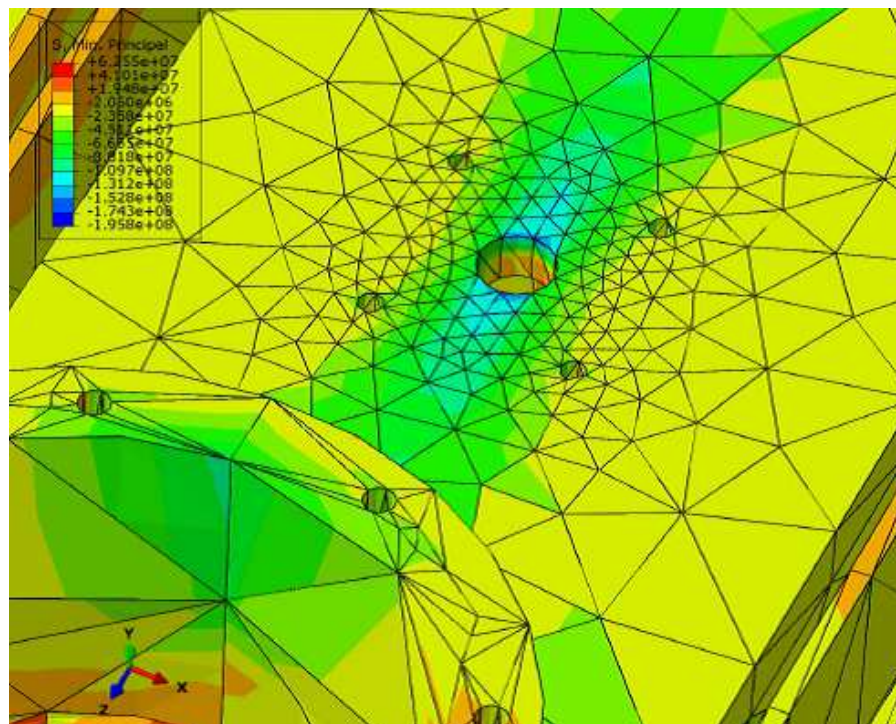
a) Resultados globais,  $\sigma_1$



b) Ponto crítico,  $\sigma_1$



c) Resultados globais,  $\sigma_3$



d) Ponto crítico,  $\sigma_3$

Figura 6.36 – Análise estrutural duma carcaça devido a pressão interior [30]

Sendo a carcaça constituída por ferro fundido, um material de rotura frágil, sem comportamento elástico e com comportamento distinto à tracção e à compressão, não se pode utilizar o critério de von Mises para o seu dimensionamento, tem que se usar o critério de Mohr-Coulomb. Este critério é distinto para quatro situações diferentes:

$$\left. \begin{aligned}
 \sigma_1 > 0, \sigma_3 > 0: & \quad \frac{\sigma_1}{\sigma_R} = \frac{1}{N} \\
 \sigma_1 < 0, \sigma_3 < 0: & \quad \frac{|\sigma_1|}{\sigma_{R,comp}} = \frac{1}{N} \\
 \sigma_1 > 0, \sigma_3 < 0: & \quad \frac{\sigma_1}{\sigma_R} + \frac{|\sigma_3|}{\sigma_{R,comp}} = \frac{1}{N} \\
 \sigma_1 < 0, \sigma_3 > 0: & \quad \frac{|\sigma_1|}{\sigma_{R,comp}} + \frac{\sigma_3}{\sigma_R} = \frac{1}{N}
 \end{aligned} \right\} \quad (6.28)$$

É prudente usar um coeficiente de segurança de pelo menos 2 para este tipo de componentes devido à rotura frágil deste material [30].

### 6.3.2. Frequências Naturais de Vibração

Como referido em 4.1., o rotor está apoiado nos rolamentos ou chumaceiras e estes estão alojados nas tampas que se montam na carcaça. Portanto, para evitar que a vibração do rotor seja amplificada pelos apoios (entre os quais se encontra a carcaça), estes devem ter a sua primeira frequência natural de vibração acima da maior frequência de rotação que o motor terá, pelo menos 50% [30]. Para um motor de 2 pólos, que roda às 3000 rpm, isso corresponde a uma frequência de rotação de 50 Hz (ver equação 2.1). Mas um motor pode ter um variador de frequência eléctrica associado, o que lhe varia a velocidade de rotação, havendo casos de 4500 rpm, o que corresponde a uma frequência de rotação de 75 Hz.

Para calcular as frequências naturais de vibração da carcaça utiliza-se o mesmo modelo de MEF que para a análise estrutural, partindo do Princípio dos Trabalhos Virtuais. Mas, ao contrário das simplificações usadas para se chegar à equação 6.13, para esta análise tem que se considerar os efeitos inerciais e, sendo um regime livre, não se consideram as forças externas aplicadas [48]. Chega-se portanto às equações:

$$[M] \{\ddot{u}_n\} + [K] \{u_n\} = \{0\} \quad (6.2)$$

$$-\omega^2 [M] \{u_n\} + [K] \{u_n\} = \{0\} \quad (6.3)$$

A equação 6.3 é a mesma utilizada para calcular as frequências naturais de vibração do rotor em MathCAD.

Nesta análise os graus de liberdade são deslocamentos por isso tanto os elementos como as condições de fronteira são os mesmos que para a análise estrutural de 6.3.1. [49].

Na figura 6.37 exemplifica-se uma análise de frequências naturais de vibração a uma carcaça de um motor WEG. Veja-se a primeira forma de vibração, que é a deformação lateral do cilindro. É também a mais relevante porque é a efectivamente excitada devido à solicitação, que é a rotação do rotor. Os deslocamentos não são absolutos, estão normalizados.

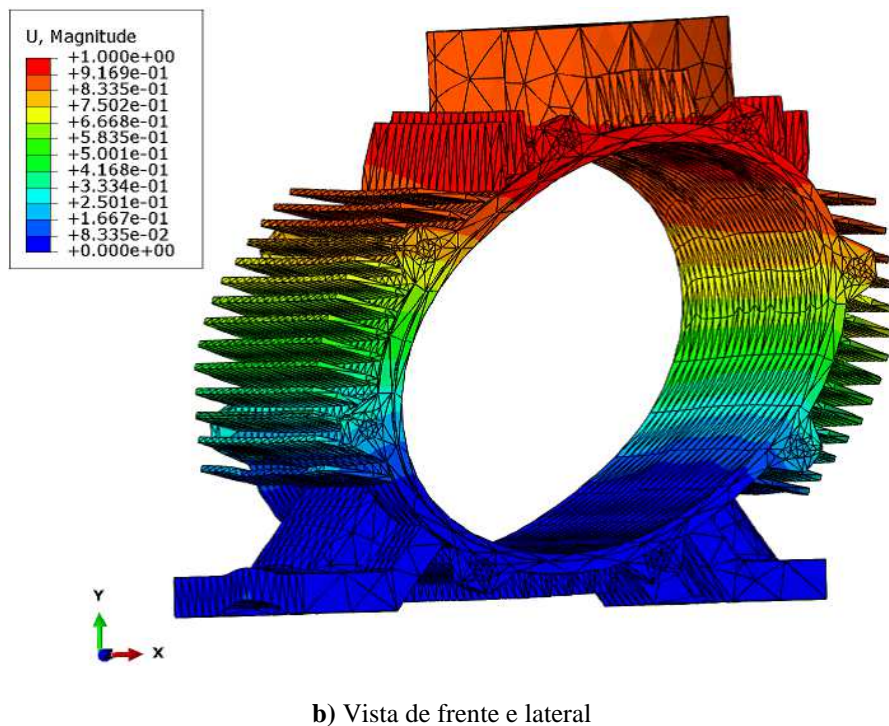
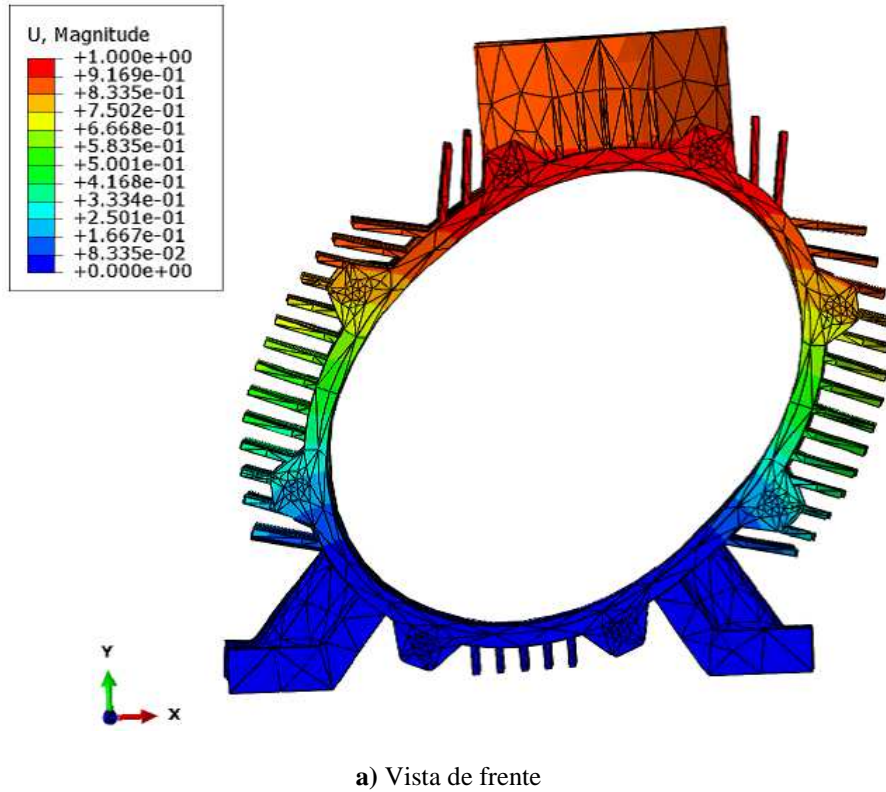


Figura 6.37 – Primeira forma natural de vibração duma carcaça [30]

### 6.3.3. Transferência de Calor

Como visto em 4.5.1., há sempre perdas de potência através de calor (perdas de Joule) na bobinagem do estator o que aumenta a temperatura interior do motor. Para evitar o aquecimento interior excessivo, a carcaça tem que fazer uma dissipação eficiente do calor para o exterior por condução auxiliada pela convecção promovida pelo ventilador. A simulação é feita para a situação de estabilização térmica (ou seja, para o ponto em que o motor pára de aquecer), portanto, para regime estacionário (ou permanente).

