



Emanuel Madail Oliveira

Engineering design of a semi-automatic system for wind blades rotation during its production

Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica
na Especialidade de Energia e Ambiente

setembro 2016



UNIVERSIDADE DE COIMBRA



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Conceção de um sistema semiautomático para rotação de pás de turbinas eólicas no posto produtivo

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

Emanuel Madail Oliveira

Orientadores

Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa
Engenheiro Victor Pinto

Júri

Presidente Professor Doutor José António Martins Ferreira
Professor Catedrático da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho
Professor Associado da Universidade de Coimbra

Orientador Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa
Professor Associado da Universidade de Coimbra

Colaboração Institucional



Ria Blades, SA-
Recursos renováveis e
meio ambiente

Coimbra, setembro, 2016

“É muito melhor lançar-se em busca de conquistas grandiosas, mesmo expondo-se ao fracasso, do que alinhar-se com os pobres de espírito, que nem gozam muito nem sofrem muito, porque vivem numa penumbra cinzenta, onde não conhecem nem vitória, nem derrota.” (Theodore Roosevelt)

Aos meus pais, pelo apoio incondicional, e pela oportunidade de investir numa formação de grande valor pessoal.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, agradeço aos meus pais, António e Cristina, e à minha irmã Maria, pelo apoio constante e pelos conselhos dados ao longo deste percurso académico e de vida.

À Rita, pela paciência durante este trajeto, pela compreensão e por tornar tudo muito melhor.

Agradeço ao meu orientador, Professor José Domingos Moreira da Costa por todo o apoio prestado durante a realização deste trabalho, e pelas experientes sugestões que fez passar.

Agradeço ao Eng. Victor Pinto pela orientação e disponibilidade constante durante experiência de colaboração na empresa Ria Blades, SA., por todo o seu profissionalismo e sabedoria transmitida.

Ao Eng. Paulo Silva, Diretor da empresa acolhedora, pela oportunidade de colaboração e experiência numa empresa de forte presença no ramo das energias renováveis, tanto a nível nacional, como internacional.

A todos os restantes elementos da Ria Blades, SA, em especial à equipa de engenharia, pelo acompanhamento, pelo conhecimento transmitido, e pela disponibilidade demonstrada.

Resumo

O presente trabalho tem como principal objetivo a conceção de alterações estruturais de um equipamento semiautomático para a rotação de pás de turbinas eólicas no posto produtivo. Tendo por base um equipamento existente, prevê-se o levantamento das suas características e limitações, bem como a avaliação da sua aptidão para a pretendida função.

Num mercado onde grandes desafios surgem a cada dia, gerados pela grande diversidade e competitividade entre empresas, a procura por inovadoras soluções de engenharia é crescente. Com o risco da não sobrevivência, a necessidade de evolução e otimização de meios e métodos torna-se também imprescindível.

Neste trabalho é ainda realizada uma avaliação do comportamento de um material hiperelástico e da resistência que provoca ao rolamento dos elementos onde se encontra aplicado.

Com a conceção e dimensionamento das alterações à estrutura de base, diversos componentes devem ser seleccionados de forma a conectar as novas estruturas e, nalguns casos, estruturas de adaptação devem ser desenhadas de raiz.

Palavras-chave: Problemas de contacto, turbinas eólicas, materiais hiperelásticos, rolamentos giratórios, dimensionamento estrutural.

Abstract

The main objective of this work is the design of the structural modifications of a semiautomatic equipment for wind blade rotation during its production. Since the modifications are based on a pre-existing equipment, the retrofit foresees an evaluation of the capabilities and limitations, and ability for the specified function.

To prevail in a market where the challenges appear every day, forced by the big diversity and competitiveness between companies, the search for innovative engineering solutions is growing. With the threat of non-surviving, the demand of evolving and optimize the methods and means becomes crucial.

In this work is also made evaluation of the hyperelastic material behavior and the rolling resistance it produces in the bodies where it's mounted.

By designing new parts of the structure, some new connection components had to be selected. For some of them, new adapting structures and to be design from scratch too.

Keywords Body contact problems, wind turbines, hyperelastic materials, slewing bearings, structural design.

Índice

Índice de Figuras	xi
Índice de Tabelas	xv
Simbologia.....	xvii
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Objetivos.....	1
1.2. Organização do trabalho	1
1.3. Turbina eólica	2
1.3.1. Nota histórica.....	2
1.3.2. Componentes	3
1.4. Empresa	4
1.4.1. Senvion.....	4
1.4.2. Ria Blades.....	5
1.5. Produto.....	6
1.5.1. Definição dos eixos da pá.....	6
1.5.2. Modelos produzidos e designações	7
1.5.3. Componentes e materiais.....	9
1.5.4. Processo global de fabrico.....	10
1.5.5. Zona de implantação do equipamento e sistema atual	12
2. Fundamentação teórica.....	15
2.1. Mecânica do Contacto	15
2.2. Comportamento de materiais hiperelásticos	19
2.3. Especificações de transmissões sem-fim	21
2.4. Análise estrutural pelo método dos elementos finitos	21
2.5. Atrito de rolamento.....	22
2.6. Coeficiente de estabilidade de um cilindro bi-apoiado.....	26
3. Equipamento.....	27
3.1. Equipamentos similares	27
3.1.1. Bushman Equipment	28
3.1.2. Gamesa Eólica	29
3.1.3. Vestas	30
3.1.4. PowerBlades	31
3.1.5. LM Wind Power.....	32
3.1.6. Considerações adicionais.....	33
3.2. Caso de estudo	34
3.2.1. Exigências da aplicação.....	35
3.3. Ensaios experimentais.....	36
3.4. Rolamento giratório	38
4. Avaliação das capacidades e limitações do equipamento	39
4.1. Contexto.....	39

4.2.	Vida expectável do elastómero e avaliação do afastamento dos rolos	39
4.2.1.	Determinação do peso da pá para projeto	39
4.2.2.	Cálculo da projeção horizontal do peso da pá.....	40
4.2.3.	Análise do contacto rolo/pá.....	41
4.2.4.	Resultados	45
4.3.	Capacidade de rotação do equipamento	48
4.3.1.	Binário necessário para a maior pá	48
4.3.2.	Binário transmitido pelo equipamento	49
4.3.3.	Binário resistente devido ao atrito de rolamento.....	51
4.3.4.	Resultados	52
5.	Alterações ao equipamento-dimensionamento e seleção de componentes	53
5.1.	Conceito e evolução.....	53
5.2.	Dimensionamento da estrutura de suporte dos rolos	55
5.2.1.	Seleção da chumaceira de ligação	58
5.3.	Dimensionamento estrutura intermédia.....	59
5.3.1.	Seleção do rolamento giratório e dimensionamento das adaptações	62
5.4.	Dimensionamento estrutura inferior.....	63
6.	Conclusões e trabalhos futuros.....	65
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	67
	ANEXO A.....	73
	APÊNDICE A	75
	APÊNDICE B	77
	APÊNDICE C	79
	APÊNDICE D	81
	APÊNDICE E.....	85
	APÊNDICE F.....	86

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1.Componentes de uma turbina eólica (Badurek, 2016).....	3
Figura 1.2.Ria Blades, S.A (Ria Blades, 2015).....	5
Figura 1.3.Eixos de referência espacial (REpower Systems SE, 2012).....	7
Figura 1.4.Identificação do modelo.....	7
Figura 1.5.Componentes principais de uma pá (Brandão, 2009).....	9
Figura 1.6.Visão global do processo (Brandão, 2009).....	11
Figura 1.7.Operações realizadas no pavilhão de acabamentos.....	11
Figura 1.8.Sistema de ponte rolante (Otsego Crane & Hoist Company, 2016).....	12
Figura 1.9.Movimentação de uma pá.....	13
Figura 2.1.Contacto entre um corpo (2) e a camada (1) sobre o corpo de base (3) (Johnson, 1985).....	17
Figura 2.2.Simplificação para $2a \ll R$ (Johnson, 1985).....	17
Figura 2.3.Comportamentos típicos de polímeros: frágeis (A), plásticos (B) e hiperelásticos (C) (Callister e Rethwisch, 2010).....	19
Figura 2.4.Comportamentos de material em histerese. (Clack e Dodge, R, 1979).....	23
Figura 2.5.Modelo para determinação do descentramento da reação normal.....	23
Figura 2.6.Diagrama de corpo livre da pá.....	25
Figura 2.7.Diagrama do contacto entre três corpos cilindros.....	26
Figura 3.1.Viradores no processo de fabrico de torres eólicas (Williams, 2011).....	27
Figura 3.2.Rotação de pás num único eixo (Gamesa, 2010).....	27
Figura 3.3.Equipamentos Bushman (Bushman Equipment Inc, 2014).....	28
Figura 3.4.Solução utilizada pela Gamesa (Heredia, 2014).....	29
Figura 3.5.Equipamento Vestas (Heinrich, 2014).....	30
Figura 3.6.Solução criada pela WFT GmbH & Co. KG (WFT, 2016).....	31
Figura 3.7.Equipamento da LM Wind Power (Merlinco, 2014).....	33
Figura 3.8.Projeto da FMS Ingenieurbüro (FMS Ingenieurbüro GmbH, 2012).....	33
Figura 3.9.Recondicionamento do equipamento motriz.....	34
Figura 3.10.Apoio para a ponta da pá e vista oposta do apoio motriz.....	35
Figura 3.11.Não conformidade no apoio pá/rolo.....	36
Figura 3.12.Estado da camada após ensaio.....	37

Figura 3.13.Eixos adicionais em modelo 3D	37
Figura 3.14.Componentes rolamento giratório (Kaydon Corp., 2016)	38
Figura 4.1.Diagrama do triângulo de forças gerado pelo apoio nos rolos	40
Figura 4.2.Curva do comportamento do elastómero	41
Figura 4.3.Modelo 3D para cálculo das tensões e deformações no contacto	42
Figura 4.4.Definição das características do elastómero	43
Figura 4.5.Configurações de malha usadas.	44
Figura 4.6.Deformação em Z do perfil de elastómero e corte do modelo para levantamento de dados.....	45
Figura 4.7.Tensões de von Mises	45
Figura 4.8.Deslocamentos da camada	46
Figura 4.9.Deformação percentual	46
Figura 4.10.Tensões em Y.....	47
Figura 4.11.Curva do comportamento do material e resposta no estudo realizado	48
Figura 4.12.Posição teórica do centro de massa (Bartsch, 2011).....	49
Figura 4.13.Conjunto motor e redutor do equipamento	50
Figura 5.1.Modelação 3D do equipamento base	53
Figura 5.2.Primeiro conceito para a alteração da estrutura	53
Figura 5.3.Segundo conceito proposto	54
Figura 5.4.Conceito final proposto.....	54
Figura 5.5.Conceito inicial da estrutura de suporte dos rolos	55
Figura 5.6.Configuração do estudo da estrutura	57
Figura 5.7.Tensões de von Mises	57
Figura 5.8.Distribuição do coeficiente de segurança	58
Figura 5.9.Chumaceira e rolamento selecionados.....	59
Figura 5.10.Conceito inicial da estrutura intermédia	60
Figura 5.11.Configuração do estudo	60
Figura 5.12.Distribuição das tensões de von Mises	61
Figura 5.13.Distribuição do coeficiente de segurança	61
Figura 5.14.Rolamento selecionado	62
Figura 5.15.Estruturas de adaptação dimensionadas (esq. Inferior, dir. Superior)	62
Figura 5.16.Conceito inicial para a estrutura inferior	63
Figura 5.17.Malha usada no estudo e condições de fronteira	63
Figura 5.18.Distribuição de tensões de von Mises.....	64

Figura 5.19.Distribuição do coeficiente de segurança.....	64
Figura 6.1.Montagem final do equipamento	66

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1. Modelos produzidos na Ria Blades	8
Tabela 2.1. Aplicabilidade de modelos para materiais hiperelásticos (Bhashyam, 2002) ..	20
Tabela 4.1. Propriedades do elastómero Nitrilo-butadieno	43
Tabela 4.2. Propriedades das malhas usadas	44
Tabela 5.1. Propriedades do material	56
Tabela 5.2. Propriedades da malha usada	57
Tabela 5.3. Propriedades da malha usada	60
Tabela 5.4. Propriedades da malha usada	63

SIMBOLOGIA

α – Aceleração angular

β – Ângulo de abertura do apoio rolo / pá

ε – Deformação relativa

σ – Tensão

σ_c – Tensão de cedência do material

σ_p – Tensão de compressão

σ_v – Tensão equivalente de von Mises

η_c – Rendimento do conjunto redutor

ν – Coeficiente de Poisson

ω_1 – Velocidade angular do rolo

ω_2 – Velocidade angular da pá

a – Meia largura de contacto entre dois corpos

b – Espessura da camada de elastómero

B – Binário

B_a – Binário de atrito de rolamento

B_c – Binário do sistema motor

B_g – Binário devido à ação da aceleração gravítica na pá

B_m – Binário motriz

B_p – Binário potente em condições nominais

B_t – Binário resultante no eixo dos rolos motores

c_e – Coeficiente de estabilidade

C_1 – Constante de Mooney-Rivlin uniaxial

C_2 – Constante de Mooney-Rivlin biaxial

d – Descentramento da reação normal

E – Módulo de Young

exc – Excentricidade do centro de massa

F – Força tangencial de interação entre os dois corpos

- F_a – Força de atrito
- F_h – Componente horizontal do peso da pá
- F_m – Força motriz
- F_r – Força resultante
- g – Aceleração da gravidade
- I – Momento de inércia
- I_1 – Momento de inércia do rolo
- I_2 – Momento de inércia da pá
- m – Massa do corpo
- N – Reação normal
- p – Pressão
- P – Peso da pá
- Q_1 – Primeiro invariante da componente uni-modular do tensor esquerdo de deformação de Cauchy-Green
- Q_2 – Segundo invariante da componente uni-modular do tensor esquerdo de deformação de Cauchy-Green
- r – Raio do rolo
- R – Raio da pá (maior)
- R_c – Raio de curvatura equivalente
- s – Aceleração
- t – Tempo
- u – Atrito de rolamento
- u_z – Deslocamento normal da superfície no contacto
- v – Velocidade na periferia do rolo
- W – Energia de deformação

1. INTRODUÇÃO

Neste primeiro capítulo são apresentados de forma concisa os principais conceitos usados durante este trabalho, que tem como objetivo a concepção de um sistema mecânico de rotação de pás. Paralelamente, será realizada uma verificação das capacidades e das limitações do equipamento existente, apontando os eventuais pontos críticos à sua utilização.

A presente introdução contextualiza ainda o âmbito do trabalho levado a cabo com uma revisão desde o historial de utilização de turbinas eólicas até à evidencia da mais valia trazida pelo sistema em estudo.