O cálculo da transferência de calor é feito através da Primeira Lei da Termodinâmica. Para o caso de transferência de calor dum corpo rígido isotrópico [45] [48]:

$$q_v - \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6.29)$$

$q_v$  é o calor gerado internamente por unidade de volume,  $q_x$ ,  $q_y$  e  $q_z$  são o fluxo de calor em cada direcção,  $c$  o calor específico,  $T$  a temperatura,  $\rho$  a densidade do material e  $t$  o tempo. A seguir, aplicam-se as equações constitutivas de Fourier [45] [48]:

$$q_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad , \quad q_y = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \quad , \quad q_z = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \quad (6.30)$$

$\lambda$  é o coeficiente de condução térmica do material. Transforma-se assim a Primeira Lei da Termodinâmica na Lei de Fourier:

$$q_v + \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6.31)$$

Analogamente à análise estrutural, vai-se fazer a análise para um incremento virtual de temperatura  $\delta T$ , integrando-se no volume do elemento:

$$\int_V \delta T q_v dV + \int_V \delta T \left( \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right) dV = \int_V \delta T \rho c \frac{\partial T}{\partial t} dV \quad (6.32)$$

Para resolver a equação 6.32 através de MEF têm que se estabelecer as relações nodais através das equações de interpolação do respectivo elemento finito utilizado:

$$T = [N] \{T_n\} \quad (6.33)$$

$\{T_n\}$  é o vector de temperaturas nodais. Derivando parcialmente:

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \\ \frac{\partial T}{\partial z} \end{Bmatrix} = [B] \{T_n\} \quad (6.34)$$

Por fim, substituindo as equações 6.33 e 6.34 na equação 6.32, simplificando para regime estacionário, desprezando a radiação e considerando regime linear (ou seja, considerando que

as propriedades térmicas do material não variam com a temperatura), chega-se à equação a resolver pelo software de MEF [48]:

$$([K_c] + [K_h])\{T_n\} = \{Q_{vn}\} + \{Q_{cn}\} + \{Q_{hn}\} \quad (6.35)$$

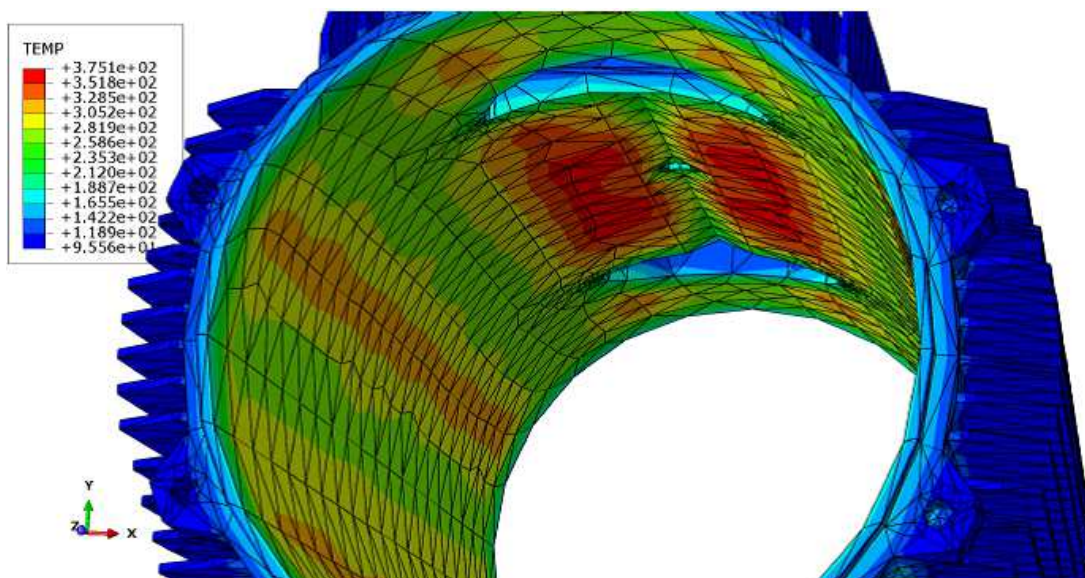
$[K_c]$  e  $[K_h]$  são as matrizes de condução e de convecção, respectivamente,  $\{Q_{vn}\}$  é o vector de calor nodal gerado,  $\{Q_{cn}\}$  é o vector de calor de condução nodal e  $\{Q_{hn}\}$  é o vector de calor de convecção nodal.

Os graus de liberdade nesta análise são as temperaturas por isso são elementos diferentes dos usados na análise estrutural (as funções de interpolação são diferentes). Têm que ser igualmente elementos de volume para se saber a variação de temperatura ao longo da espessura [49].

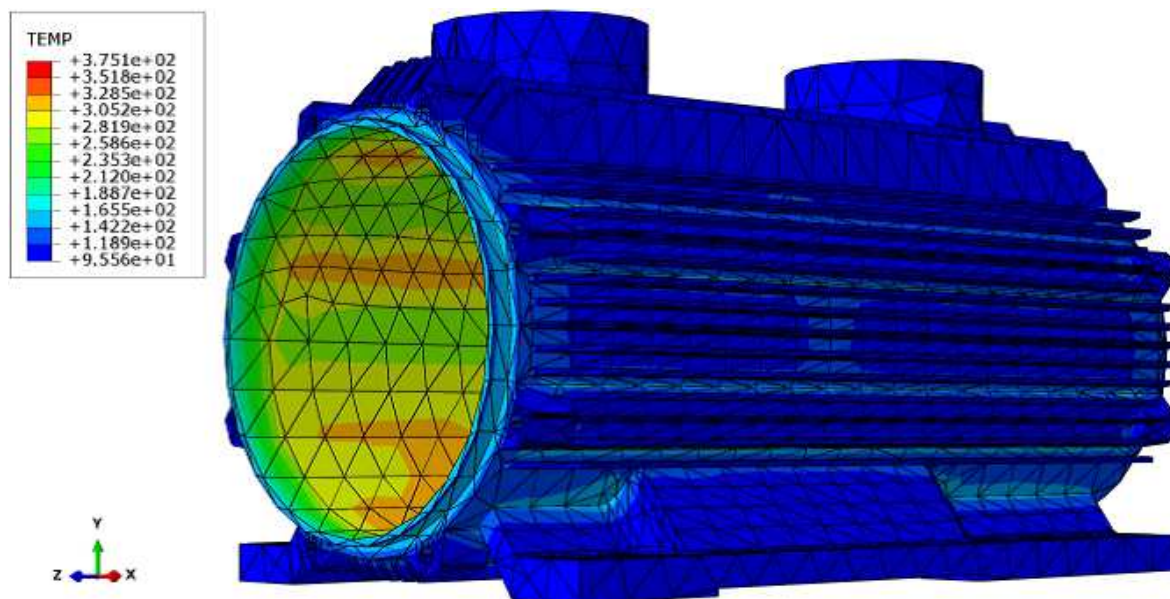
A fonte de calor (a potência das perdas) é estimada para o pior caso sabendo quais as perdas da maior potência que o motor a que a carcaça pertence levará. A temperatura interior tem como limite a temperatura do isolamento da bobinagem. Além disso, para os motores para áreas perigosas, tem que se cumprir com o limite de temperatura de superfície exterior da carcaça. A temperatura exterior é de 40°C, tal como indicado para as condições normais de serviço, referido em 4.6.1. O coeficiente de condução da carcaça é determinado pelas características do seu material. O coeficiente de convecção exterior é determinado pela velocidade do ar junto à superfície exterior da carcaça. Como o ventilador é montado no motor, quanto maior a velocidade de rotação maior é o caudal para o mesmo ventilador. Mas também o ruído. Portanto, quanto menor a polaridade do motor (logo, quanto maior a velocidade de rotação), menor o ventilador que é montado. Assim, o caudal (e a velocidade) do ar entre a tampa de ventilação e a carcaça é sensivelmente o mesmo [30].

As condições de fronteira são todos os dados do parágrafo anterior tendo como variável a velocidade do ar entre as alhetas. Ou pode-se estimar esta e ter como variável a temperatura da superfície da carcaça.

Na figura 6.38 pode ver-se uma simulação de transferência de calor da carcaça.



a) Vista interior



b) Vista lateral

Figura 6.38 – Análise de transferência de calor da carcaça [30]

### 6.3.4. Materiais

Como referido em 4.1., a carcaça é fabricada em ferro fundido. É um material mais barato que o aço e em que é possível obter as suas propriedades por simples vazamento em moldes de areia, obtendo assim geometrias complexas, sem necessidade de tratamento posterior [30]. Na tabela 6.3 estão as características mecânicas de dois ferros fundidos [44].

Tipo	Designação		$\sigma_{ced}$	$\sigma_R$	$\sigma_{R,comp}$
	Euronorm	DIN			
Ferro fundido cinzento	EN-GJL-250	GG25	--	250	850
Ferro fundido nodular	EN-GJS-400	GGG40	240	400	--

[Mpa] [Mpa] [Mpa]

Tabela 6.3 – Características de ferros fundidos

O ferro fundido cinzento tem uma microestrutura lamelar e, por isso, tem um comportamento frágil e diferente dependendo se é solicitado à tracção ou à compressão. Já o ferro fundido nodular tem uma microestrutura esferoidal e, por isso, tem um comportamento semelhante ao do aço, ou seja, dúctil [42] [43].

Uma razão para fabricar um motor com uma carcaça em ferro fundido cinzento e outro com uma carcaça em ferro fundido nodular é o segundo ser destinado a trabalhar em temperaturas muito negativas. Como referido em 5.5.1., quanto mais negativa a temperatura maior será a pressão interior sofrida pelo motor para o mesmo volume de gás de combustão. Portanto, a mesma carcaça poderá suportar a pressão exercida a  $-20^{\circ}\text{C}$  em GG20 mas já não suportar a pressão exercida pelo mesmo volume de gás a  $-40^{\circ}\text{C}$ , por exemplo. Nestes casos, passa-se para um ferro fundido melhor como o GGG40.