1.1. Objetivos

Com este trabalho pretende-se conceber e dimensionar um sistema semiautomático que permita a rotação controlada (ao nível do solo) de pás para intervenção humana em determinadas operações. A empresa possui, no entanto, equipamentos que adquiriu no passado e que pretende recondicionar de modo a estarem aptos a operar com os modelos de menores dimensões (40 e 45,2 metros de comprimento). Estes equipamentos funcionavam com um único modelo de pás. Assim, deverão ser avaliadas tanto as suas capacidades como as suas limitações e posteriormente conceber e projetar as alterações apropriadas. O presente trabalho foca o estudo no equipamento de apoio da zona do acoplamento da pá.

1.2. Organização do trabalho

O presente documento encontra-se dividido em 6 capítulos.

O segundo capítulo reúne informações de carácter teórico, fruto de uma pesquisa bibliográfica, no sentido de melhor fundamentar os conceitos abordados ao longo do trabalho aqui apresentado.

O terceiro capítulo faz uma apresentação sumária de alguns equipamentos similares já em funcionamento, resumindo as suas principais características, vantagens e

desvantagens. Apresenta o equipamento alvo de análise, e sintetiza os tópicos principais a ter em consideração para a aplicação deste equipamento em particular.

O quarto capítulo faz um levantamento e análise das características do equipamento em estudo, avaliando o desempenho de componentes através de estudos numéricos, fatores geométricos da estrutura, e a sua capacidade motriz.

O quinto capítulo aborda a evolução e o dimensionamento das alterações definidas desde o primeiro conceito, até à definição final. Contém ainda a seleção de alguns componentes que fazem parte dessas mesmas alterações.

O sexto e último capítulo resume as principais conclusões e resultados do trabalho e remete para possíveis trabalhos futuros.

1.3. Turbina eólica

1.3.1. Nota histórica

A recolha de energia do vento é realizada pelo Homem desde muito cedo na sua história. Pelos anos 5000 A.C., esta energia era já captada por velas em barcos no leito do rio Nilo. Por volta de 200 A.C. a aplicação de engenhos eólicos estendeu-se à extração de água e à moagem de cereais no médio oriente. Pelo século XI, a utilização de moinhos de vento encontrava-se bastante presente nesta região. Com alguns melhoramentos em torno desta tecnologia, a sua utilização estendeu-se pelo resto do mundo.

Até aos anos 50 do século XX as turbinas eólicas mantiveram uma posição de fonte de energia eficaz e economicamente viável. Apesar das vantagens asseguradas, os preços da energia proveniente dos combustíveis fósseis fez com que fossem colocadas em segundo plano (Wind Energy Foundation, 2016).

Contudo, a década de 70 trouxe uma alargada crise na indústria petrolífera, suscitando assim o interesse em formas alternativas para a produção de energia elétrica (Terry Macalister, 2011).

Desde então, o investimento e o avanço tecnológico na produção e instalação de turbinas eólicas têm-se traduzido em modelos progressivamente maiores e mais eficientes. A instalação destes equipamentos alcança até a utilização doméstica, com produtos compactos e adequados às necessidades mais particulares. Não se restringindo à instalação terrestre, inúmeros parques eólicos têm sido instalados ao largo da costa

continental (*offshore*). A consulta dos parques terrestres e marítimos em funcionamento pode ser efetuada em (TheWindPower.net, 2016) mediante compra dos ficheiros contendo as listagens, ou de acesso livre em (renewableUK, 2016).

1.3.2. Componentes

A Figura 1.1 ilustra de forma esquemática os principais componentes presentes numa turbina eólica. É o seu funcionamento conjunto que permite uma operação quase independente de cada turbina, provendo-a de mecanismos de autorregulação.

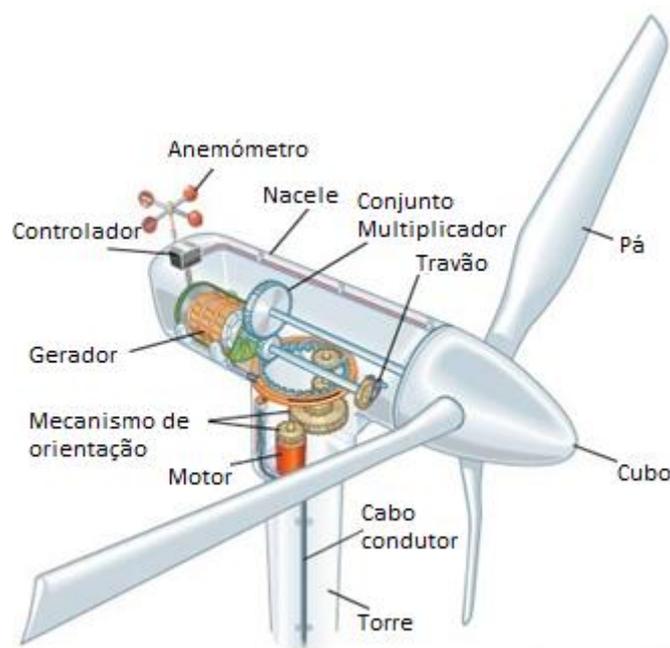


Figura 1.1. Componentes de uma turbina eólica (Badurek, 2016)

- Anemómetro: efetua a medição da velocidade do vento e transmite-a ao controlador;
- Pás: com a passagem do vento produzem a força de sustentação necessária para gerar rotação no veio principal;
- Cubo: compreende a estrutura de proteção exterior e o sistema de ajuste do ângulo de ataque das pás;
- Travão: assume uma função de equipamento de emergência, auxiliando a redução da velocidade do rotor (pode ser mecânico, elétrico ou hidráulico);

- Conjunto multiplicador: permite a ligação entre o veio de baixa velocidade acionado pelo rotor e o veio que aciona o gerador e que suporta o travão;
- Gerador: converte a energia cinética transmitida desde o rotor em energia eléctrica que é transportada pelo cabo condutor;
- Cabo condutor: realiza a ligação entre o gerador e a rede eléctrica de distribuição;
- Mecanismo de orientação: acionado por um motor, possibilita o posicionamento mais favorável, a uma boa eficiência da turbina, em função da direcção do vento a cada momento.
- Nacele: estrutura que permite o encapsulamento dos componentes principais, protegendo-os dos elementos exteriores.
- Controlador: realiza o arranque e a paragem dos equipamentos internos em função dos limites da turbina face à velocidade do vento. Define ainda o ângulo de ataque e a direcção da turbina, bem como dos equipamentos auxiliares (Hitachi, 2013).

O sistema de regulação do ângulo de ataque da pá é o principal responsável pelo ajuste contínuo da velocidade de rotação do rotor. Com ele é possível regular de forma frequente a velocidade rotacional que é transmitida ao gerador, permitindo assim uma produção de energia eléctrica mais uniforme. Informação adicional sobre este mecanismo e sobre a sua optimização pode ser consultada em (Butterfield e Muljadi, 2000) e (Biegel *et al.*, 2011).

1.4. Empresa

1.4.1. Senvion

Com a capacidade total instalada de 13,960,344 [kW] (à data de 3 de setembro de 2016), a Senvion SE, é uma das maiores empresas produtoras de aerogeradores a nível mundial (Senvion Wind Energy Solutions: Global Website, 2015). É uma empresa alemã que no ano de 2014 detinha uma fatia de cerca de 5.1% do mercado mundial.

Com parques eólicos instalados por todo o globo, presta também serviços de manutenção a aerogeradores.

1.4.2. Ria Blades

A Ria Blades, S.A é uma das duas empresas produtoras de pás para turbinas eólicas em Portugal, a par com a Enercon em Viana do Castelo. À data, produz a totalidade dos modelos para instalação em terra do grupo empresarial (Senvion). Encontra-se instalada no Parque Empresarial de Soza, no concelho de Vagos, distrito de Aveiro.

Como mostra a Figura 1.2, assume uma localização estratégica junto à autoestrada A-17, o que permite uma expedição facilitada e imprescindível, dadas as dimensões finais das pás.



Figura 1.2. Ria Blades, S.A (Ria Blades, 2015)

A Ria Blades, S.A, conta atualmente com cerca de 1100 colaboradores, e é a principal entidade empregadora no concelho.

Surge como entidade empresarial em 2007, inicia atividade dois anos depois recrutando os primeiros quadros e em maio deste ano recrutam-se os primeiros operadores. Ao mesmo tempo teve início a sua formação na “Escola de Formação Prática”, à altura a funcionar em instalações alugadas na Zona Industrial de Vagos, e é produzido o primeiro subcomponente ainda em pré-série.

Desde a sua criação, que a empresa vê a formação dos seus colaboradores como uma das principais ferramentas para um resultado de excelência. Ganhou fortes raízes desde a fase de arranque da sua atividade, onde este investimento na formação de recursos humanos foi fundamental, dada a dificuldade na seleção de colaboradores com experiência no fabrico de pás para turbinas eólicas. A formação dos primeiros colaboradores durou cerca de um ano completo após a Escola de Formação antes que fosse desmoldada a primeira pá produzida pela empresa, a maio de 2010. A primeira pá consistia

num modelo de 59.8 metros de comprimento desde o acoplamento da pá até à ponta, a RE59.8, e é ainda hoje o maior modelo produzido pela empresa.

Sendo uma empresa onde o processo produtivo é essencialmente manual, a sua filosofia de trabalho centra-se na Segurança.

A 2011 a certificação de qualidade pela ISO 9001 é conseguida, ano no qual dá saída o primeiro set de pás produzido pela empresa e se produz a pá número 100 do modelo RE45.2, o único produzido em série até então. No ano seguinte, no modelo anteriormente referido, atinge-se a marca do centésimo set de pás, e dá-se o início da produção de um novo modelo, o RE50.8.

Já em 2013, o número de pás de 45.2 metros ultrapassa as 1000 e o modelo mais recente atinge as 100 unidades. Neste ano, surgem dois novos projetos, o RE55.8 e o RE59.8 (protótipo).

Um ano depois é obtida a certificação ISO 14001, uma norma que ajuda na identificação, priorização e gestão dos riscos ambientais e que faz parte das práticas habituais de negócio de uma empresa, sobretudo numa empresa do ramo das energias “verdes”.

No passado ano de 2015, a Ria Blades contava já com 9 moldes de pás, mas realizou ainda o arranque de um novo projeto: o RE40.

Conseguindo atingir até à data uma produção de 34 pás por semana de trabalho, a empresa conseguiu já um feito significativo dentro do ramo. No entanto existem novos projetos em estudo, e que em breve poderão ser integrados no fluxo produtivo da empresa (informação retirada do manual de acolhimento da empresa e de outros documentos informativos).

1.5. Produto

1.5.1. Definição dos eixos da pá

Com base nos documentos de especificação emitidos pela Senvion, os eixos recebem a disposição ilustrada na figura abaixo.

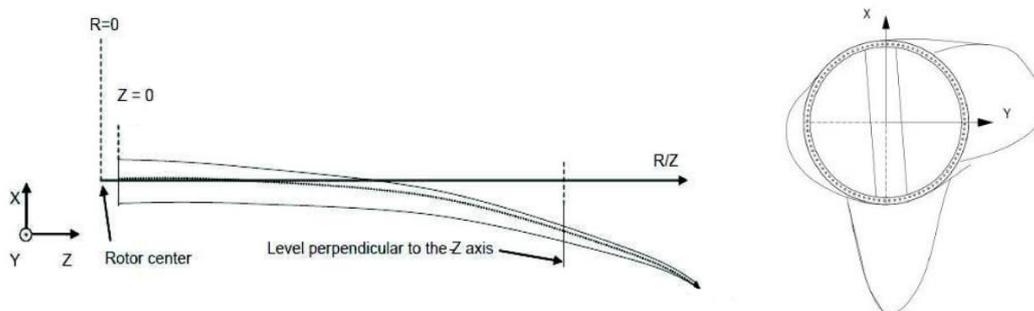


Figura 1.3. Eixos de referência espacial (REpower Systems SE, 2012)

Em relação à linha média da geometria da pá e tomando como referência o plano da superfície de acoplamento:

- A dimensão no eixo Z define o comprimento longitudinal da pá;
- No eixo Y é medida a deflexão lateral em relação ao plano do acoplamento (desvio longitudinal);
- Em X, é medida a deflexão estática do corpo da pá.

1.5.2. Modelos produzidos e designações

Como referido anteriormente, a empresa produz um total de 5 modelos de pás. Entre si, partilham grande parte das configurações dos materiais usados, bem como os próprios materiais constituintes.

A Tabela 1.1 condensa as características principais de cada modelo, para conhecimento do leitor, bem como para futura referência. A sigla “RE”, que identifica cada modelo remete para o proprietário do projeto a REpower (atual Senvion), Figura 1.4.

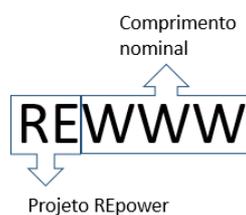


Figura 1.4. Identificação do modelo

Tabela 1.1. Modelos produzidos na Ria Blades

	RE40	RE45.2	RE50.8	RE55.8	RE59.8
Diâmetro Root [m]	2210	2190	2550	2565	2565
Ponto de suporte Root em Z [m]	1	1	1,5	1,5	1,5
Ponto de suporte da ponta em Z [m]	30	35	40	45	45
Massa média na Root [kg]	4700	5300	8200	9300	9350
Massa média Total [kg]	7100	8000	12280	13900	14000

O termo *Root* provém da designação *Root Joint* atribuída na língua inglesa à zona de acoplamento da pá ao cubo que liga ao veio de baixa velocidade. Ao longo do corpo de texto o termo *Root* será denominado de “acoplamento”. A recorrência frequente a designações estrangeiras, relativas a componentes e suas especificações, decorre da origem internacional dos projetos. No entanto, sempre que possível, serão utilizadas neste trabalho as designações traduzidas. A estrutura da pá permite o apoio em apenas dois pontos: um junto ao acoplamento e outro próximo da ponta da pá a cerca de 75% do comprimento total.

1.5.3. Componentes e materiais

Embora existam diversas configurações para a construção de uma pá, a Figura 1.5 esquematiza a configuração dos 7 componentes principais.

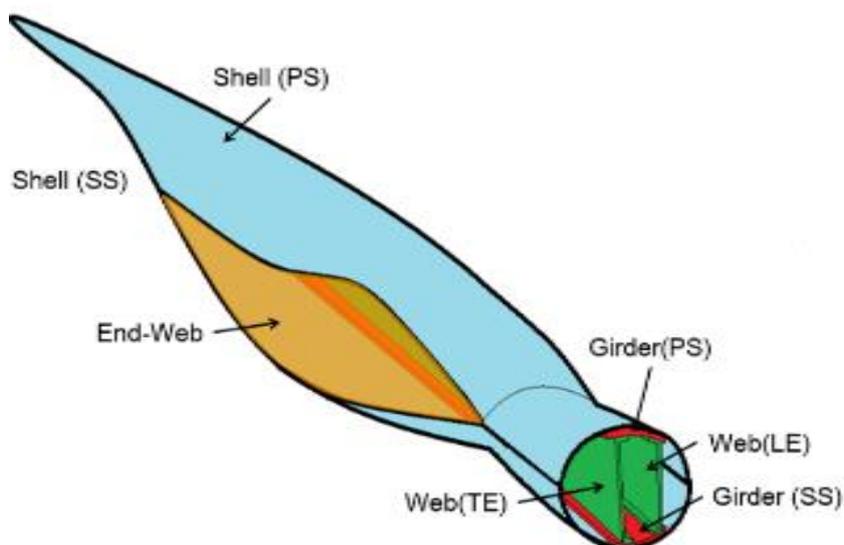


Figura 1.5. Componentes principais de uma pá (Brandão, 2009)

Numa abordagem macroscópica, a composição de uma pá compreende uma estrutura exterior tipo casca (*shell*), que define o corpo externo da pá, e dois ou mais elementos internos que funcionam de forma semelhante a uma viga de suporte. Estes elementos, juntamente com outros adicionais são designados por pré-fabricados, por serem produzidos em moldes dedicados e posteriormente incorporados na casca ou na pá em fase final de produção. As siglas contidas na Figura 1.5 definem a que “zona” da pá o componente pertence. Explicitando:

- PS (*pressure side*) – lado da pá que sofre a ação de pressão superior com a passagem fluxo de ar;
- SS (*suction side*) – lado oposto da pá que produz uma depressão local com o escoamento de ar;
- LE (*leading edge*) – a aresta da casca que se situa na lateral que sofre o primeiro contacto com o escoamento: bordo de ataque;
- TE (*trailing edge*) – aresta que se situa no extremo oposto: bordo de fuga.

A composição de uma pá consiste essencialmente em material compósito de matriz epóxi com reforço de fibra de vidro-E, madeira de balsa e espuma de politeraftalato

de etileno (PET) e policloreto de vinilo (PVC). A matriz é reforçada com tecido de fibra de diversas configurações de malha. Desde malhas uniaxiais, a biaxiais (0° - 90° , -45° - $+45^{\circ}$) até configurações quadriaxiais. A localização e associação destas configurações é bem definida pela necessidade gerada pelas solicitações mecânicas induzidas pelo funcionamento da pá. Por exemplo, na superfície da casca que flete de forma mais evidente, é de fácil intuição que a aplicação de uma maior quantidade de fibra com configuração uniaxial é a melhor opção, devido aos esforços de tração/compressão. Já na zona de acoplamento da pá ao cubo, onde existe uma solicitação combinada de vários esforços (segundo os diversos eixos combinados), a aplicação de uma configuração quadriaxial ou mesmo de biaxiais é adequada. A utilização de madeira fica justificada pelo facto de ser necessário um reforço superior em zonas específicas do corpo da pá, onde a solicitação mecânica é superior, e. g., zonas de apoio. A escolha de madeira de balsa permite assegurar o compromisso de manter um baixo peso do material incorporado (baixa massa específica relativamente a outras madeiras), conjuntamente com uma boa resistência mecânica global. Neste sentido é aplicada espuma noutras áreas mais extensas e/ou onde não se justifique a aplicação de madeira.

1.5.4. Processo global de fabrico

Como é observável na Figura 1.2, existem dois pavilhões principais: o Pavilhão de Moldes e o Pavilhão de Acabamentos. O conjunto de operações realizadas em cada um destes edifícios é facilmente dedutível pela sua designação.

Cada componente segue um modelo geral de fabrico, onde:

- i. As camadas de fibra são depositadas de acordo com a configuração de cada componente, juntamente com núcleos de reforço. Em função da necessidade de resistência é introduzida ou madeira ou espuma;
- ii. A infusão de uma matriz de resina epóxi (com endurecedor) é uniformemente dispersa pelo componente, pela ação de vácuo.
- iii. O processo de cura é assegurado pelo aquecimento controlado dos respetivos moldes. Cada casca é preparada e curada no seu molde independente, sendo que o da PS é posteriormente sobreposto ao SS, fechando o corpo final da pá.

Tomando como referência a Figura 1.5, a sequência global de montagem dos componentes segue o processo ilustrado pela Figura 1.6. Este procedimento, é concretizado no edifício de moldes, e origina um produto semiacabado designado por “pá verde”.

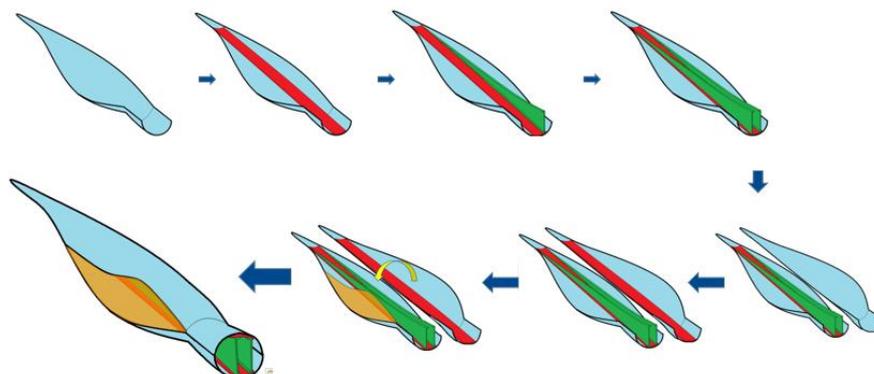


Figura 1.6. Visão global do processo (Brandão, 2009)

Cumprido este processo, a pá é transferida para o edifício onde são realizadas as tarefas de que vão desde a etapa anterior, até à obtenção de um produto acabado e colocado em estruturas de transporte.

Podem esquematizar-se estes procedimentos como na Figura 1.7. A pá é transportada na posição na qual deixou o molde, com a superfície PS voltada para cima. Esta posição é designada por P1.



Figura 1.7. Operações realizadas no pavilhão de acabamentos

O primeiro procedimento realizado, é o de corte do excesso de material no contorno da pá, deixado pelo processo de moldação. O passo seguinte passa pela aplicação de reforços no corpo da pá, principalmente nas zonas de união das duas cascas. A superfície da pá é despolida: primeiro a superfície PS e depois rodada 180° para a posição P2 com a superfície SS voltada para cima. O despolimento da superfície da pá ativa a superfície, conferindo-lhe rugosidade que permitirá a fixação da pintura. São acoplados

outros componentes (como a tampa de vedação ao interior da pá, geradores de vórtices...). A pá é pintada, nalguns casos com padrões de visibilidade adicional (tiras vermelhas) junto à ponta. Por fim cada pá é pesada individualmente, na posição P3 (com o bordo de fuga voltado para cima). Em função dos dados recolhidos durante a pesagem, são aplicadas porções de massa adicional (calibradores) em zonas estrategicamente desenhadas para o efeito. Situadas a cerca de 7/8 do comprimento da pá (junto à ponta), permitem o ajuste do momento estático da pá. A calibração é realizada para um conjunto de três pás de momento semelhante, alterando-se apenas as duas que possuem o valor mais baixo. A última tarefa consiste na colocação da pá nas estruturas de transporte, e a sua movimentação até ao parque de pás.

1.5.5. Zona de implantação do equipamento e sistema atual

O equipamento alvo de estudo neste documento terá como zona de implantação a primeira posição no edifício de acabamentos: a zona de corte e de reparações fora do processo normalizado (Figura 1.7). Aqui, o ajuste angular da posição da pá (rotação relativamente ao eixo Z) irá proporcionar uma mais-valia de produtividade e um ganho importante em ergonomia de trabalho.

Até então, este ajustamento apenas pode ser realizado por meio do sistema de pontes rolantes instalado em cada edifício. Apesar da grande quantidade disponível destes meios de movimentação (ilustrados na Figura 1.8 e na Figura 1.9), o nível de produção da empresa é tão elevado que é criado um atraso em todo o processo.

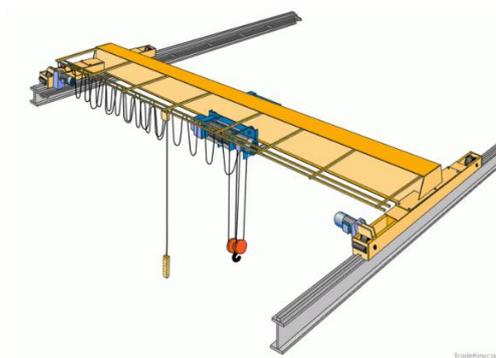


Figura 1.8. Sistema de ponte rolante (Otsego Crane & Hoist Company, 2016)



Figura 1.9. Movimentação de uma pá

A maior disponibilidade de pontes rolantes e a celeridade com que os ajustes seriam realizados aumentariam o volume de produção global. Com a introdução deste sistema, seria atingido ainda um ganho de área no chão de fábrica, permitindo um melhor aproveitamento do mesmo.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Mecânica do Contacto

A mecânica do contacto é a disciplina que analisa a interação entre corpos elásticos, viscoelásticos e plásticos no contacto estático e dinâmico. As teorias para o contacto entre corpos elásticos foram estabelecidas no âmbito da Mecânica dos Meios Contínuos Elásticos em finais do século XIX (1880 e 1895), pelas teorias de Boussinesq e Cerutti, para abordagem a semi-espacos elásticos, e de Heinrich R. Hertz, para contacto normal entre corpos elásticos (Johnson, 1985). Possuem grande aplicabilidade na área da tribologia, e segundo (Jost, 2009) é a ciência e tecnologia da interação de superfícies em movimento relativo.

No âmbito da resistência dos materiais, a determinação de tensões e deformações geradas na região do contacto assume elevada importância, uma vez que é baseado nestas que é realizado o dimensionamento das regiões mais desfavorecidas. Como refere (Seabra, 2003), a mecânica do contacto revê a sua aplicabilidade na análise de semelhantes tensões e deformações nas regiões de contacto entre corpos mecânicos.

A teoria de Hertz aplica-se a corpos elásticos que inicialmente estão em contacto num único ponto ou numa linha e que originam pequenas dimensões quando comparadas com os dois corpos. Em 1882, Hertz solucionou o problema de contacto entre dois corpos elásticos com superfícies curvas sem adesão superficial com base em algumas hipóteses (Johnson, 1985):

- Os corpos em estudo são de revolução, com superfícies contínuas e de raio conhecido;
- Geometricamente, a região do contacto deverá ser reduzida quando comparada com os corpos e de contacto não conforme;
- Não existe atrito entre as superfícies e, portanto, não são transmitidos esforços tangenciais. O esforço aplicado é puramente normal;
- Os materiais que constituem os corpos apresentam um comportamento que segue a Lei de Hooke (isotrópico, homogéneo e linear elástico);

- As deformações geradas são baixas.

No entanto, esta abordagem não prevê o contacto entre corpos revestidos por camadas finas de material diferente do corpo base. Mais ainda, a aplicação a materiais com baixo módulo de elasticidade como elastómeros deverá ser cuidada, dada a propensão a gerar grandes deformações.

Embora Valentin L. Popov tenha abordado brevemente problemas físicos com corpos cilíndricos revestidos por camadas finas em “Contact Mechanics and Friction 2010”, foi ainda em 1985, com “Contact Mechanics” que Kenneth L. Johnson de forma bastante completa abordou e resumiu um método de cálculo para estes casos. Nas situações mais comuns as formulações não são solucionáveis pela teoria de Hertz. Assim, como no caso do contacto entre corpos onde a camada de revestimento tem propriedades disparestes (caso de rolos revestidos por elastómero, usados na indústria e. g. acionadores de tapetes rolantes) apenas uma análise com base no contacto normal não-hertziano será apropriada. Este tipo de contacto verifica-se quando uma ou mais das características apresentadas anteriormente não é aplicável. Nestes casos uma solução analítica não é viável, restando uma abordagem aproximada ou pelo método dos elementos finitos ou por meio do princípio variacional.

Retomando o exemplo anteriormente referido, a variação da espessura da camada de revestimento do corpo tem grande influência na decisão do método a usar. Se a dimensão da espessura (b) for bem superior à dimensão da zona de contacto ($2a$), então a influência da camada no contacto é reduzida, podendo aplicar-se a teoria de Hertz. A espessura da camada torna, nesta situação, as propriedades do corpo de base irrelevantes. Por outro lado, se a espessura (b) for semelhante ou menor que a dimensão de contacto ($2a$) o comportamento na compressão depende ainda do tipo de ligação da camada ao corpo base. Podem enumerar-se 4 tipos de ligação:

- i. O contacto entre a camada e o corpo base ocorre em todos os pontos e o escorregamento ocorre sem restrições friccionais;
- ii. A camada pode encontrar-se ligada integralmente ao corpo de base;
- iii. Existir escorregamento caso a tensão de corte exceda a tensão gerada pelo atrito entre as duas superfícies;

- iv. A camada que outrora se encontrava em contacto com o corpo base, pode deformar-se e perder parcialmente o contacto com o corpo ao ser aplicada uma carga.

A Figura 2.1 ilustra este tipo de contacto entre corpos cilíndricos.

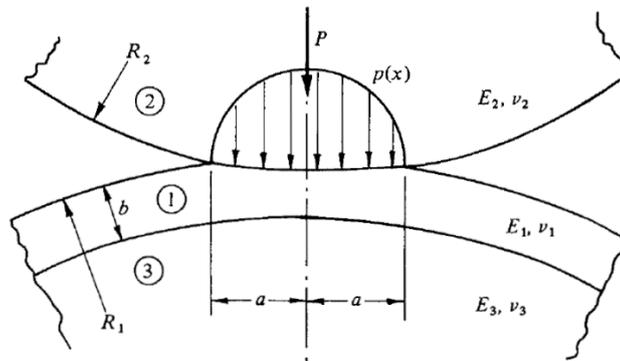


Figura 2.1. Contacto entre um corpo (2) e a camada (1) sobre o corpo de base (3) (Johnson, 1985)

Pode suceder-se que a largura de contacto seja reduzida quando comparada com o raio de curvatura equivalente (R_c) dos corpos, definido pela equação (2.1).

$$R_c = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (2.1)$$

Na situação (ii), pode ignorar-se a curvatura da camada ao analisar a sua deformação, uma vez que as tensões nesta camada serão semelhantes ao caso ilustrado na Figura 2.1. A Figura 2.2 esquematiza o contacto nestas condições.