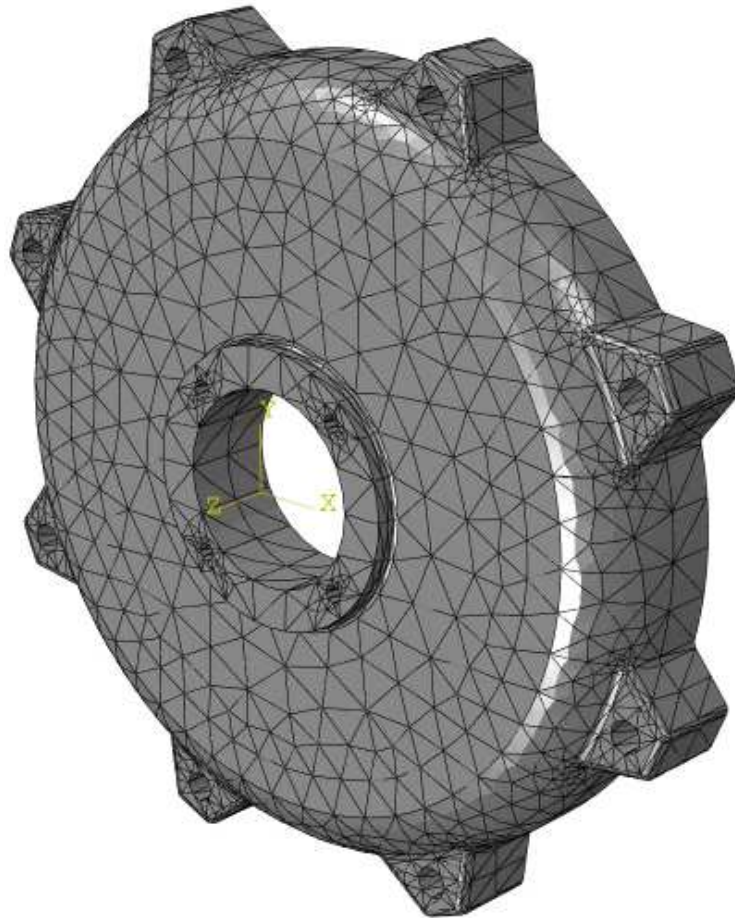
## 6.4. Tampas e Placas de Fecho

As tampas têm uma abordagem ao seu projecto mecânico semelhante à da carcaça: cálculo da sua resistência estrutural a uma explosão no interior do motor (no caso de motores antideflagrantes) e das suas frequências naturais de vibração. Para além disto, os parafusos de fixação das tampas à carcaça também têm que ser dimensionados para a mesma explosão. Já as placas de fecho só têm que ser analisadas estruturalmente para as cargas axiais a que o rotor estiver sujeito. Os seus parafusos de fixação à tampa também têm que ser dimensionados para as mesmas cargas axiais.

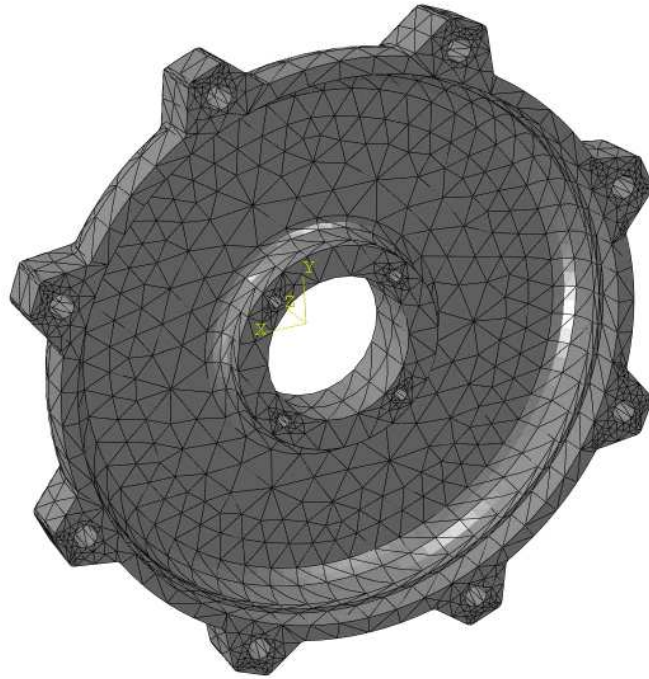
### 6.4.1. Análise Estrutural

Tal como para a carcaça em 6.3.1., também as tampas têm que ser analisadas estruturalmente para uma explosão no interior do motor no caso dos motores antideflagrantes. E, tal como para a carcaça, essa explosão é simulada por uma pressão de 1,5 vezes a pressão de referência através de MEF.

As tampas, tal como a carcaça, são componentes de geometria complexa portanto esta análise tem que ser feita através de MEF recorrendo a um software como o Abaqus e, por isso, também têm que ter uma malha composta por elementos de volume (figura 6.39).



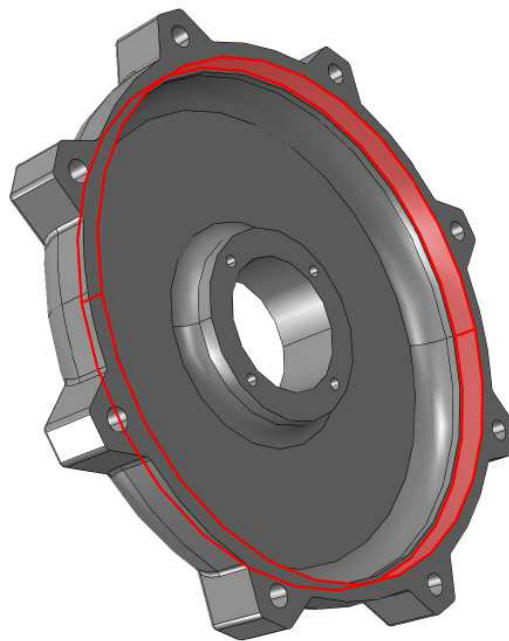
a) Malha, vista exterior



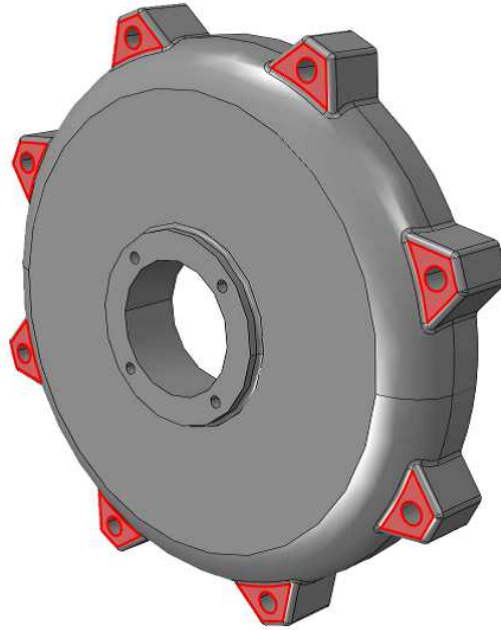
b) Malha, vista interior

**Figura 6.39** – Malha da tampa [30]

As condições de fronteira são duas. No friso de montagem da tampa na carcaça, o deslocamento radial e as rotações axial e tangencial são restringidos, os deslocamentos axial e tangencial e a rotação radial são livres. Nas superfícies onde a cabeça dos parafusos de fixação da tampa à carcaça encostam, o deslocamento axial e as duas rotações segundo os eixos tangenciais à face são restringidos, os deslocamentos segundo os eixos tangenciais à face e a rotação axial são livres (figura 6.40).



a) Friso de montagem tampa/carcaça

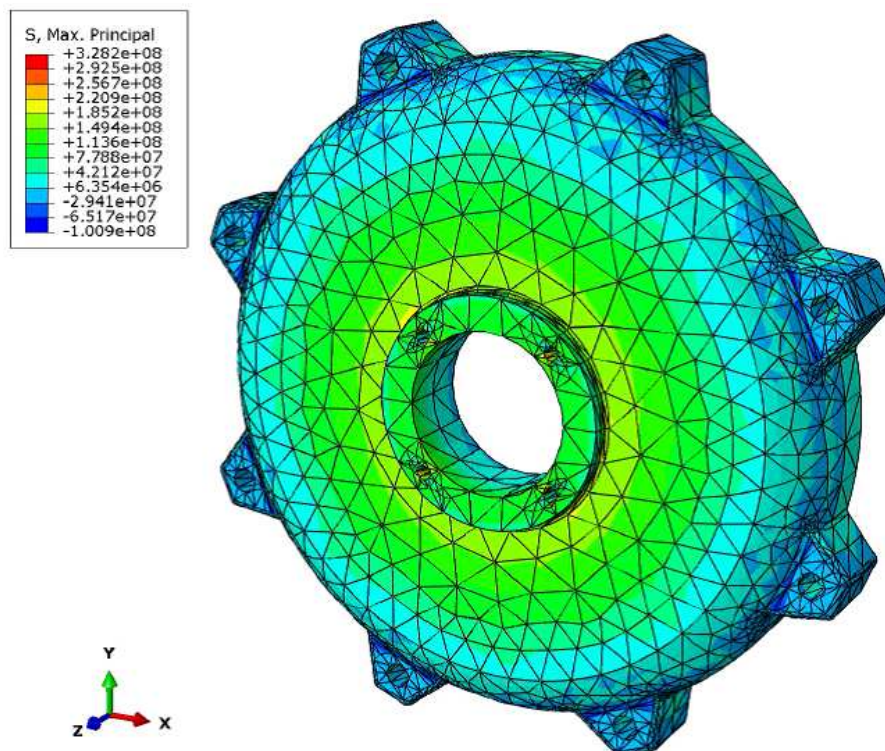


b) Faces de encosto dos parafusos de fixação tampa/carcaça

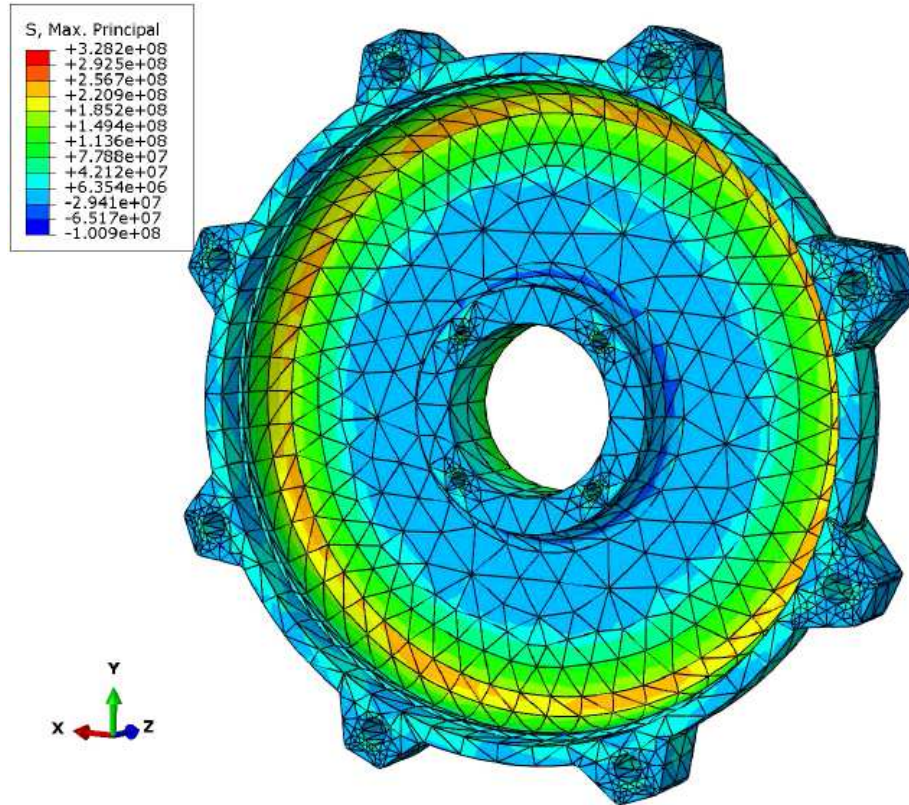
**Figura 6.40** – Condições de fronteira da tampa [30]

A pressão é aplicada nas superfícies interiores da tampa perpendiculares ao eixo de rotação. Não se aplica a pressão nas superfícies interiores paralelas ao eixo, que são o canhão da tampa (onde o rolamento está alojado), o friso de montagem da tampa na carcaça e as superfícies de encosto axial da tampa à carcaça.