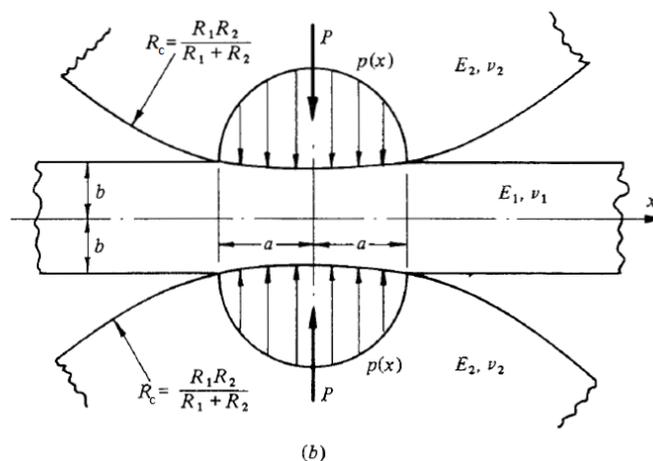


Figura 2.2. Simplificação para $2a \ll R$ (Johnson, 1985)

Com uma distribuição de pressões aplicada de forma simétrica, o deslocamento normal da superfície é dado por:

$$u_z = \frac{4(1 - v_1^2)}{\pi E_1} \int_0^\infty \left(\frac{2 \sinh^2 \gamma b}{2\gamma b + \sinh 2\gamma b} \right) \tilde{p}(\gamma) \frac{\cos \gamma x}{\gamma} d\gamma \quad (2.2)$$

seguindo o método de cálculo descrito por (Sneddon, 1951). No entanto, se a camada estiver integralmente ligada ao corpo de base (ii), o cálculo deverá ser efetuado como descrito em (Bentall e Johnson, 1968), equação (2.3).

$$u_z = \frac{4(1 - v_1^2)}{\pi E_1} \int_0^\infty \left(\frac{\gamma b - \frac{1}{2}(3 - 4\nu) \sinh 2\gamma b}{(\gamma b)^2 + (1 - 2\nu)^2 + (3 - 4\nu) \cosh^2 \gamma b} \right) \tilde{p}(\gamma) \cos \gamma x \frac{d\gamma}{\gamma} \quad (2.3)$$

No caso de deslocamentos tangenciais devido a esforços tracionais $q(x)$, o método de cálculo é semelhante e pode também ser encontrado em (Bentall e Johnson, 1968).

$\tilde{p}(\gamma)$ é a transformada de Fourier de cosseno da função que define a distribuição da pressão, equação (2.4), para situações semelhantes a (i):

$$\tilde{p}(\gamma) = \int_0^\infty p(x) \cos \gamma x dx \quad (2.4)$$

Em casos idênticos ao ponto (ii) o deslocamento provocado é dado pela distribuição de pressões, calculada a partir da equação (2.5):

$$\tilde{p}(\gamma) = \left(\frac{p}{\gamma} \right) \sin(\gamma c) \quad (2.5)$$

onde c é o limite do intervalo do contacto ($-c < x < c$).

Como é observável, tais expressões são de elevada complexidade, bem como todas as associadas. O cálculo analítico das tensões e deslocamentos de contacto em camadas elásticas segue assim dois caminhos distintos.

Numa primeira abordagem, o cálculo do integral é aproximado de forma assintótica (Alblas e Kuipers, 1970; Meijers, 1968). Este método serve tanto os casos em que as camadas são finas ($b \ll a$) como os casos opostos ($b \gg a$).

Noutra hipótese a função distribuição de pressão $p(x)$ é discretizada por elementos de largura $2c$. Se os elementos forem de pressão uniforme, esta surge pela equação (2.5). (Conway e Engel, 1969; Conway et al., 1966), se forem triangulares sobrepostos a equação assume diferente composição (Bentall e Johnson, 1968).

2.2. Comportamento de materiais hiperelásticos

As teorias para materiais elásticos sujeitos a elevadas deformações tiveram grandes progressos desde a sua definição ca. 1940. Diversos estudos teóricos contribuíram vivamente para a compreensão do comportamento de materiais semelhantes aos elastómeros (borrachas e borrachas sintéticas) (Carroll e Hayes, 1996). Materiais hiperelásticos apresentam elevadas deformações mesmo para baixos carregamentos, tal como mostra a Figura 2.3.

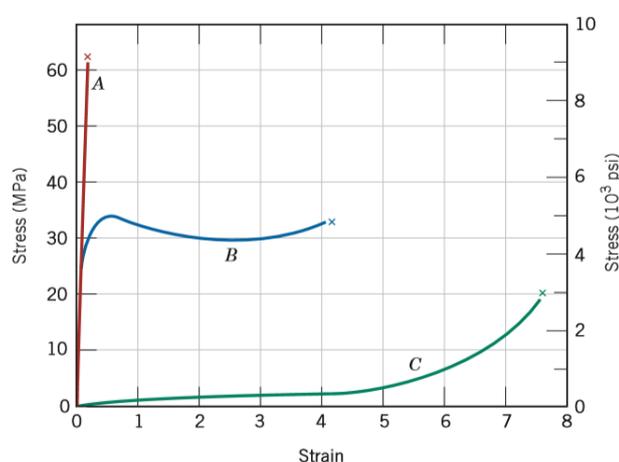


Figura 2.3. Comportamentos típicos de polímeros: frágeis (A), plásticos (B) e hiperelásticos (C) (Callister e Rethwisch, 2010)

Leis constitutivas quantificam as grandezas da ação e da deformação (tensões e deformações, respetivamente). A forma como se relacionam estas grandezas depende do comportamento do material. Podem agrupar-se como sendo revistos em Elasticidade, Plasticidade, Viscoelasticidade e Visco-plasticidade. Existem ainda as hiperelásticas, e são usadas quando os materiais exibem respostas elásticas ao serem submetidos a elevadas deformações, mas retornando quase na totalidade ao seu estado inicial de deformação. Têm em consideração tanto o comportamento não-linear do material como as grandes variações geométricas.

O modelo matemático para a elasticidade de materiais nestas condições é inevitavelmente não-linear, e as dificuldades encontradas pela teoria são consideráveis (Carroll e Hayes, 1996). As principais aplicações da teoria passam por formular modelos para comportamentos tipo elastómero e tipo esponja/espuma (com grandes deformações e alterações de geometria reversíveis) de um material polimérico.

De entre diversas abordagens para a reprodução teórica do comportamento de materiais hiperelásticos existe o modelo de Mooney-Rivlin. A Tabela 2.1 mostra as gamas de aplicabilidade de alguns dos modelos para estes materiais.

Tabela 2.1. Aplicabilidade de modelos para materiais hiperelásticos (Bhashyam, 2002)

Modelo de material	Gama de aplicabilidade
Neo-hookeano	<30%
Mooney-Rivlin	Até 200%
Polinomial	Até 300%
Arruda Boyce	<300%
Ogden	<700%

Este modelo é normalmente aplicado a situações de moderada deformação não-linear de materiais incompressíveis, como elastómeros com elevado coeficiente de Poisson, ν .

Como base, possui os seguintes pressupostos:

- i. Material incompressível ($\nu \approx 0.5$) e isotrópico na ausência de deformação;
- ii. No corte puro, a Lei de Hooke é respeitada.

Como se pode comprovar, o primeiro pressuposto é de fácil relação com a realidade. Quanto à lei de Hooke, esta descreve aceitavelmente a resposta em corte puro, mas apenas para deformações de magnitude média (Treloar, 1975).

Este modelo (Mooney-Rivlin) é uma tentativa de aproximação à curva de comportamento deste tipo de materiais, por meio de duas constantes características C_1 e C_2 . Os seus valores numéricos podem ser introduzidos em programas de computador de cálculo por elementos finitos, caracterizando o material dos modelos 3D e a sua resposta face às solicitações impostas.

Consultando (Feng e Hallquist, 2012), pode descrever-se o modelo de Mooney-Rivlin para materiais hiperelásticos pela seguinte equação constitutiva:

$$\begin{aligned}
 W &= C_1(Q_1 - 3) + C_2(Q_2 - 3) \\
 W &= C_1[(Q_1 - 3) + \alpha(Q_2 - 3)]
 \end{aligned}
 \tag{2.6}$$

Onde C_1 e C_2 são as constantes características do material acima referidas, determinadas pela via experimental e $\alpha = C_2/C_1$. A constante C_1 é encontrada por meio de ensaios com solicitações uniaxiais de tração ou compressão, no entanto, C_2 é conseguida

apenas recorrendo a testes biaxiais. Geralmente, consistem na insuflação de membranas circulares do material alvo. As componentes Q_1 e Q_2 da equação consistem no primeiro e segundo invariantes, respetivamente, da componente uni-modular do tensor esquerdo de deformação de Cauchy-Green.

A tensão uniaxial (tração ou compressão), é determinada pela seguinte equação:

$$\sigma = 2C_1 \left(\lambda - \frac{1}{\lambda^2} \right) \left(1 + \frac{\alpha}{\lambda} \right) \quad (2.7)$$

A variável λ assume aqui o valor de $\varepsilon + 1$, onde ε é a deformação relativa.

2.3. Especificações de transmissões sem-fim

A norma inglesa *British Standard (BS) 721* permite o dimensionamento e a recolha de especificações de transmissões redutoras e multiplicadoras por parafuso sem-fim e roda de coroa. Dividida em duas partes, consistindo a primeira numa abordagem pelo sistema imperial (unidades inglesas) e a segunda pelo sistema métrico.

A consulta deste documento normativo permite determinar parâmetros adicionais mesmo em casos em que os dados são escassos à partida. Essencialmente esta norma permite determinar a potência transmissível, a eficiência e verificar a reversibilidade da transmissão.

2.4. Análise estrutural pelo método dos elementos finitos

O método dos elementos finitos foi desenvolvido nos anos 50 e é um método de análise numérica de aplicação geral para problemas que envolvem dificuldades físicas, geométricas e/ou de fronteira. Numa análise por elementos finitos, um domínio global é abordado como um conjunto de subdomínios, cada um descrito pelas suas particulares equações e aproximado por qualquer um dos tradicionais métodos variacionais. Este facto deve-se à relativa facilidade com que se aborda um conjunto de equações mais simples face a uma única equação global.

Como será dedutível, cada porção individual deverá enquadrar-se com a fronteira que possui forma quase exata nos seus pontos extremos, mas aproximada nos restantes pontos.

Desde as primeiras tentativas nos anos 70 em utilizar microprocessadores para acelerar este cálculo, a evolução foi bastante significativa, conseguindo-se nos dias de hoje realizar computações de modelos de elevada complexidade.

Como critério de cedência para as tensões nas estruturas, usou-se o critério de falha de *von Mises*. Este critério baseia-se na teoria da máxima energia de deformação e permite calcular quando ocorre a falha por cedência. A falha ocorre quando a energia e a deformação total por unidade de volume igualam ou ultrapassam a energia de deformação no volume correspondente do ensaio de resistência à tração/compressão. Permite a definição de um valor uniaxial equivalente para um estado triaxial de tensões definido por $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, equação (2.8):

$$\sigma_v = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} \quad (2.8)$$

Assim, a tensão equivalente aplicada deverá cumprir a condição da equação(2.9):

$$\sigma_v \leq \sigma_c \quad (2.9)$$

O coeficiente de segurança é definido pela equação (2.10):

$$FOS = \sigma_c / \sigma_v \quad (2.10)$$

2.5. Atrito de rolamento

Também denominado de resistência ao rolamento, ocorre em casos onde o movimento de rolamento sob uma superfície, de um dado corpo deformável, produz uma força não conservativa que se opõe ao movimento. Essencialmente este efeito é causado por comportamentos não-elásticos de um dos materiais envolvidos. Clarificando, a energia recuperada após o alívio da pressão não é suficiente para vencer a deformação e manter o movimento do corpo. Pode acontecer de duas maneiras semelhantes: ou por histerese (tendência do material em manter as propriedades/deformações mesmo após o alívio das solicitações) do corpo não-elástico (Figura 2.4) ou deformação plástica do outro corpo.

Resumindo, o atrito de rolamento surge com:

- i. Atrito ou escorregamento entre os dois corpos;
- ii. Perdas por histerese devido a aplicações cíclicas.

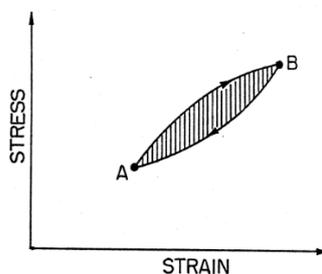


Figura 2.4. Comportamentos de material em histerese. (Clack e Dodge, R, 1979)

Na rotação de um corpo cilíndrico quando apoiado em dois corpos de semelhante geometria, mas de menor tamanho, o atrito de rolamento principalmente devido ao descentramento, d , da reação normal do carregamento como ilustra a Figura 2.5:

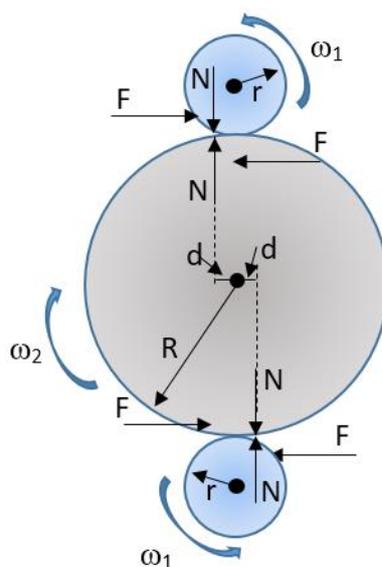


Figura 2.5. Modelo para determinação do descentramento da reação normal

Com um binário motriz B_m aplicado aos cilindros modelo de raio r , deformáveis, durante o rolamento a reação normal no contacto sofre um desvio da linha média. Este efeito é de magnitude proporcional ao valor do coeficiente de atrito de rolamento u .

Tendo por base as equações da velocidade na periferia do rolo (2.11), da aceleração angular (2.12), da 2ª lei de Newton aplicada à rotação (2.13) e o diagrama da Figura 2.5, pode definir-se um sistema de equações que permitirá a determinação do descentramento d .

$$v = \omega * r \quad (2.121)$$

$$s = \alpha * r \Leftrightarrow \alpha = s/r \quad (2.112)$$

$$B = I * \alpha \quad (2.13)$$

A aceleração assume, pelo sistema (2.14):

$$\begin{cases} B_2 = I_2 \alpha_2 \\ B_1 = I_1 \alpha_1 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} s_2 = \frac{B_2 * R}{I_2} \\ s_1 = \frac{B_1 * r}{I_1} \end{cases} \quad (2.13)$$

Admitindo que não existe escorregamento no contacto entre os corpos, a velocidade de rotação do rolo na periferia, v_1 , é semelhante à velocidade de rotação da pá também na periferia, v_2 . Por sua vez, também as suas acelerações, s , serão iguais (2.15).

$$\frac{B_2 * R}{I_2} = \frac{B_1 * r}{I_1} \quad (2.14)$$

Pela análise do diagrama da Figura 2.5 é possível definir B_1 e B_2 :

$$B_1 = -N * d + F * r \quad (2.15)$$

$$B_2 = (N * d + F * r) * 2 \quad (2.16)$$

Para a obtenção do sistema final é suficiente igualar as equações (2.16) e (2.17), sendo que a segunda equação será uma das duas seguintes:

$$s_2 = v/t = \frac{B_2 * R}{I_2} \quad (2.17)$$

$$s_1 = v/t = \frac{B_1 * f}{I_1} \quad (2.18)$$

Com o sistema (2.20) surgem como incógnitas o descentramento, d , e a força tangencial de interação entre os dois corpos, F .

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{2 * N * d * R + 2 * F * R^2}{I_2} = \frac{-N * d * r + F * r^2}{I_1} \\ \frac{v}{t} = \frac{B_1 r}{I_1} \end{array} \right. \quad (2.19)$$

Posto isto, o coeficiente de atrito no rolamento é dado pela relação de momentos abaixo ilustrada, equação (2.21).

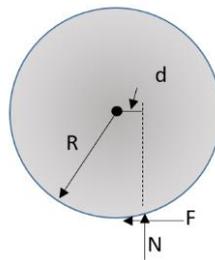


Figura 2.6. Diagrama de corpo livre da pá

O binário de atrito no rolo pode assim ser determinado a partir da equação (2.23).

$$B_a = N * d \quad (2.20)$$

O Momento de inércia de um cone de raio R na base é dado por:

$$I = \frac{3}{10} * m * (R)^2 \quad (2.21)$$

No caso de um conjunto de motor AC em conjunto outros elementos por ele acionados:

$$I_1 = \sum_{i=1}^n I_i * \left(\frac{\omega_i}{\omega_n} \right)^2 \quad (2.22)$$

O binário necessário para rodar o corpo 2 no caso de os corpos 1 serem os elementos motrizes é dado pela equação (2.24).

$$B_t = B_g * \frac{r}{R} \quad (2.23)$$

2.6. Coeficiente de estabilidade de um cilindro bi-apoiado

Com o objetivo de qualificar o grau de estabilidade de diversas montagens, é comum definir-se um coeficiente de estabilidade c_e para a aplicação em análise.

O problema de um corpo cilindro de grandes dimensões quando comparado com os dois corpos cilíndricos de suporte pode ser esquematizado segundo a Figura 2.7:

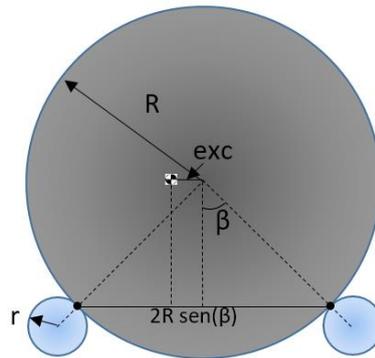


Figura 2.7. Diagrama do contacto entre três corpos cilíndricos

$$c_e = \left(\frac{2R * \text{sen } \beta}{2 * exc} - 1 \right) * 100 \text{ [%]} \quad (2.24)$$

Com a equação acima define-se o grau de estabilidade, em percentagem, para a configuração em estudo.

3. EQUIPAMENTO

3.1. Equipamentos similares

Existem, à data, equipamentos que permitem a rotação e a translação de pás ao nível do solo. Estes sistemas são inspirados nos utilizados no processo de fabrico dos elementos que constituem as torres para turbinas eólicas (Figura 3.1). Possuindo uma geometria regular cilíndrica a rotação destes é conseguida sem a necessidade de variação da posição dos elementos de apoio do equipamento.



Figura 3.1. Viradores no processo de fabrico de torres eólicas (Williams, 2011)

Não existindo irregularidades geométricas, o apoio da pá pode ser feito por meio de roletes de posição fixa (Figura 3.2). Poderá, no entanto, existir ajuste de afastamento, para que a conformidade no apoio seja garantida ao operar com secções de menor dimensão (as secções são de diâmetro progressivamente menor no sentido do topo da torre de suporte).

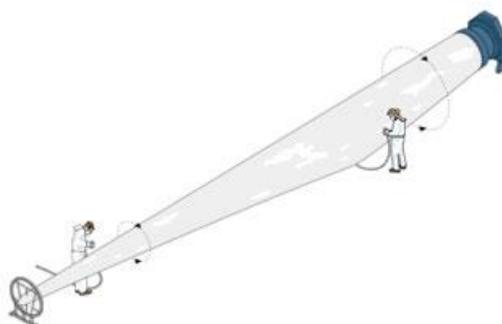


Figura 3.2. Rotação de pás num único eixo (Gamesa, 2010)

No caso da rotação de pás, a sua forma irregular exige a existência de um equipamento que permita não só contornar a sua irregularidade geométrica, como a adaptação às oscilações em vários eixos. Esta variação assume elevada relevância quando se trata de movimentar, ou mais concretamente, rodar pás que possuam pré-curvatura (à saída do molde).

A intensificação da deflexão ocorre quando a posição sobre os apoios provoca uma flecha semelhante ao perfil original de saída do molde. Como tal, é comum que as soluções destes sistemas passem pelo apoio em estruturas que permitam a adaptação à variação de deformação da pá. Existem diversas soluções já adotadas e em funcionamento.

Serão aqui descritos alguns dos sistemas existentes.

3.1.1. Bushman Equipment

A Bushman Equipment, Inc, sediada em *Wisconsin* nos Estados Unidos da América, apresenta uma solução bastante semelhante ao sistema aqui alvo de estudo (Figura 3.3). A empresa é especializada em desenho e desenvolvimento de equipamentos pesados de manuseamento de material das mais variadas geometrias.



Figura 3.3. Equipamentos Bushman (Bushman Equipment Inc, 2014)

Com uma geometria que limita em todos os eixos os rolos de apoio, é intuitivo concluir que este equipamento apenas está apto a movimentar pás que possuam uma geometria mais retilínea. É possível verificar que o sistema motor será o da extremidade do acoplamento, visto que não existe (aparentemente) nenhum acionamento no apoio da ponta da pá.

O equipamento é montado sobre rodas, o que permite uma deslocação individual, bem como (provavelmente) da pá. Quanto ao sistema de travamento do movimento, nada é possível concluir, não existindo informação disponível e não sendo possível observar nenhum sistema que permita bloquear o movimento de rotação em dada posição. Segundo informação no site do fabricante, o sistema permite:

- Rotação de 360 [°] motorizada, para acabamentos finais ou inspeção;
- Os suportes podem ser fixados ao solo ou montados sobre rodas para movimentar pás;
- A fixação da pá é efetuada por meio de placas que se adaptam a qualquer geometria da pá sem causar danos

Embora seja indicado pelo fabricante que é possível rodar a pá 360 [°], sabe-se que estruturalmente uma pá não tem a resistência mecânica necessária para que esta operação seja realizada em conformidade.

3.1.2. Gamesa Eólica

A Gamesa Eólica surge em 1994 como subsidiária da Gamesa Corporación Tecnológica, S.A. situada em Vizcaya, Espanha. É atualmente uma das companhias produtoras de pás (e restantes componentes) para turbinas eólicas de instalação terrestre e marítima (The Wind Power, 2016).

A entidade fabricante do sistema aqui analisado é a Eyher, S.L., sediada em Gipuzkoa, Espanha. Esta solução (Figura 3.4) opta por não incluir apoios de rolo para o acoplamento, mas sim um anel que aparenta ser acionado por meio de uma coroa dentada.



Figura 3.4. Solução utilizada pela Gamesa (Heredia, 2014)

Aparentemente, a rotação da pá pode atingir os 360 [°], completando uma revolução total. O anel é fixado aos incertos do acoplamento por meio de pernos, embora não fazendo uso de todos os pernos disponíveis.

Observa-se também que este se encontra fixado ao chão. A montagem de elementos de movimentação pode não se justificar por vários motivos (como fluxo produtivo, configuração do chão de fábrica, entre outros).

3.1.3. Vestas

Um outro sistema, é utilizado pela Vestas Wind Systems A/S. Empresa líder do mercado global da energia eólica, sediada na Dinamarca, entrou no mercado de turbinas eólicas em 1978-1979. Produz também equipamentos de instalação terrestre e marítima, à semelhança da entidade anteriormente indicada (Vestas Wind Systems A/S, 2016). O fabricante do equipamento é, no entanto, desconhecido.

Como mostra a Figura 3.5, o sistema em utilização tem um conceito bem diferente dos anteriormente descritos.

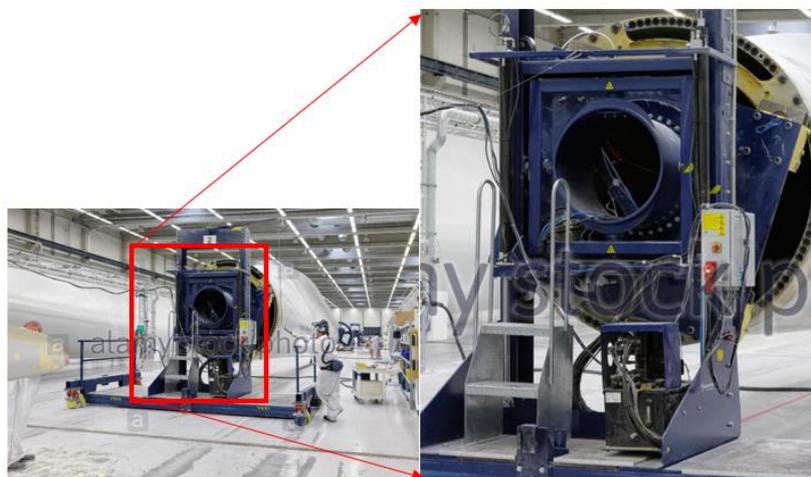


Figura 3.5. Equipamento Vestas (Heinrich, 2014)

A fixação da pá, embora seja conseguida através da fixação aos pernos do acoplamento, faz a ligação a um sistema de rotação que aparenta assentar numa união rotativa. Para além de permitir uma rotação de (aparentemente) 360 [°], a compensação para qualquer variação do movimento da pá é conseguida pela união de *Cardan* (ou união universal). A rotação da pá fica assim com outros dois graus de liberdade: um novo eixo vertical e outro horizontal. Com a observação detalhada das imagens recolhidas, é possível

verificar a existência de guias (com apoio em rodízios), o que sugere que a variação em altura é uma possibilidade.

Não é possível averiguar qual o tipo de acionamento que motoriza a rotação do conjunto, mas dado a aparente construção do apoio da ponta da pá (que aparenta ser “louco”) este deverá ser realizado pelo apoio oposto.

3.1.4. PowerBlades

À data, existem duas empresas que produzem a totalidade das pás que equipam as turbinas eólicas do grupo Senvion: a Ria Blades, S.A e a PowerBlades Industries Inc. Esta última, situa-se na zona portuária de Bremerhaven, na Alemanha, junto à sede do grupo. O fabrico de pás de instalação terrestre, foi progressivamente deslocado para a atual Ria Blades, ficando apenas a gama de projetos marítimos com produção em Bremerhaven.

Esta empresa possui também um sistema de rotação de pás ao nível do solo (Figura 3.6), o qual, inclui na sua estrutura 4 rolos de apoio para o acoplamento e um sistema de fita (semelhante ao sistema atualmente usado na empresa em colaboração) para o apoio da ponta da pá. A estrutura de apoio da ponta poderá ser móvel, enquanto que a oposta é fixada ao solo.

Este equipamento é fabricado pela WFT GmbH & Co. KG, empresa que realiza projetos mecânicos para aplicações especiais, com sede em Sulzbach-Rosenberg, na Alemanha.

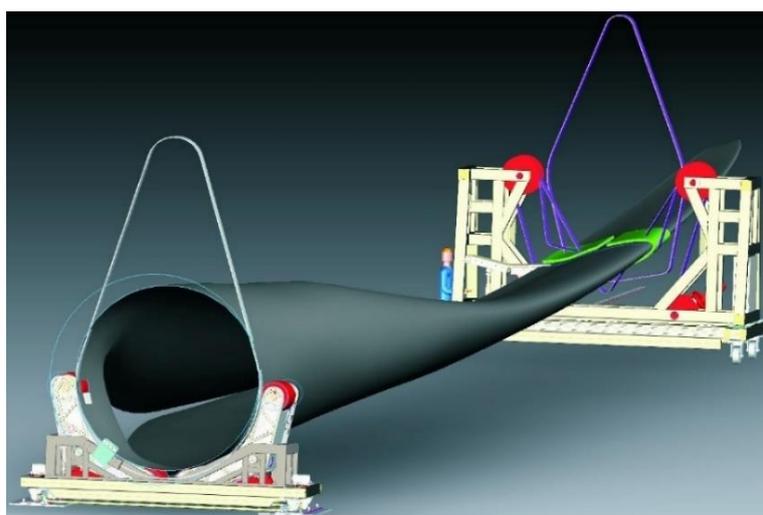


Figura 3.6.Solução criada pela WFT GmbH & Co. KG (WFT, 2016)

O desenho do apoio do acoplamento é constituído por três estruturas principais: o quadro inferior, que serve de apoio a toda a estrutura, uma estrutura intermédia que liga os rolos ao quadro inferior e dos apoios em forma de “V” que suportam os rolos que contactam com a superfície da pá. O quadro inferior permite uma variação de posição num eixo vertical, e assim compensar desvios que possam ocorrer ao rodar a pá. A estrutura intermédia possui também a capacidade de alterar a sua posição, neste caso, a inclinação em relação ao solo. Permite isto que a estrutura possua um grau de liberdade num eixo horizontal, e que qualquer deformação da pá devido ao seu peso seja compensada, mantendo um contacto uniforme entre a pá e a superfície dos rolos. Os apoios desses mesmos rolos possuem também um pivô, assim, é possível a alteração da sua posição de modo a que a concordância com o diâmetro da pá seja bastante próxima da ideal para diferentes modelos. A distribuição da carga (peso) por cada rolo independente resulta numa repartição uniforme por cada um dos quatro (sistema que é utilizado também no processo de produção das torres, onde a secção dos segmentos anelares é progressivamente menor como no disponível em (Motofil, 2016)) e portanto num igual coeficiente de atrito entre si.

3.1.5. LM Wind Power

Uma outra empresa, a LM Wind Power, que foi em 2014 a maior produtora independente de pás para este ramo da indústria (LM Wind Power, 2015). Segundo informação disponível no site da empresa, é de origem dinamarquesa e entrou no mercado para produção de pás para turbinas eólicas em 1978.