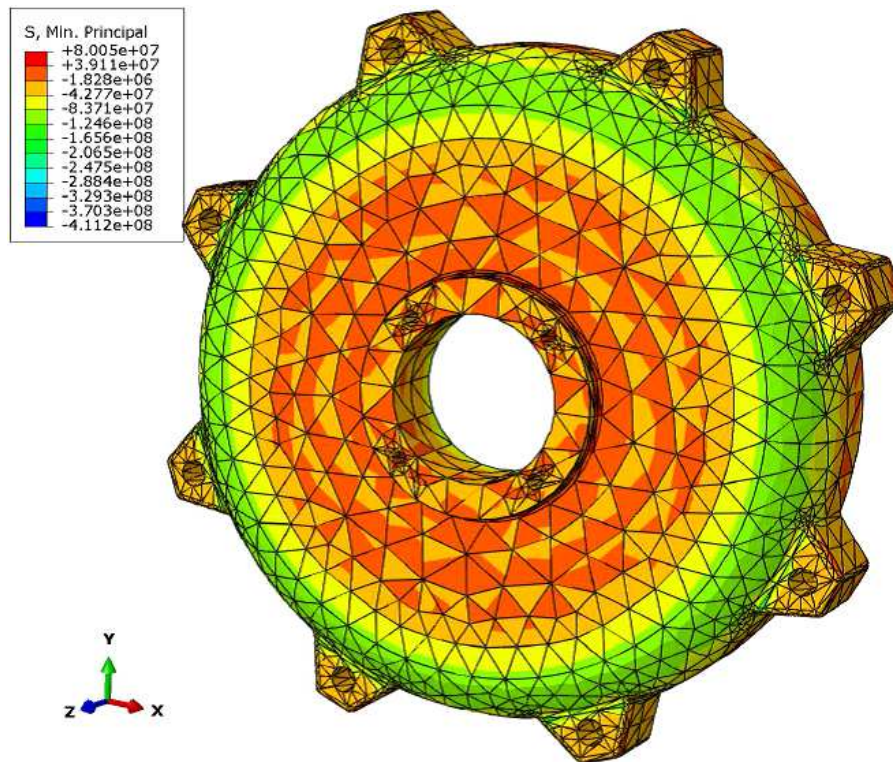
Na figura 6.41 mostra-se uma destas simulações para uma determinada pressão.



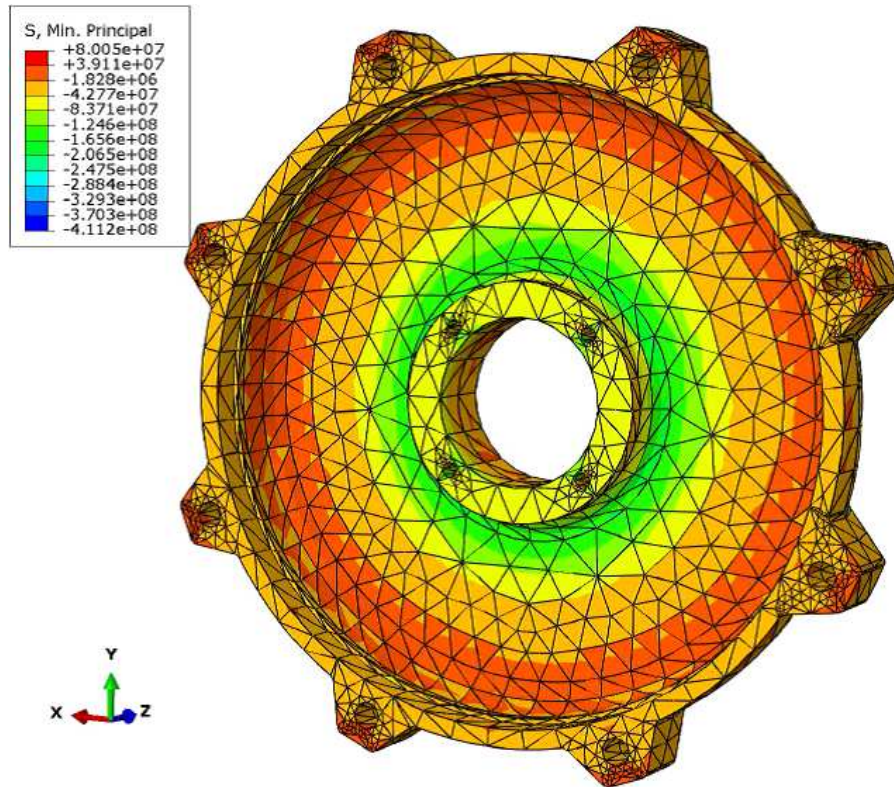
a) Vista exterior,  $\sigma_1$



b) Vista interior,  $\sigma_1$



c) Vista exterior,  $\sigma_3$



d) Vista interior,  $\sigma_3$

Figura 6.41 – Análise estrutural duma tampa devido a pressão interior [30]

Já no caso das placas de fecho, a carga a que estão sujeitas não é a da pressão interior mas à carga axial aplicada na ponta de veio mais o peso do rotor (esta última apenas no caso dos motores verticais). Isto deve-se ao facto das placas de fecho estarem praticamente totalmente montadas e encostadas no canhão da tampa respectiva (ver figura 4.1).

As placas de fecho também são componentes de geometria complexa portanto esta análise também tem que ser feita através do Abaqus e, por isso, também têm que ter uma malha composta por elementos de volume (figura 6.42).

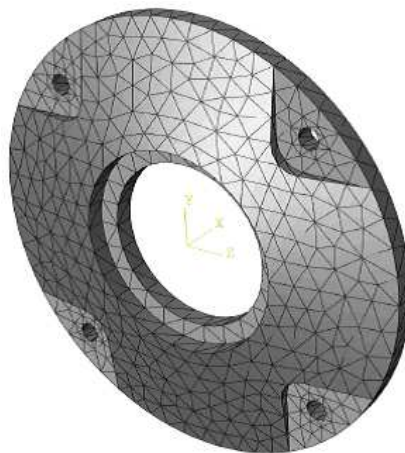
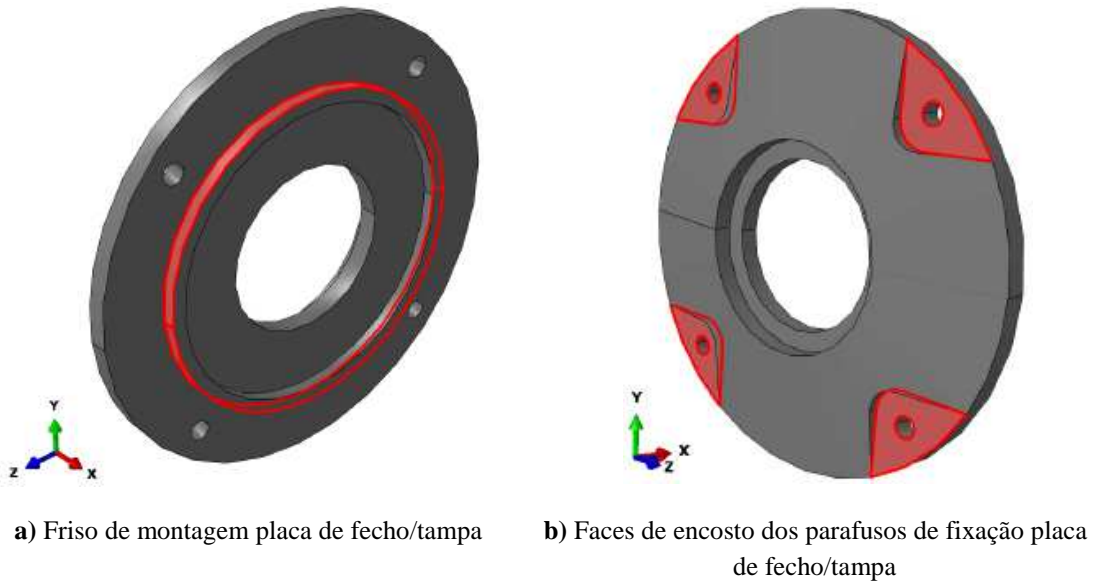


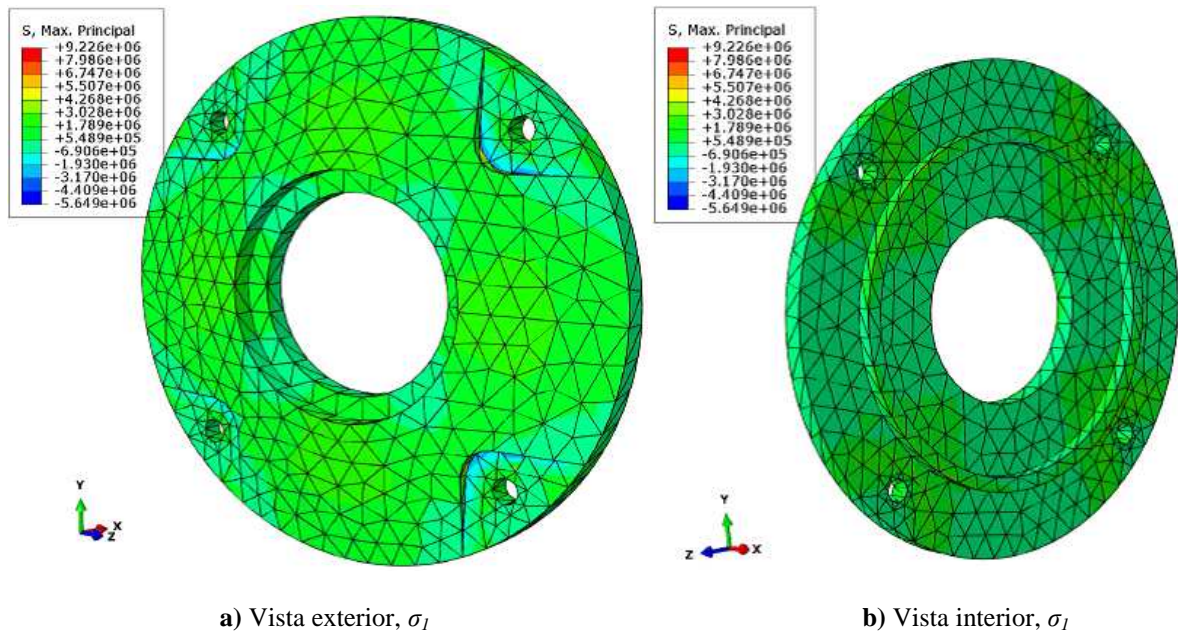
Figura 6.42 – Malha da placa de fecho [30]