Utiliza um sistema com apoio em dois pares de rolos, num total de quatro tal como o sistema anterior (Figura 3.7). É possível verificar que permite a movimentação do equipamento juntamente com a pá, e que possui os mesmos graus de liberdade adicionais (horizontal e vertical).

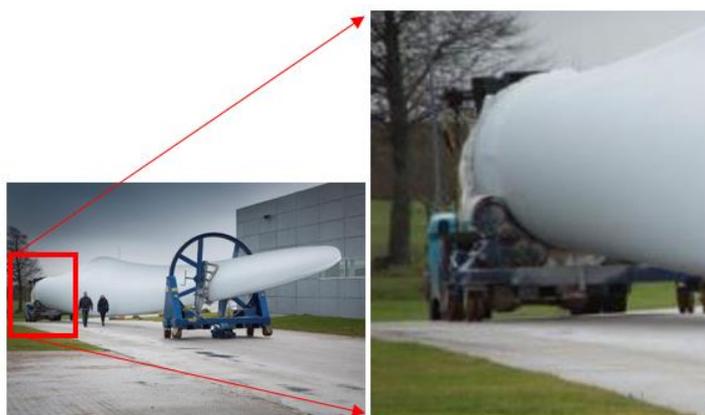


Figura 3.7. Equipamento da LM Wind Power (Merlinco, 2014)

O sistema consegue a introdução de dois graus de liberdade com estruturas intermédias (entre o quadro principal e os rolos) de dimensões mais compactas. Além disso, os dois pivôs diferem dos anteriores: um é de eixo horizontal e outro inclinado. A utilização de pares de rolos, à semelhança do sistema utilizado na PowerBlades permite uma repartição uniforme do peso por cada rolo de apoio. Não é possível saber se existe algum sistema que efetue o travamento da rotação da pá, nem do tipo de mecanismo que motoriza os rolos.

3.1.6. Considerações adicionais

A FMS Ingenieurbüro GmbH possui um sistema estruturalmente mais complexo, mesmo na montagem da pá (Figura 3.8). O seu princípio de funcionamento é em tudo semelhante aos sistemas analisados anteriormente.



Figura 3.8. Projeto da FMS Ingenieurbüro (FMS Ingenieurbüro GmbH, 2012)

Outros equipamentos foram encontrados durante a pesquisa realizada, muitos deles em operação no mercado asiático. Uma análise destes sistemas seria redundante,

visto que muitos deles seguem princípios de funcionamento bastante semelhantes a alguns dos apresentados ou com pequenas variações estruturais.

3.2. Caso de estudo

Como foi já referido em 1.1, a empresa com a qual se realiza a colaboração possui equipamentos que pretende recondicionar e introduzir no fluxo produtivo. Estes equipamentos foram fabricados por uma empresa não identificada, na Índia. A Figura 3.9 ilustra o processo de recondicionamento.



Figura 3.9. Recondicionamento do equipamento motriz

A empresa dispõe de 6 conjuntos completos, constituídos cada um pelo apoio para o acoplamento e pelo apoio da ponta da pá.

Os conjuntos redutores foram mantidos, mas foi impossível identificar o modelo específico e/ou fabricante. Apesar de existirem diversos equipamentos, nenhum permitiu averiguar corretamente os dados do conjunto. A estrutura foi pintada, a superfície dos rolos vulcanizada com uma nova camada de elastómero, os motores AC substituídos por modelos de características equivalentes e instalado um quadro elétrico com os comandos básicos e um sinalizador luminoso semelhante aos restantes equipamentos instalados no chão de fábrica (Figura 3.10). Foi impossível obter, da parte da empresa que levou a cabo o recondicionamento, dados sobre as características do elastómero aplicada, sabendo-se apenas que se trata de uma borracha de Nitrilo-Butadieno com carbono adicionado.



Figura 3.10. Apoio para a ponta da pá e vista oposta do apoio motriz

O sistema consiste num apoio em 2 rolos com ajuste em altura/afastamento, e um apoio em luneta, de anel e suporte. Os rolos de apoio não possuem qualquer forma adicional de variação da sua posição. A aplicação de rodas para movimentação é uma possibilidade, uma vez que as estruturas possuem fixações apropriadas para o efeito.

3.2.1. Exigências da aplicação

Resumindo, o equipamento deverá satisfazer os seguintes pontos:

- As alterações estruturais projetadas deverão garantir a resistência mecânica adequada às solicitações
- O equipamento não deverá provocar danos estruturais na pá, nem induzir esforços excessivos;
- Efetuar as operações de rotação dos modelos RE40 e RE45.2;
- Terão de permitir a rotação de 180 [°] desde a posição P1, passando por P3, até P2;
- Avaliar a aptidão da camada de elastómero em condições de serviço;
- A superfície da pá não estará coberta por tinta, mas sim em resina epóxi e pequenas quantidades de pó de fibra-de-vidro.

3.3. Ensaio experimentais

No sentido de avaliar o desempenho do equipamento atual, procedeu-se à realização de um ensaio experimental. Com ele, as características menos aptas do equipamento face à tarefa que irá desempenhar poderiam ser evidenciadas e comprovadas.

O ensaio foi realizado com todos os elementos do conjunto: um suporte para o acoplamento e um suporte para a ponta da pá juntamente com o anel de fixação respetivo. Como medida de segurança, o par de pontes rolantes que serviu à colocação da pá nos apoios do equipamento, foi mantido em posição, apenas aliviado permitindo rotação livre da pá. Este teste contou com a utilização de uma pá do modelo RE40. Como se pode observar na Figura 3.11, a pá tem a sua superfície externa já pintada. Apesar de esta situação não retratar fielmente o modo de operação do equipamento (pá sem pintura externa). Neste sentido, o funcionamento não-conforme do equipamento não coloca em causa a qualidade de um produto que se destine a comercialização e instalação.

Ao tentar colocar a pá nos rolos de suporte observou-se um afastamento entre as superfícies de contacto. Como se pode observar na Figura 3.11, o contacto ocorre numa área bastante reduzida, o que provocou uma danificação significativa da camada de elastómero. A deflexão que a estrutura da pá sofre quando bi-apoiada mostrou exigir uma adaptação posicional dos rolos.



Figura 3.11. Não conformidade no apoio pá/rolo

Posto isto, como seria de esperar, ocorre um desvio na trajetória do rolo por não existir paralelismo entre o plano da seção do rolo e o plano do acoplamento da pá (Figura 3.12).



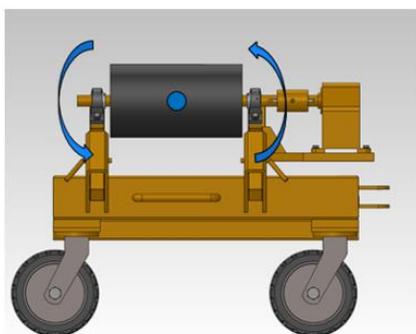
Figura 3.12.Estado da camada após ensaio

Ao nível da motorização, o binário disponível mostrou ser suficiente para o modelo de menores dimensões.

Com os dados recolhidos, é possível verificar que terão de ser introduzidos graus de liberdade adicionais ao sistema de posicionamento dos rolos de apoio. Afirmção que é concordante também com a informação recolhida sobre equipamentos semelhantes.

Os eixos adicionais que permitirão garantir os graus de liberdade exigidos resumem-se a: um eixo horizontal e um eixo vertical, representados na Figura 3.13, num modelo 3D do equipamento, criado no programa *SolidWorks*.

• **Eixo Horizontal**



• **Eixo Vertical**

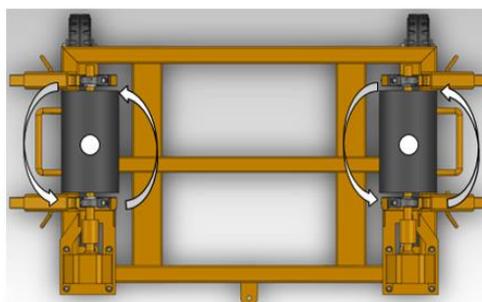


Figura 3.13.Eixos adicionais em modelo 3D

O eixo horizontal permitirá compensar a variação da posição da pá provocada pela sua deflexão estática, enquanto eixo vertical permitirá o ajuste do desvio longitudinal.

3.4. Rolamento giratório

Conhecidas as exigências estruturais do equipamento para a tarefa específica que irá desempenhar, surge a hipótese de desenvolver uma solução que seja não só diferenciável, mas também inovadora face às já implementadas no mercado.

Na descrição realizada em 1.3.2 foram indicados os componentes principais de uma turbina eólica de uma forma simplificada e com o objetivo de contextualizar o objeto de estudo. De forma adicional, referiu-se a importância do sistema de regulação do ângulo de ataque da pá. Este sistema, à semelhança do sistema mecânico de posicionamento do rotor em função da direção do vento, faz uso de junção por Rolamento Combinado Axial-Radial (giratório). Como descrito em (Rolpedra, 2013), um rolamento giratório é um componente de precisão para integração em aplicações que preveem a transmissão de cargas combinadas, i. e., axiais e radiais simultaneamente.

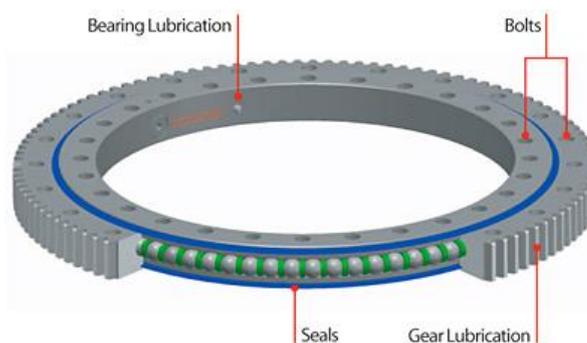


Figura 3.14.Componentes rolamento giratório (Kaydon Corp., 2016)

Aptos a operar em condições de carregamento bilateral e inclusive com esforços de momento físico, são adequados para mancais de precisão, seja: mesas giratórias, cabeças de fresa, tensionadores, entre outros. A Figura 3.14 ilustra a possibilidade de incluírem um vedante bilateral e permitem lubrificação posterior. A vedação dos elementos internos é de extrema importância para a aplicação aqui abordada, visto que o local de instalação conta com um elevado nível de poeiras. Preveem fixação por meio de pernos ao corpo do rolamento, e nalguns casos são pré-tensionados estruturalmente.

A sua construção pode integrar elementos de rolamento de esferas, rolos, ou até uma combinação de ambos (para aplicações que assim exijam). Poderão conter diversas pistas, e orientações dos elementos internos (no caso dos rolos, que poderão ser colocados de forma diagonal de orientação uniforme ou alternada).

4. AVALIAÇÃO DAS CAPACIDADES E LIMITAÇÕES DO EQUIPAMENTO

4.1. Contexto

A avaliação das capacidades do equipamento surge no sentido de responder à questão da aptidão básica do equipamento à função requerida. Deverá avaliar-se a aptidão do elastómero em resistir aos esforços aplicados, a adequada posição (afastamento) dos rolos, no sentido de garantir a estabilidade da estrutura em funcionamento e a capacidade de rotação do equipamento. A avaliação da capacidade da estrutura em suportar as cargas nela aplicadas será verificada juntamente com o dimensionamento das restantes estruturas. Existe, no entanto, alguma dúvida quanto ao material que a constitui. Por outro lado, uma vez que este equipamento já operou com pás de comprimento de 46 metros (superiores às maiores pás a serem movimentadas neste caso), a sua análise fica salvaguardada de possível erro.

4.2. Vida expectável do elastómero e avaliação do afastamento dos rolos

No sentido de avaliar a aptidão da camada de elastómero que reveste os rolos de apoio em resistir eficazmente aos esforços produzidos no contacto, determinaram-se estes esforços e as deformações produzidas. Estes dados permitem retirar conclusões sobre a vida esperada para este componente específico.

4.2.1. Determinação do peso da pá para projeto

Para que seja possível dimensionar qualquer alteração ao sistema, a solicitação principal deverá ser conhecida. Aqui, o peso da maior pá a ser movimentada com este sistema representa o cenário mais desfavorável para a estrutura, e, portanto, aquele que servirá de base ao dimensionamento. Tratando-se de um sistema de apoio para o acoplamento da pá, deverá ser o peso desta parte o foco da atenção.

Com base em dados referentes às pesagens efetuadas pela empresa para calibração dos conjuntos (como referido em 1.5.4), foram registados, para criação de uma amostra, 30 pesagens individuais de pás.

Apesar disto, não foi usado o valor mais alto encontrado, mas sim o valor que ocorre com maior frequência abaixo do máximo Apêndice A.

O valor selecionado foi 5166 [kg], e permite uma fiabilidade de cálculo a 90 [%], evitando um sobredimensionamento adicional do equipamento.

4.2.2. Cálculo da projeção horizontal do peso da pá

No sentido de definir o compromisso entre a estabilidade da pá e o afastamento dos rolos, foi calculada a influência da projeção horizontal do peso da pá, ilustrada na Figura 4.1. Pressupondo uma igual repartição de carga pelos rolos de apoio e para o peso referido no ponto anterior no corpo de texto, obtém-se um peso por rolo de 25339 [N].

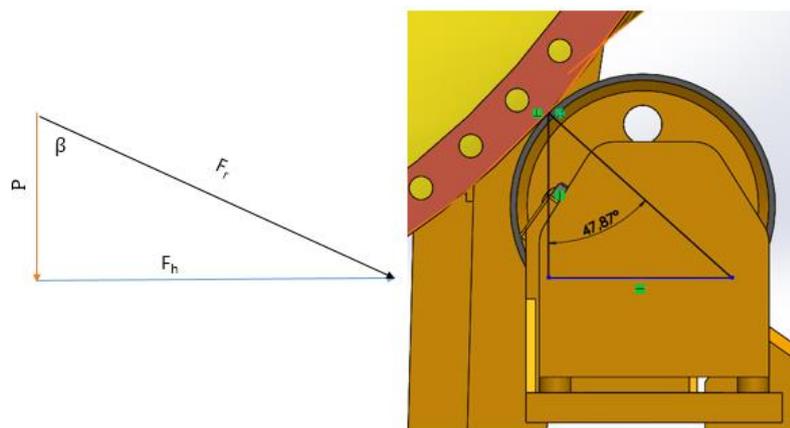


Figura 4.1. Diagrama do triângulo de forças gerado pelo apoio nos rolos

A distância inicial dos rolos situava-se nos 1865 [mm], e correspondia a uma inclinação da reação normal no contacto pá/rolo com a vertical de 47,87 [°].

A tabela no Apêndice B mostra o processo de cálculo adotado, e no Apêndice C os gráficos obtidos.