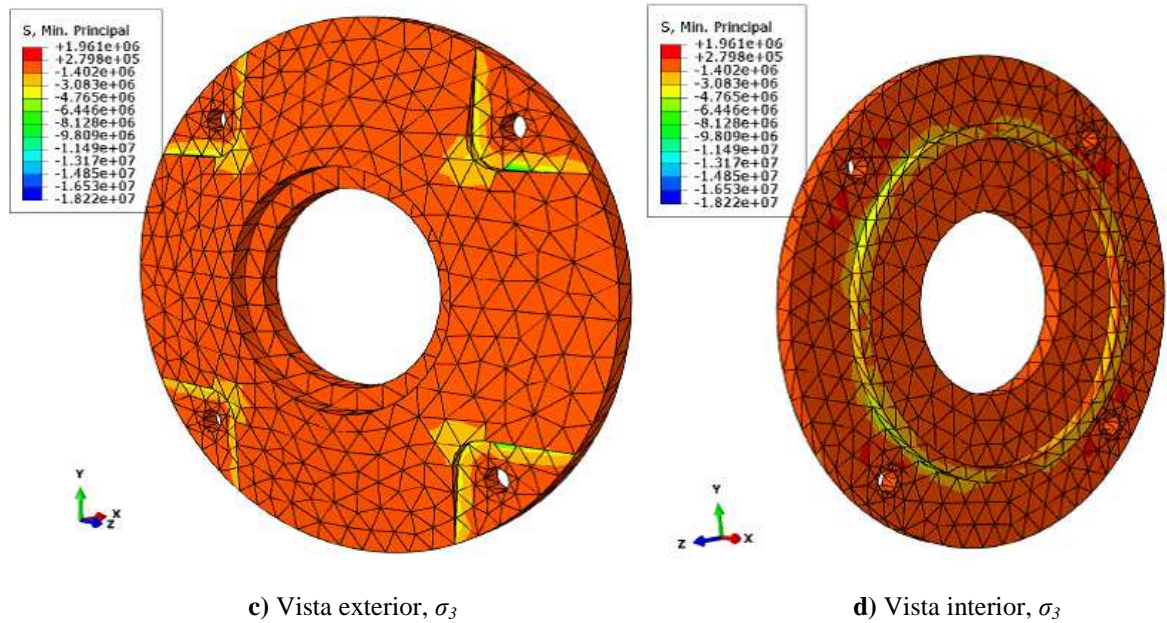
As condições de fronteira da placa de fecho são iguais às da tampa, tanto no friso de montagem da placa de fecho no canhão da tampa como nas superfícies onde a cabeça dos parafusos de fixação da placa de fecho à tampa encostam (figura 6.43).



**Figura 6.43** – Condições de fronteira da placa de fecho [30]

Veja-se, na figura 6.44, os resultados duma análise estrutural duma placa de fecho.





**Figura 6.44** – Análise estrutural duma placa de fecho devido a cargas axiais [30]

Como referido em 6.3.1., no caso de componentes de ferro fundido, deve-se usar um coeficiente de segurança de pelo menos 2 [30].

Para o dimensionamento dos parafusos, o valor da carga axial por parafuso, no caso das tampas, é o obtido pela equação 6.27. No caso das placas de fecho, a carga axial total (que será depois dividida pelo número de parafusos) é igual, como referido acima, à carga axial aplicada à ponta de veio mais o peso do rotor (apenas no caso de motores verticais).

Para a verificação estrutural dos parafusos, pode usar-se o critério do Regulamento de Estruturas de Aço para Edifícios (REAE) [46]. Neste regulamento, para ligações aparafusadas correntes:

$$\sigma_{sd} \leq \sigma_{rd} \quad (6.36)$$

$\sigma_{sd}$  e  $\sigma_{rd}$  são a tensão actuante e a resistente, respectivamente. Estas tensões são calculadas da seguinte forma:

$$\sigma_{sd} = \frac{F_{a,prf}}{A_n} \quad (6.37)$$

$$\sigma_{rd} = 0,8 \cdot \sigma_{ced} \quad (6.38)$$

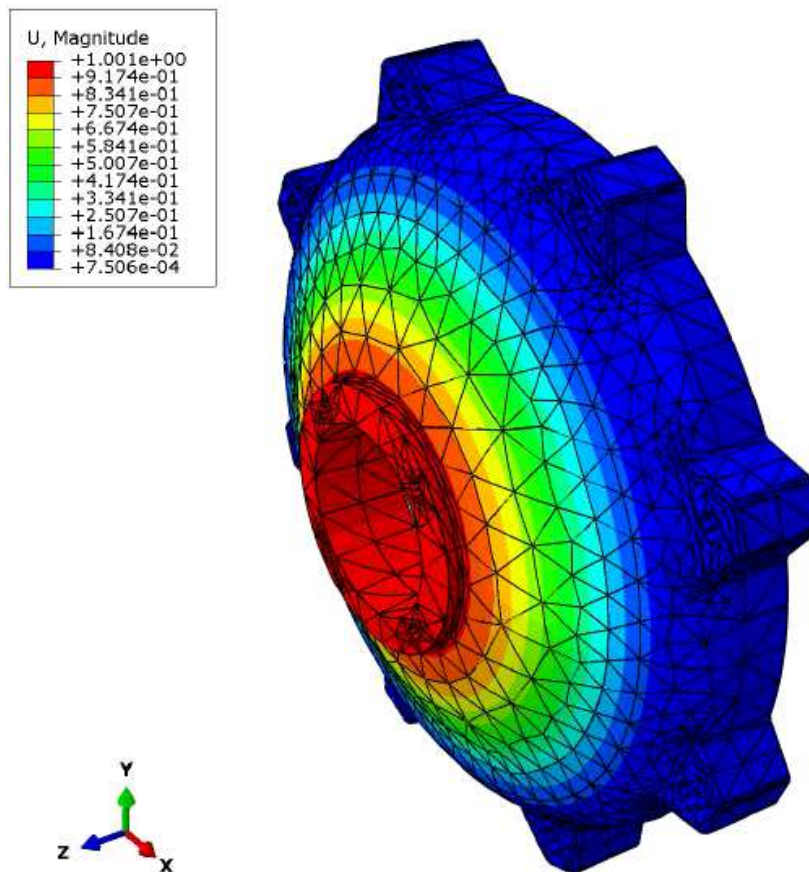
$A_n$  é a área do núcleo do parafuso, ou seja, do diâmetro interior da rosca (que é o menor, portanto).

### 6.4.2. Frequências Naturais de Vibração

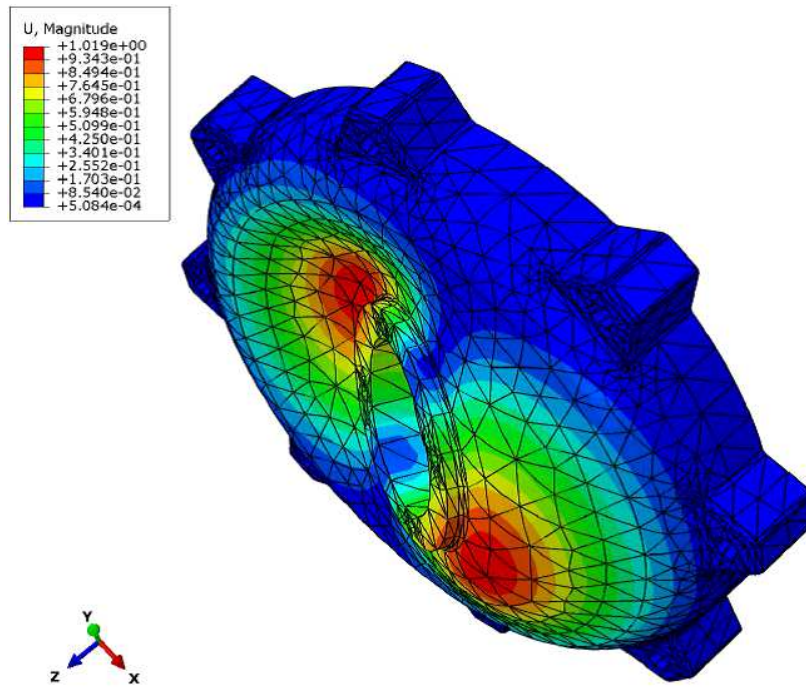
Como referido em 6.3.2., tem que se evitar que a vibração do rotor seja amplificada pelos seus apoios, entre os quais se encontram as tampas (ver figuras 4.1 e 4.2). Estas devem ter a sua primeira frequência natural de vibração pelo menos 50% acima da maior frequência de rotação que o motor terá [30].

Tal como para a carcaça, para as tampas utiliza-se o mesmo modelo de MEF que para a análise estrutural, com os mesmos elementos.

Na figura 6.45 exemplifica-se uma análise de frequências naturais de vibração a uma tampa de um motor WEG. A primeira forma natural de vibração, como mostra a figura, é relevante apenas no caso de esforços axiais cíclicos. A mais relevante é a segunda porque é efectivamente excitada devido à sollicitação devido ao funcionamento normal do motor, que é a sua rotação.



a) Primeira forma natural de vibração



b) Segunda forma natural de vibração

**Figura 6.45** – Formas naturais de vibração duma tampa [30]

Esta análise não é necessária para as placas de fecho porque estas, depois de montadas, encontram-se quase totalmente solidárias com as tampas, tal como referido em 6.4.1.

### 6.4.3. Materiais

Como referido em 4.1., as tampas e as placas de fecho são fabricadas em ferro fundido. As propriedades dos dois tipos principais de ferros fundidos podem ser vistas atrás na tabela 6.3.

## 6.5. Caixas de Terminais

No caso de motores antideflagrantes, as caixas de terminais e as suas tampas têm que ser analisadas estruturalmente para resistirem a uma explosão. Para além disto, os parafusos de fixação da caixa de terminais à carcaça e os da fixação da tampa da caixa de terminais à caixa de terminais também têm que ser dimensionados para uma explosão.