É confirmada a expectativa de que quanto maior o afastamento dos rolos, maior o coeficiente de estabilidade, bem como a componente horizontal do peso. Atendendo ao valor elevado de 286 [%] para o coeficiente de estabilidade (calculado através da equação (2.25) no Apêndice B) optou-se por manter o afastamento inalterado.

Nestas condições, a força resultante nos rolos tem a magnitude de 37773 [N].

4.2.3. Análise do contacto rolo/pá

Dada a complexidade dos métodos analíticos que definem o contacto entre corpos nas condições aqui definidas, optou-se por realizar os cálculos das tensões no contacto, bem como das deformações geradas, pela via numérica.

O trabalho de (Feng e Hallquist, 2012) referido em 2.2, define para um elastómero comum as suas duas constantes C_1 e C_2 :

- $C_1 = 0,4964$ [MPa];
- $C_2 = 0,0521$ [MPa];
- $\alpha = 0,105$;

Assumindo que estas constantes reproduzem o comportamento do material em estudo, obtém-se o gráfico da Figura 4.2 por meio da equação (2.7).

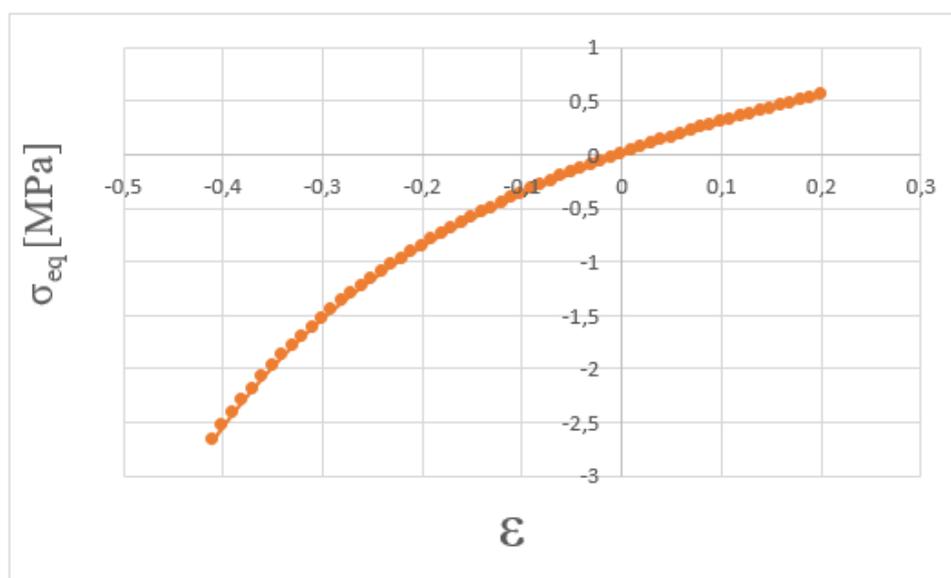


Figura 4.2. Curva do comportamento do elastómero

Com recurso ao programa de modelação 3D e cálculo por elementos finitos *Solidworks*, foram modelados uma porção de secção da pá e de um dos rolos de apoio. Este estudo numérico produzirá resultados que vão permitir a comparação com a resposta descrita no gráfico da Figura 4.2. Embora o tipo de comportamento do material exigisse um estudo não-linear elástico com carregamento estático (devido ao tipo de comportamento do material, e ao modo de aplicação das cargas) um estudo linear elástico foi o modelo adotado. O programa permite a análise deste tipo de problemas, mas após

sucessivas tentativas de configuração, não foi possível obter resultados que reproduzissem a resposta expectável do material às solicitações deste caso.

Os rolos do equipamento possuem 336 [mm] de diâmetro interno, com uma camada de elastómero de 8 [mm], e um comprimento total de 600 [mm]. Tendo como referência a pá de maiores dimensões (RE45.2) que possui 2190 [mm] de diâmetro externo e como peso de projeto 5166 [kg]. O comprimento do modelo foi definido para 10 [mm], portanto a força equivalente aplicada no modelo deverá ser de 628 [N].

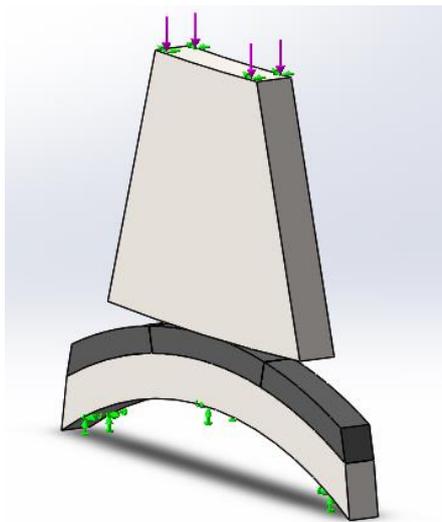


Figura 4.3. Modelo 3D para cálculo das tensões e deformações no contacto

O material definido no modelo representante da pá foi um comum aço ao carbono de módulo igual a 200 [GPa], que embora não se compare fisicamente à construção da estrutura da pá, tem reduzida influência na análise do comportamento do elastómero, dada a rigidez ser consideravelmente superior à do elastómero. Para a camada que reveste os rolos, foi consultada a base de dados do *CES Edupack*, uma vez que, como referido em 3.2, não foi possível ao fabricante reunir as informações necessárias. O programa reúne informações de diversas propriedades de uma vasta gama de materiais. Assim, para um elastómero de Nitrilo-Butadieno (NBR) com 25-33 [%] de carbono adicionado, apresenta-se na Tabela 4.1 as suas principais propriedades.

Tabela 4.1. Propriedades do elastómero Nitrilo-butadieno

Propriedade	Valor	Unidade
Módulo de Young, E	[0,0049 ; 0,008]	[GPa]
Coefficiente de Poisson, ν	[0,48 ; 0,5]	[adimensional]
Módulo de rigidez, G	[0,0016 ; 0,0027]	[GPa]
Massa específica, ρ	1150	[kgm ⁻³]
Resistência à tração, σ_T	[15 ; 25]	[MPa]
Tensão de cedência, σ_c	[15 ; 25]	[MPa]
Resistência à compressão, σ_p	[18 ; 30]	[MPa]
Dureza	[65 ; 75]	[Shore A]
Tensão limite de fadiga a 10^7 ciclos	[6 ; 10]	[MPa]

Sendo que o programa apresenta intervalos de valores para cada uma das propriedades necessárias, os valores médios foram tomados como referência para o cálculo aqui desenvolvido. A Figura 4.4 ilustra a janela de introdução das propriedades do material no programa *Solidworks*.

Material properties
Materials in the default library can not be edited. You must first copy the material to a custom library to edit it.

Model Type:

Units:

Category:

Name:

Default failure criterion:

Description:

Source:

Sustainability:

Property	Value	Units
Elastic Modulus	6500000	N/m^2
Poisson's Ratio	0.4875	N/A
Shear Modulus	21500000	N/m^2
Mass Density	1150	kg/m^3
Tensile Strength	20000000	N/m^2
Compressive Strength	24000000	N/m^2
Yield Strength	20000000	N/m^2

Figura 4.4. Definição das características do elastómero

Ao nível dos tipos de contacto envolvidos no modelo, adotou-se uma ligação do tipo *bonded* (união rígida), na ligação anel de elastómero/rolo de aço e *sem penetração* no contacto do anel de elastómero com a superfície da pá.

A definição da malha do modelo foi realizada em 3 iterações: um refinamento grosseiro, um refinamento global e um refinamento feito a partir de uma funcionalidade do programa, que efetua refinamentos localizados em regiões que exigem maior precisão nos resultados (*h-adaptive*, com o objetivo de uma precisão definida para 98 [%]), ilustrados na Figura 4.5.

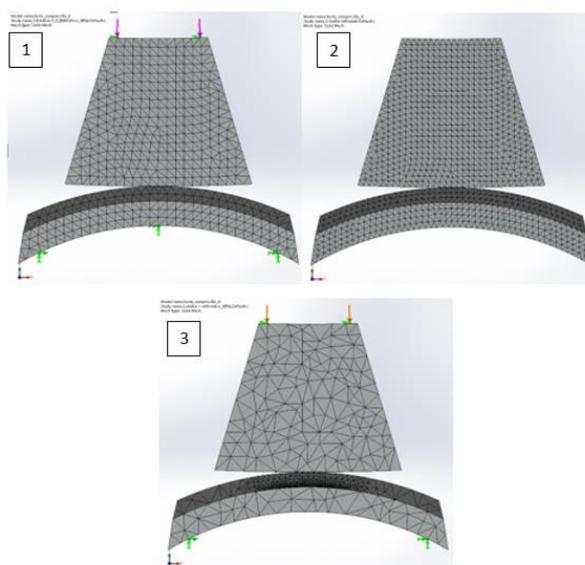


Figura 4.5. Configurações de malha usadas.

As propriedades das malhas são resumidas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2. Propriedades das malhas usadas

Malha	1	2	3
Elemento 3D (pontos)	Tetraedro (4)	Tetraedro (4)	Tetraedro (4)
nº Nós	13947	39159	27457
nº Elementos	8176	24516	16432

4.2.4. Resultados

Os resultados obtidos permitiram avaliar a magnitude dos esforços e deformações envolvidos no contacto. O refinamento da malha garantiu uma melhor exatidão dos resultados do cálculo, os quais se mostraram convergentes a cada iteração. Através de leituras localizadas, foram retirados os 4 principais resultados dos cálculos. De forma a simplificar a apresentação de resultados, ilustra-se apenas a leitura do refinamento final.

De forma a melhor recolher os dados, a seção foi dividida a meio. A leitura de dados efetuada numa das superfícies laterais não seria uma fiel reprodução do real comportamento do material, dadas as suas características de incompressibilidade. Estas deformam aumentando o seu comprimento inicial (Figura 4.6).

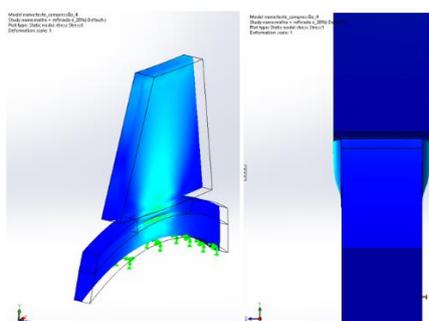


Figura 4.6. Deformação em Z do perfil de elastómero e corte do modelo para levantamento de dados

Assim, obtiveram-se os seguintes resultados (Figura 4.7, a Figura 4.10):

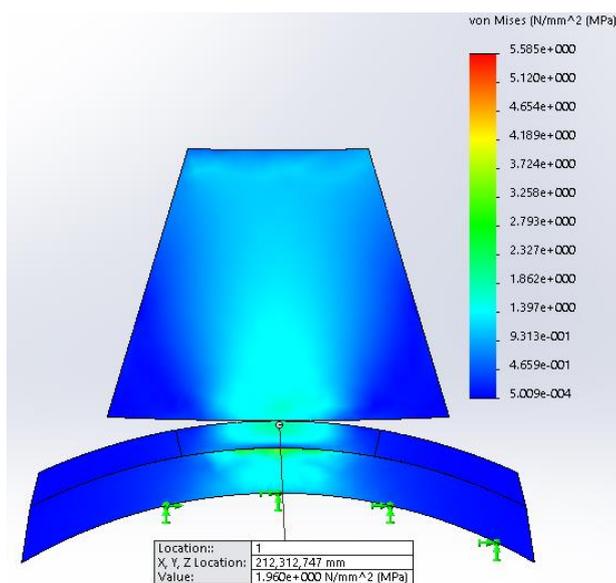


Figura 4.7. Tensões de von Mises

Valor máximo registado de 1,96 [MPa].

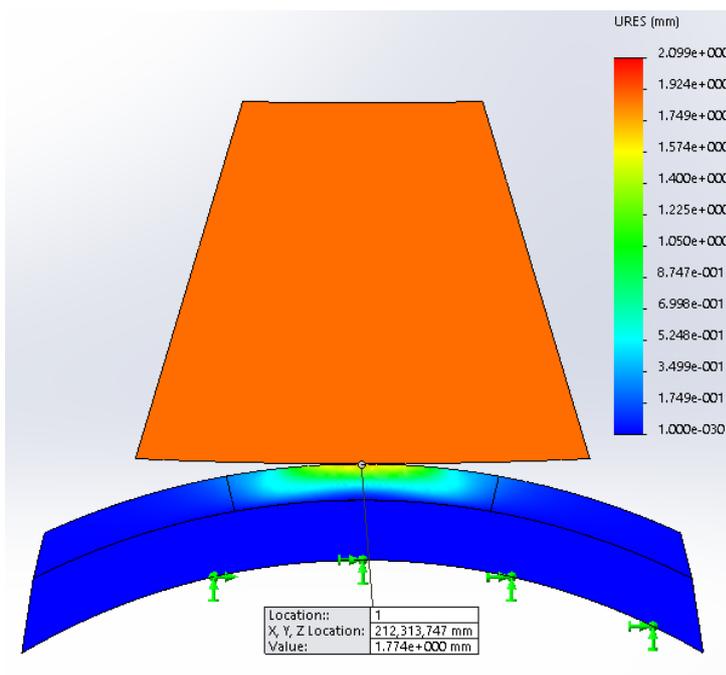


Figura 4.8.Deslocamentos da camada

Valor máximo registado de 1,77 [mm].

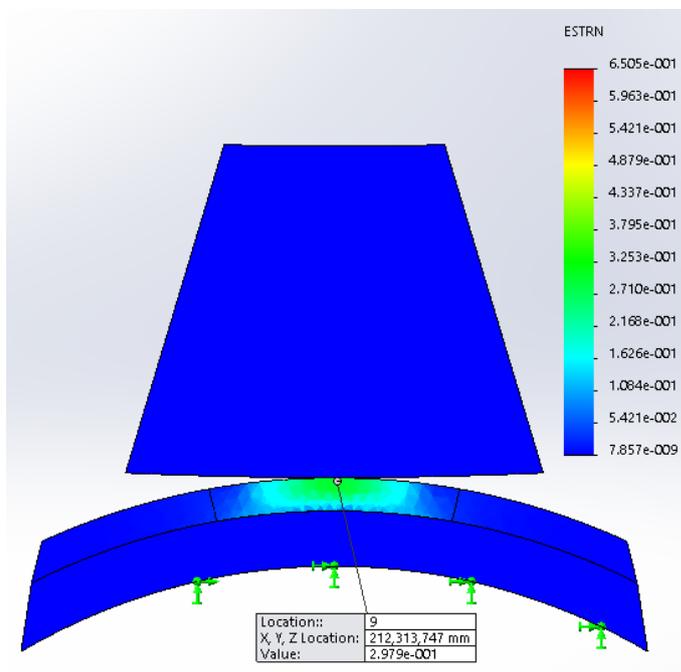


Figura 4.9.Deformação percentual

Valor máximo registado de 29,8 [%].