### 6.5.1. Análise Estrutural

Tal como para a carcaça em 6.3.1. e para as tampas em 6.4.1., também as caixas de terminais têm que ser analisadas estruturalmente para uma explosão. A diferença está em terem que ser analisadas para duas situações de explosão diferentes (e, portanto, pressões diferentes). A primeira situação é a duma explosão no interior da caixa. Tendo um volume livre bem inferior ao duma carcaça, naturalmente a pressão de referência duma caixa de terminais será inferior. A segunda situação é a duma explosão no interior da carcaça. A caixa de terminais, fechando o invólucro antideflagrante aquando da sua montagem na carcaça, naturalmente terá o seu fundo (do lado exterior) exposto a uma explosão que ocorra no interior do motor e, conseqüentemente, exposto a essa pressão superior (ver figuras 3.6 e 5.1). Já a tampa da caixa de terminais só está exposta a uma explosão no interior da caixa. A pressão actuante será, mais uma vez, 1,5 vezes a pressão de referência e a simulação será por MEF através do Abaqus.

As condições de fronteira da caixa de terminais são o apoio simples do friso de montagem da caixa no canhão da tampa e a fixação das superfícies onde a cabeça dos parafusos de fixação da caixa à carcaça encostam.

Como referido em 6.3.1., no caso de componentes de ferro fundido, deve-se usar um coeficiente de segurança de pelo menos 2 [30].

Para o dimensionamento dos parafusos, o valor da carga axial por parafuso é semelhante ao obtido pela equação 6.27. A diferença está na área sob pressão que não é, naturalmente, uma área tão grande como a do cilindro da carcaça,  $A_{cil}$ . Para os parafusos de ligação da caixa de terminais à carcaça, a área sob pressão é a do fundo da caixa. Para os parafusos de ligação da caixa de terminais à sua tampa, a área sob pressão é a interior da tampa da caixa de terminais.

A verificação estrutural dos parafusos é efectuada tal como mostrado em 6.4.1., usando o REAE.

### 6.5.2. Materiais

Como referido em 4.1., as caixas de terminais e as suas tampas são fabricadas em ferro fundido. As propriedades dos dois tipos principais de ferros fundidos podem ser vistas atrás na tabela 6.3.

## 6.6. Ventilação

A eficiência da ventilação é determinada simulando o fluxo de ar desde a entrada da tampa de ventilação, passando pela tampa do lado oposto ao ataque e prosseguindo pelas alhetas da carcaça, verificando a velocidade que o ar tem em determinado ponto desta.

É uma análise que não inclui o trabalho fornecido ao ar através da rotação do ventilador. Este é artificialmente incluído numa forma que será explicada adiante. Além disso, é uma análise feita separadamente da transferência de calor do motor para o exterior. Portanto, não considerando tanto o trabalho como o calor fornecido ao escoamento não se considera na formulação a Equação de Energia (1ª Lei da Termodinâmica). Apenas se consideram a Conservação do Momento Linear (as Equações de Movimento de Navier-Stokes) e a Equação da Continuidade (Lei da Conservação da Massa) [48] [50].

A Equação da Continuidade, para fluídos incompressíveis, é:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (6.39)$$

$u$ ,  $v$ ,  $w$  são as componentes da velocidade em  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , respectivamente. As Equações de Movimento de Navier-Stokes, para fluídos incompressíveis e Newtonianos (o ar, neste caso, considera-se incompressível por ser um fluído externo), são, para cada uma das direcções  $x$ ,  $y$ ,  $z$ :

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (6.40x)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (6.40y)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (6.40z)$$

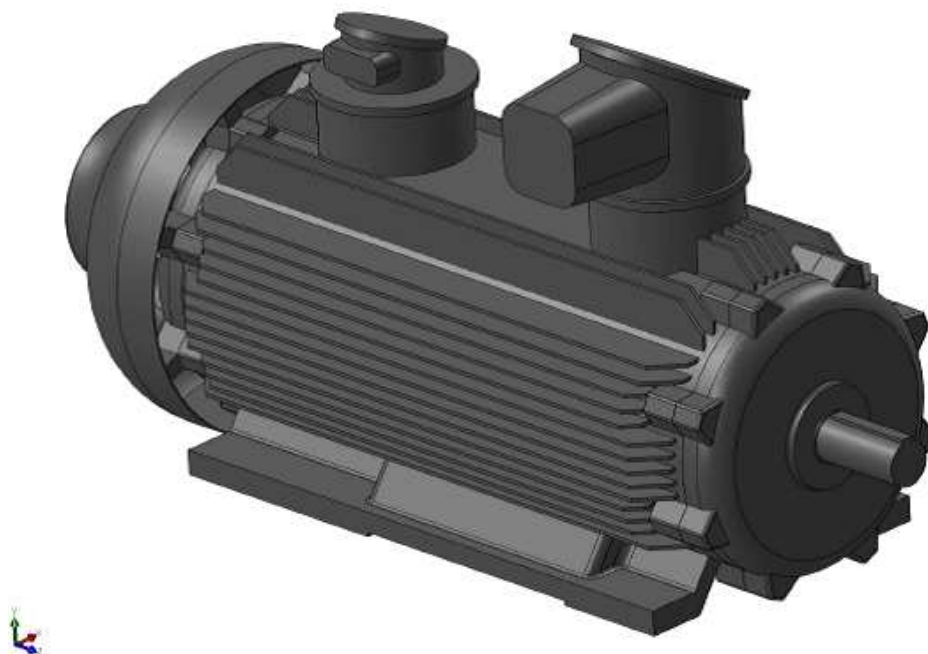
$\rho$  é a densidade do fluído,  $p$  a pressão deste,  $\mu$  a viscosidade dinâmica do mesmo e  $g$  a aceleração da gravidade. As equações 6.39 e 6.40 são integradas no volume do elemento e combinadas em forma matricial para serem resolvidas pelo software de MEF:

$$([A_a] + [A_d])\{V_n\} = \{S_n\} \quad (6.41)$$

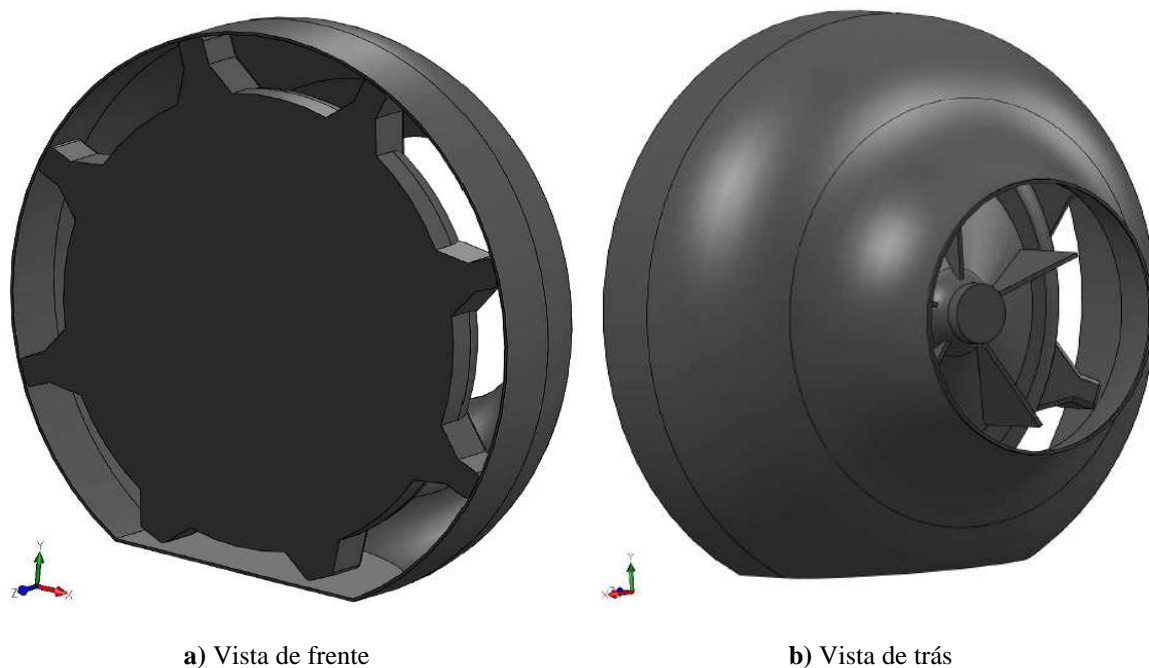
$[A_a]$  e  $[A_d]$  são as matrizes de advecção e de difusão, respectivamente,  $\{V_n\}$  é o vector de velocidades nodais e  $\{S_n\}$  é o vector de fontes nodais. Fontes, nesta equação, são os termos das equações 6.40 que provocam entrada de fluxo de ar no volume de controlo.

Os graus de liberdade desta análise são as velocidades mas, ao contrário da análise estrutural, não há funções de interpolação do elemento. Nesta análise, o elemento apenas dá à forma aos volumes de controlo e, como a análise é a três dimensões, os elementos são de volume.

O modelo do volume de controlo poderia incluir o motor inteiro (figura 6.46) mas essa análise demoraria demasiado tempo devido ao enorme número de elementos finitos da malha devido a todos os pormenores geométricos da carcaça. Em vez disso, pode ser feito um modelo apenas da tampa de ventilação, da tampa do lado oposto ao ataque e do ventilador (figura 6.47).

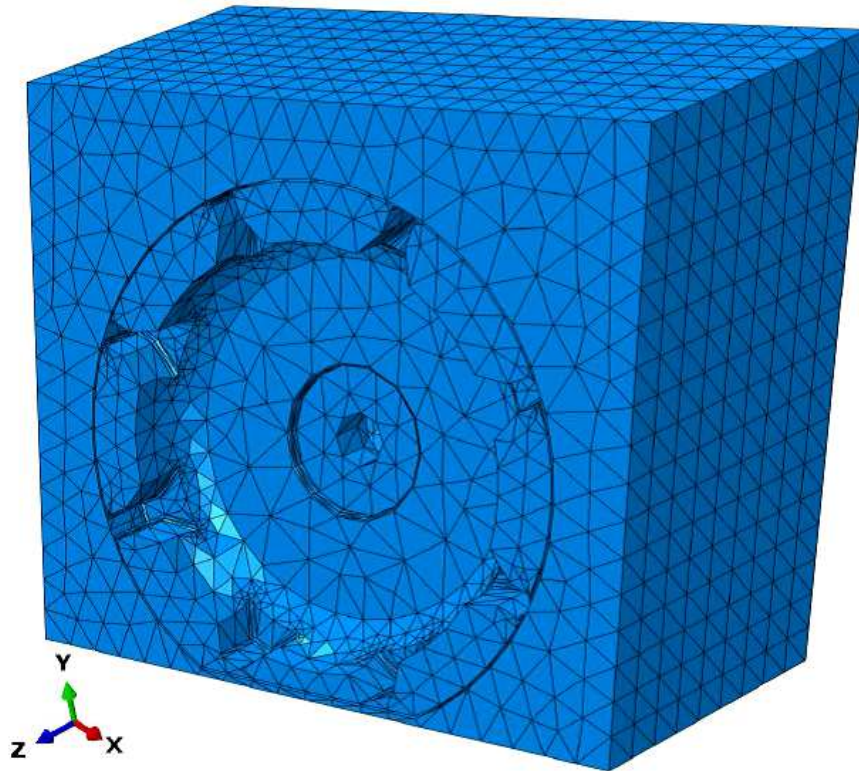


**Figura 6.46** – Modelo do motor inteiro [30]

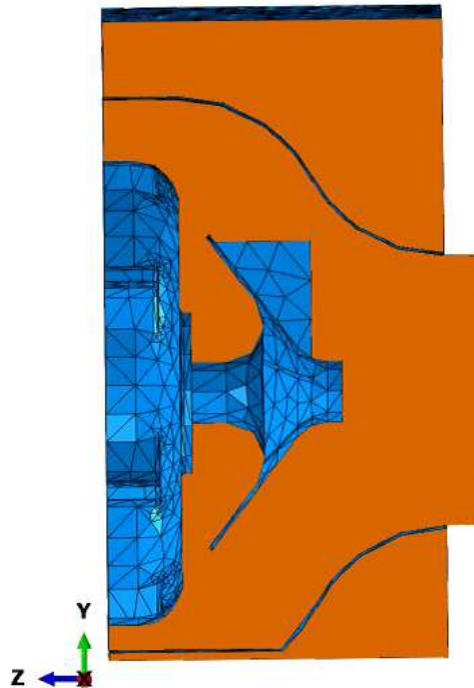


**Figura 6.47** – Modelo da tampa de ventilação, tampa do lado oposto ao ataque e do ventilador [30]

Ao contrário da análise estrutural, a malha é criada no volume de ar envolvente ao motor (figura 6.48). Portanto, é criada no "negativo" dos componentes.



a) Vista global

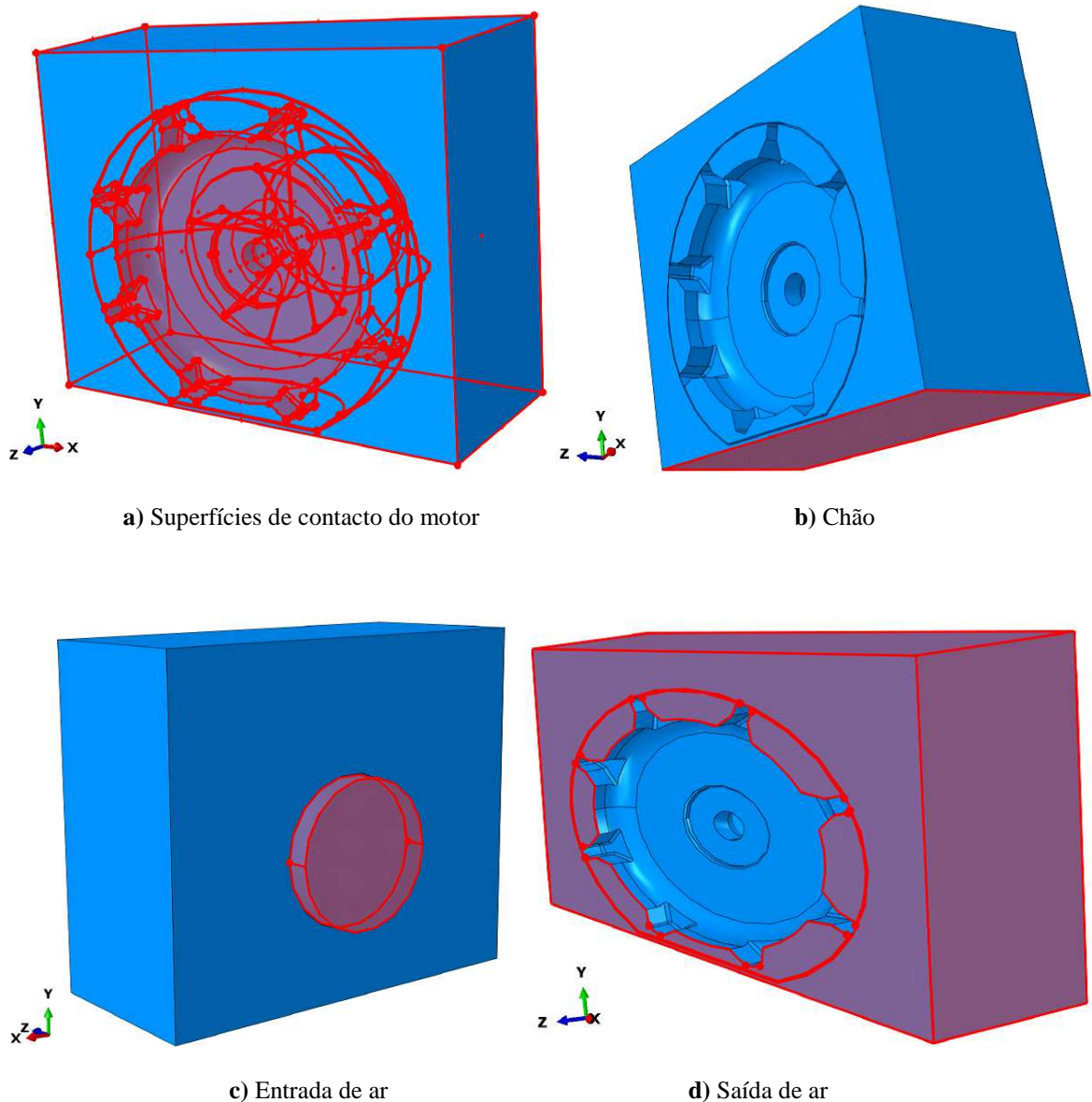


b) Corte lateral

**Figura 6.48** – Malha do volume de controlo [30]

As condições de fronteira são três, as das superfícies dos componentes do motor onde o ar contacta e do chão, a da entrada do ar e a da saída do ar.

Nas superfícies dos componentes do motor onde o ar contacta e no chão aplicam-se duas condições. O ar, não podendo passar por estas superfícies, tem a componente da sua velocidade normal a elas igual a zero. Considerando também a viscosidade da parede então inclui-se a condição de não deslizamento, em que o ar adere às superfícies portanto a componente da sua velocidade tangencial a elas é também igual a zero. Nas superfícies de entrada de ar aplica-se a velocidade de entrada. Nas superfícies de saída de ar aplica-se a pressão atmosférica (figura 6.49).



**Figura 6.49** – Condições de fronteira do volume de controlo [30]

Como esta é uma análise adiabática, a temperatura do ar é constante e igual à temperatura ambiente.

A fonte de energia para o deslocamento do ar é a rotação do ventilador, que não é incluída nesta análise. Para isso, teria que se fazer uma análise dinâmica só com o ventilador e o ar imediatamente envolvente como volume de controlo para determinar a velocidade de entrada e saída do ar. A seguir, poderia usar-se esses valores como entrada para a análise aqui explicada.

Portanto, e tal como referido acima, a energia fornecida ao escoamento de ar é simulada por uma velocidade de entrada. Para estimar o seu valor, primeiro calcula-se a potência "perdida" pelo ventilador:

$$P_p = P_a - P_u \quad [W] \quad (6.42)$$

$$P_v = P_p - P_J \quad [W] \quad (6.43)$$

$P_p$  é a potência total de perdas (ver equação 4.7),  $P_J$  as perdas de Joule (de calor) do motor e  $P_v$  as "perdas" do ventilador, ou seja, a potência que este debita para o escoamento. A seguir utiliza-se a Equação da Energia simplificada para escoamento unidimensional e adiabático:

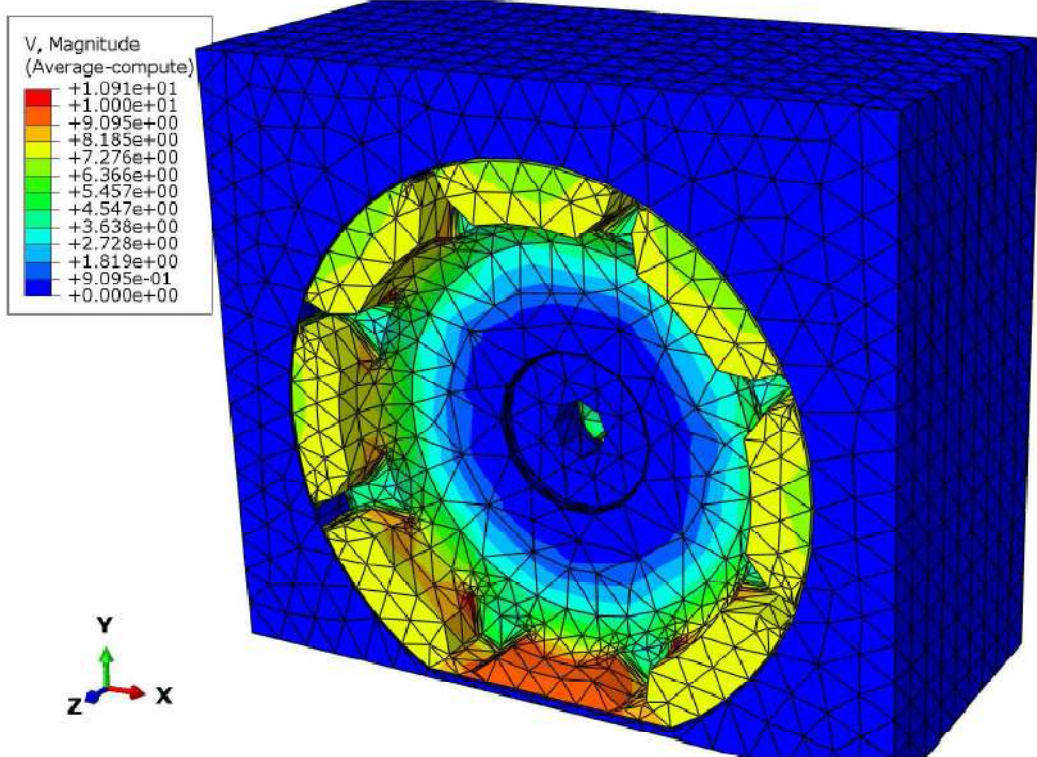
$$P_v = \dot{m} \left[ \Delta h + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2} + g\Delta z \right] \quad (6.44)$$

$\dot{m}$  é o caudal mássico,  $\Delta h$  a variação de entalpia específica,  $V_e$  e  $V_s$  a velocidade de entrada e de saída do volume de controlo, respectivamente, e  $\Delta z$  a variação de altitude. O volume de controlo consiste num cilindro em que a área transversal de saída é a entrada de ar da tampa de ventilação e a área de entrada é uma área igual mas mais afastada, em ar calmo. Pode considerar-se então  $V_e$ ,  $\Delta h$  e  $\Delta z$  igual a zero e  $\dot{m}$  é:

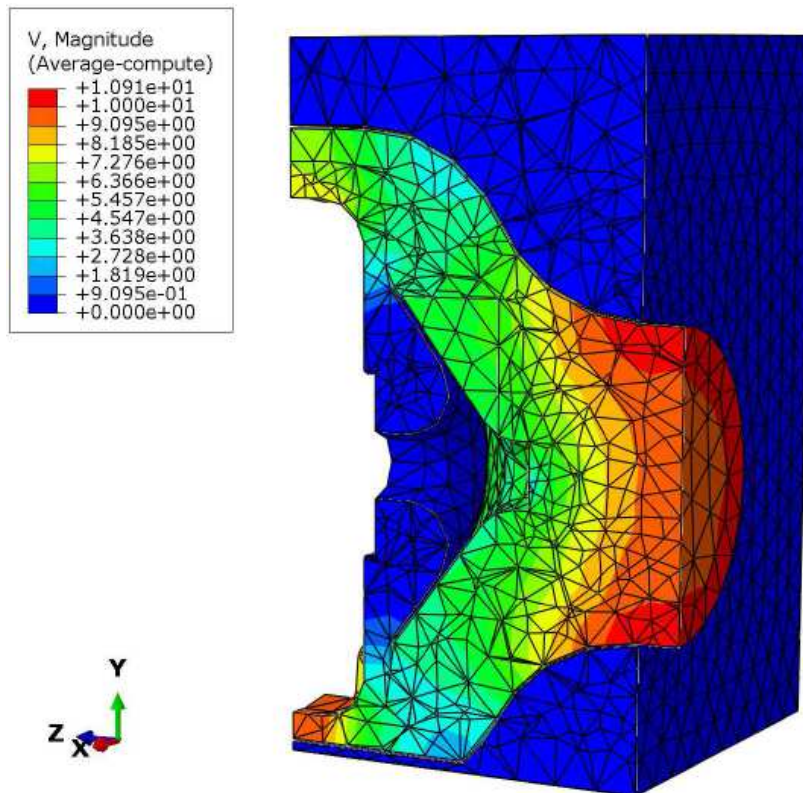
$$\dot{m} = \rho VA = \rho V_s A_{tv} \quad (6.45)$$

Sendo  $A_{tv}$  a área de entrada de ar da tampa de ventilação. Por fim, resolve-se a equação 6.44 em ordem a  $V_s$ , que é o último dado de entrada necessário para a análise de escoamento em MEF.

Na figura 6.50 mostram-se os resultados duma análise dum escoamento de ar dum motor TEFC em que se vê a velocidade do ar.



a) Vista de frente



b) Vista lateral em corte

Figura 6.50 – Análise da velocidade de ar exterior dum motor TEFC [30]

## 7. Observações Finais e Sugestões de Desenvolvimento

O motor eléctrico é uma máquina cujo projecto mecânico envolve todo o espectro de conhecimento da área da Engenharia Mecânica, como Estática, Dinâmica, Mecânica dos Sólidos, Vibrações, Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos, Transferência de Calor, Materiais, Órgãos de Máquinas e Método de Elementos Finitos.

É uma tecnologia já estabelecida mas que tem vindo a sofrer avanços tecnológicos, especialmente devido à criação de motores cada vez de maiores potências, havendo necessidade de soluções inovadoras de arrefecimento e de controlo de vibrações.

Neste trabalho de carácter monográfico foram referidos diversos critérios de dimensionamento mecânico que oferecem segurança na sua implementação mas em que há amplo espaço para melhoria, onde se indicam a seguir sugestões de trabalho futuro:

- calcular as frequências naturais de vibração do rotor com os coeficientes de rigidez e de amortecimento das tampas e carcaças (obtidos por MEF) para introduzir, em série, com os dos rolamentos ou chumaceiras. Assim, obter-se-iam as frequências naturais de vibração do sistema todo (ou seja, do motor) e não só do rotor;
- calcular as frequências naturais de vibração de rotores flexíveis contabilizando o efeito giroscópico, ou seja, a variação do amortecimento com a velocidade de rotação, fazendo depender as velocidades críticas da velocidade de rotação, havendo assim duas frequências naturais de vibração para cada velocidade de rotação;
- calcular o comportamento dinâmico do rotor por MEF utilizando elementos sólidos, com todas as particularidades geométricas portanto, em vez de simplificar através de elementos de viga (como no MathCAD);
- calcular transferência de calor do motor de forma integrada. Ou seja, contabilizar as perdas de Joule do estator para a carcaça e para o exterior conjuntamente com a ventilação em vez de separadamente;
- calcular a velocidade do ar de entrada e saída dum volume de controlo só com um ventilador a rodar. Assim, far-se-ia a determinação correcta da velocidade de entrada de ar na tampa de ventilação para diferentes geometrias de ventilador;
- calcular a acústica ou ruído do motor através de MEF.



## Referências

- [1] Hambley, A. R. (2011). *Electrical Engineering – Principles and Applications*. (5ª edição). Upper Saddle River: Prentice Hall.
- [2] Petruzella, F. D. (2009). *Electric Motors and Control Systems*. New York: McGraw-Hill.
- [3] Agrawal, K. C. (2001). *Industrial Power Engineering and Applications Handbook*. Woburn: Butterworth-Heinemann.
- [4] Rizzoni, G. (2004). *Principles and Applications of Electrical Engineering*. (4ª edição). Boston: McGraw-Hill.
- [5] WEG (2012). *Motores Eléctricos: Guia de Especificação*.
- [6] WEG (2012). *Motores: Linha de Produtos*.
- [7] WEG (2012). *Motores Síncronos*.
- [8] WEG (2012). *Motores de Corrente Contínua*.
- [9] WEG (2012). *Motores de Óleo e Gás*.
- [10] WEG (2012). *W22: Motor Eléctrico Trifásico*.
- [11] IEC 60034-1 (2010). *Rotating electrical machines – Part 1: Rating and performance*.
- [12] IEC 60034-5 (2006). *Rotating electrical machines – Part 5: Degrees of protection provided by the integral design of rotating electrical machines (IP code) – Classification*.
- [13] IEC 60034-6 (1991). *Rotating electrical machines – Part 6: Methods of cooling (IC code)*.
- [14] IEC 60034-7 (2001). *Rotating electrical machines – Part 7: Classification of types of construction, mounting arrangements and terminal box position (IM code)*.
- [15] IEC 60034-9 (2007). *Rotating electrical machines – Part 9: Noise limits*.
- [16] IEC 60034-14 (2007). *Rotating electrical machines – Part 14: Mechanical vibrations of certain machines of shaft heights 56mm and higher – Measurement, evaluation and limits of vibration severity*.
- [17] IEC 60072-1 (1991). *Dimensions and output series for rotating electrical machines – Part 1: Frame numbers 56 to 400 and flange numbers 55 to 1080*.
- [18] IEC 60072-2 (1990). *Dimensions and output series for rotating electrical machines – Part 2: Frame numbers 355 to 1000 and flange numbers 1180 to 2360*.
- [19] IEC 60079-0 (2011). *Explosive atmospheres – Part 0: Equipment – General requirements*.
- [20] IEC 60079-1 (2007). *Explosive atmospheres – Part 1: Equipment protection by flameproof enclosures “d”*.
- [21] IEC 60079-2 (2007). *Explosive atmospheres – Part 2: Equipment protection by pressurized enclosures “p”*.
- [22] IEC 60079-7 (2006). *Explosive atmospheres – Part 7: Equipment protection by increased safety “e”*.

- [23] IEC 60079-11 (2011). *Explosive atmospheres – Part 11: Equipment protection by intrinsic safety “i”*.
- [24] IEC 60079-15 (2010). *Explosive atmospheres – Part 15: Equipment protection by type of protection “n”*.
- [25] IEC 60085 (2007). *Electrical insulation – Thermal evaluation and designation*.
- [26] IEC 61241-0 (2004). *Electrical apparatus for use in the presence of combustible dust – Part 0: General requirements*.
- [27] IEC 61241-1 (2004). *Electrical apparatus for use in the presence of combustible dust – Part 1: Protection by enclosures “tD”*.
- [28] WEGeuro Indústria Eléctrica S.A. (2009). *Formação em Motores para Ambientes Explosivos (ATEX)*.
- [29] Parlamento Europeu e Conselho (1994). *Directive 94/9/CE on equipment and protective systems intended for use in potentially explosive atmospheres (ATEX)*.
- [30] WEGeuro Indústria Eléctrica S.A.
- [31] Rodrigues, J. D. (2004). *Apontamentos de Vibrações de Sistemas Mecânicos*. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial.
- [32] RENK AG (2001). *Manual for the application of RENK Slide Bearings*.
- [33] RENK AG (2006). *Type E Slide Bearings*.
- [34] SKF (2009). *Technical Brochure*.
- [35] Ferreira, L. A. (2000). *Tribologia*. (2ª edição). Porto: Publindústria.
- [36] Branco, C. M., Ferreira, J. M., da Costa, J. D., Ribeiro, A. S. (2008). *Projecto de Órgãos de Máquinas*. (2ª edição). Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian.
- [37] de Castro, P. T. (2004). *Apontamentos de Órgãos de Máquinas I*. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial.
- [38] Beer, F. P., Johnston Jr., E. R. (1998). *Mecânica Vectorial para Engenheiros: Dinâmica*. (6ª edição). Alfragide: McGraw-Hill.
- [39] Kelm, R. D. (2003). *Journal Bearing Analysis*.
- [40] SKF (2012). *Principles of bearing selection and application*.
- [41] ISO 281 (2007). *Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life*.
- [42] Soares, J. P. (1992). *Aços*. (5ª edição). Porto: Publindústria.
- [43] Askeland, D. R., Phulé, P. P. (2006). *The Science and Engineering of Materials*. London: Thomson Learning.
- [44] F.Ramada, Aços e Indústrias S.A. (2012). *Catálogo Interactivo*.
- [45] Incropera, F. P., de Witt, D. (2011). *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. (6ª edição). Rio de Janeiro: LTC.
- [46] Decreto-Lei nº 211/86 (1986). *Regulamento de Estruturas de Aço para Edifícios*. Lisboa: Imprensa Nacional - Casa da Moeda, E.P.

- [47] Beer, F. P., Johnston Jr., E. R. (1998). *Mecânica Vectorial para Engenheiros: Estática*. (6ª edição). Alfragide: McGraw-Hill.
- [48] Dassault Systèmes (2011). *Abaqus Theory Manual*.
- [49] Dassault Systèmes (2011). *Abaqus Analysis User's Manual*.
- [50] Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H. (2002). *Fundamentals of Fluid Mechanics* (4ª edição). New York: John Wiley & Sons.
- [51] WEG (2012). *Flameproof Motors: Low, Medium and High Voltage*.
- [52] Pilkey, W. D. (1997). *Peterson's Stress Concentration Factors* (2ª edição). New York: John Wiley & Sons.