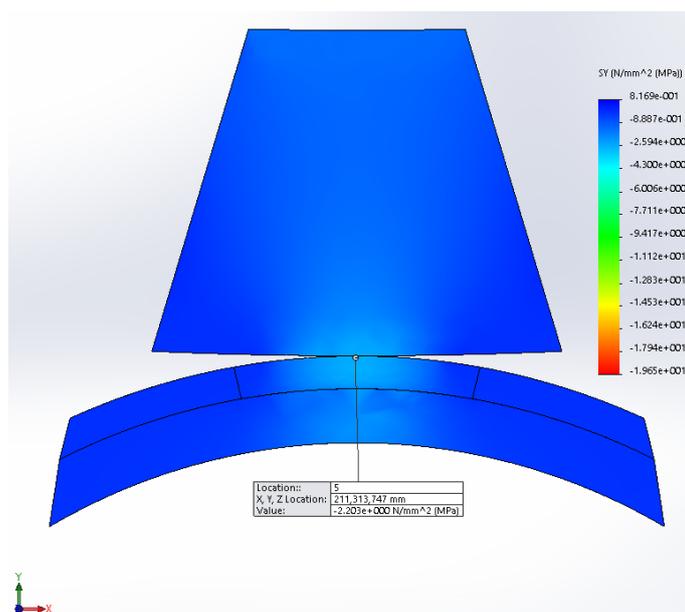


Figura 4.10. Tensões em Y

Valor máximo registado de $-2,2$ [MPa], por se encontrar à compressão.

Com este último resultado, pode desde já inferir-se que, considerando que o apoio da pá é adequado, a camada de elastómero terá uma vida em serviço bastante longa. Retomando a Tabela 4.1, verifica-se que, no pior dos casos, a tensão limite de fadiga assume o valor de 6 [MPa] aos 10^7 ciclos. Este resultado indica um coeficiente de segurança de 2,72. No entanto, outros fatores poderão limitar a vida deste composto. O historial de carregamento (carregamento estático, dinâmico ou cíclico, multiaxial, frequência), as condições do meio (temperatura, quantidades de ozono e/ou oxigénio) são exemplos de fatores que afetam o tempo de vida deste tipo de componentes (Mars e Fatemi, 2004). Nesta aplicação em particular, as condições do meio não representam grande influência, já por outro lado as variações do carregamento têm elevada influência. Pequenos ajustes de posição da pá para intervenção poderão solicitar determinadas partes do perímetro dos rolos com maior intensidade que outras, degradando a longo prazo as mesmas.

De forma a comparar a resposta do material com um comportamento linear elástico, traçou-se a linha que representa o estado inicial e final do material no gráfico tensão deformação da Figura 4.2. Fica mais uma vez visível que aplicação deste método implica que a importância é dada apenas aos pontos inicial e final, não considerando o tipo de resposta do material entre os dois estados (Figura 4.11).

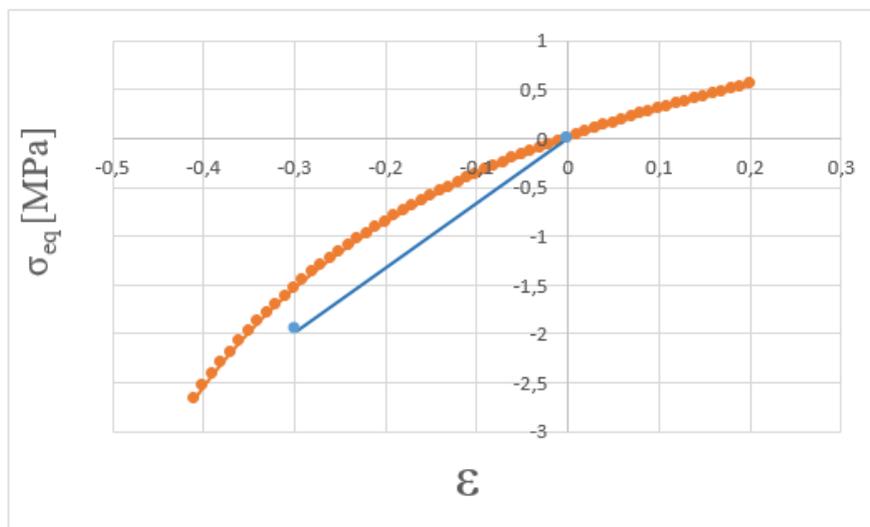


Figura 4.11. Curva do comportamento do material e resposta no estudo realizado

Segundo a curva definida pelas constantes de Mooney-Rivlin, com uma deformação percentual de 29,8 [%], o material deveria apresentar uma tensão de 1,51 [MPa]. Assim, o erro associado à aproximação efetuada será dado pela equação abaixo.

$$Erro = \frac{1,51 - 1,96}{1,96} * 100 = 22,9 \text{ [%]} \quad (4.1)$$

É dedutível, que seguindo o comportamento não-linear elástico a deformação final seria superior à calculada. A dissipação de energia seria maior, uma vez que os elementos que receberam a maior tensão deformariam mais.

4.3. Capacidade de rotação do equipamento

4.3.1. Binário necessário para a maior pá

Devido ao facto de o centro de gravidade da pá estar desviado da linha média do perfil (eixo Z), este provoca um binário resistente à sua rotação.

Contudo, apenas existem dados quanto a 2 das 3 posições principais do processo produtivo da pá, indicadas em 1.5.4, posições P2 e P3. A que melhor se adequa ao cálculo, por provocar um maior desvio da linha média, é a posição P2 (PS voltada para a parte inferior, Figura 4.12).

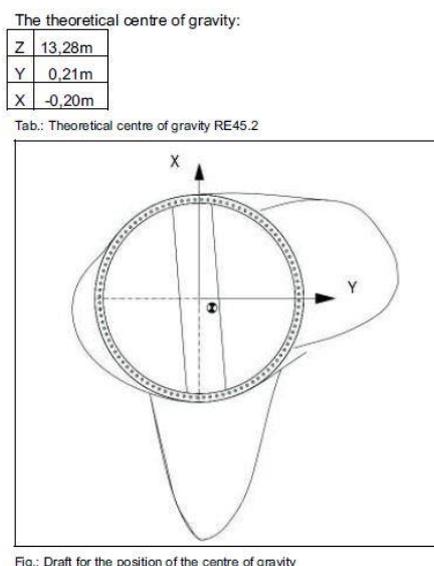


Figura 4.12. Posição teórica do centro de massa (Bartsch, 2011)

Com estes dados, o cálculo do binário provocado pelo desvio do centro de massa é obtido ao multiplicar o peso total da pá (7964 * g [N]) pelo valor do desvio no eixo Y 0,21 [m] (o seu braço). Determina-se assim que será necessário, no mínimo um binário sobre o eixo da pá de 16406 [Nm] (apenas para rodar a pá, binário gravidade, B_g). O binário correspondente relativamente ao eixo do rolo de acionamento B_t é calculado pela equação (2.24):

$$16406 * 0,336 / 2,19 = 2517 \text{ [Nm]} \tag{4.2}$$

O binário necessário no ponto de apoio da pá nos rolos de suporte é então de 2517 [Nm].

4.3.2. Binário transmitido pelo equipamento

Para o cálculo do binário transmitido pelo equipamento, deverá ter-se em conta o rendimento do redutor acoplado à unidade motriz. Com recurso à norma BS 721, foi possível estimar o seu rendimento. A transmissão redutora é constituída por dois estágios em série, portanto o seu rendimento será o produto do rendimento individual de cada estágio (Figura 4.13).



Figura 4.13. Conjunto motor e redutor do equipamento

Como dados iniciais, surgem: a potência e velocidade de rotação nominais dos motores instalados, a velocidade e dimensões do rolo, a distância entre eixos das engrenagens de cada redutora (por medição externa dos centros dos eixos), e a relação de transmissão total. Como exemplo, o processo de cálculo para o primeiro estágio pode ser consultado no Apêndice D.

Não foi possível averiguar com certeza qual dos estágios do redutor faz uma maior desmultiplicação da velocidade de rotação ao realizar os cálculos, mas sabe-se que existem 3 casos possíveis: uma relação de transmissão igual em ambos os estágios, superior no primeiro estágio e superior no segundo estágio. Sabe-se também que o caso mais comum é ser o primeiro estágio a efetuar uma maior redução, e portanto, assumiu-se que o caso mais comum era também o do caso de estudo. O rendimento obtido para o redutor foi de 56,7 [%]. Segundo os cálculos efetuados, verificou-se também que a transmissão poderá ser reversível. Porém, a reversibilidade não será facilmente conseguida, uma vez que o binário necessário é muito elevado em virtude do baixo rendimento do redutor quando o veio do rolo é o veio motor.

Referir ainda que a relação de transmissão foi obtida experimentalmente, medindo o tempo que um rolo leva a completar uma rotação completa. Tendo levado 24 segundos e possuindo um perímetro de 1,08 [m], calculou-se que a sua velocidade periférica seria de 0,045 [ms^{-1}]. Em rotações por minuto, significa exatamente 2,5 [rpm]. Sabendo a potência e binário do motor, a sua velocidade rotação e a relação total de transmissão, pode ser calculado o binário teórico motriz por rolo (rendimento de 100 [%]). Multiplicando o binário teórico pelo rendimento do redutor, e atendendo a que existem dois motorreductores é possível obter o binário potente para a rotação da pá.

Segundo os cálculos resumidos no Apêndice E, os motores deverão estar a funcionar em condições nominais para rodar a pá. Os dois motorreductores transmitem aos veios dos rolos motores (Binário potente em condições nominais) 4767 [Nm].

4.3.3. Binário resistente devido ao atrito de rolamento

Para que a rotação da pá seja possível, o binário potente do equipamento deverá ser superior à soma do binário resistente provocado pelo peso da pá com os binários de atrito de rolamento que ocorrem em cada um dos rolos de apoio. A utilização do modelo ilustrado na Figura 2.5 é válida uma vez que a componente N foi obtida para o caso de apoio da Figura 2.7.

O momento de inércia da pá, I_2 , pode ser obtido através da equação (2.22), simplificando a complexa geometria da pá e considerando-a cónica, equação (4.3):

$$I_2 = \frac{3}{10} * 7964 * \left(\frac{2,19}{2}\right)^2 = 2865 [kgm^2] \quad (4.3)$$

O momento de inércia do rolo, I_1 pode ser obtido através da equação (2.23). Uma vez que a componente de maior contribuição será a do motor elétrico, serão desprezadas as contribuições da rotação do redutor e do rolo. Através da consulta do catálogo disponível em (SEW-Eurodrive, 2013), pode obter-se um valor aproximado para a inercia do motor do equipamento, uma vez que o fabricante não fornece esta informação, equação (4.4).

$$I_1 = 0,00435 * \left(\frac{1420}{2,5}\right)^2 = 1403 [kgm^2] \quad (4.4)$$

O valor usado é o corresponde ao motor de características mais semelhantes ao instalado.

Retomando o sistema de equações (2.20), e substituindo pelos valores respetivos, vem:

$$\begin{cases} d = 0,0031 [m] \\ F = 104,2 [N] \end{cases} \quad (4.5)$$

O tempo de paragem foi cronometrado durante o teste do equipamento. Para que fosse apenas a rotação a influenciar o tempo de paragem, e não existisse a ação adicional do binário da gravidade, a medição foi feita com pá na posição P3. O movimento foi iniciado com a *End-Web* da pá ligeiramente inclinada para um dos lados, após esta se aproximar da posição vertical da *End-Web* o sistema foi desligado. Desde este ponto até à paragem do movimento o tempo medido foi de 0,5 segundos.

Para o cálculo do binário de atrito de rolamento num rolo, retomando a equação (2.21), obtém-se o resultado da equação (4.6) :

$$B_a = \frac{37773}{2} * 0,0031 = 58 \text{ [Nm]} \quad (4.6)$$

4.3.4. Resultados

Para que o equipamento esteja apto a rodar a maior pá a equação (4.7) deverá ser satisfeita.

$$B_p > B_t + 2 * B_a \quad (4.7)$$

Seja:

$$4767 > 2517 + 2 * 58 \quad (4.8)$$
$$4767 > 2633 \text{ [Nm]}$$

Como já comprovado pelo ensaio experimental, o equipamento está apto a rodar a maior pá.

5. ALTERAÇÕES AO EQUIPAMENTO-DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE COMPONENTES

5.1. Conceito e evolução

Tendo como referência as soluções revistas em 3.1, foi trabalhada a proposta de uma solução alternativa para o equipamento de base (Figura 5.1). Conhecendo as exigências do processo, como resumido em 3.2.1, surgiu a hipótese de incluir na estrutura um elemento semelhante ao descrito em 3.4.



Figura 5.1. Modelação 3D do equipamento base

O primeiro conceito (Figura 5.2) previa a criação de duas estruturas de suporte dos rolos para a mobilidade no eixo vertical, e a introdução de um pino de oscilação na estrutura de base que permitia o ajuste posicional no eixo horizontal.



Figura 5.2. Primeiro conceito para a alteração da estrutura

Embora tornasse possível um ajuste independente da posição dos rolos de apoio, esta configuração induzia esforços combinados no rolamento, mais ainda, gerava

oscilações de grande magnitude, devido ao facto de o eixo horizontal estar demasiado afastado do ponto de apoio da pá.

A segunda iteração (Figura 5.3) permitiu, após redefinição da primeira proposta, uma subida do eixo horizontal de posicionamento. A introdução de um veio passante nas estruturas de suporte dos rolos seria capaz de garantir a oscilação das mesmas.

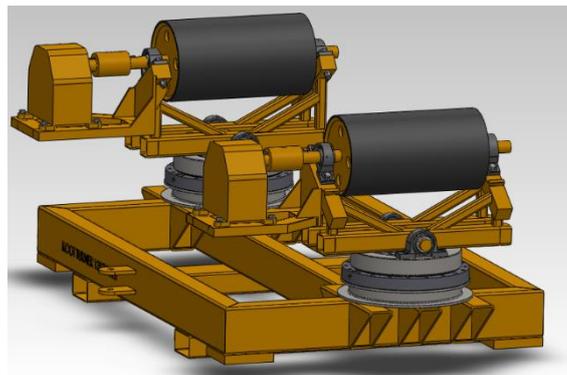


Figura 5.3. Segundo conceito proposto

Contudo, a configuração desta solução apresentava como principal fator de risco a solicitação por esforços axiais nas chumaceiras de apoio (eixo horizontal). Este tipo de esforço torna inadequadas chumaceiras de rolamento semelhantes às equacionadas no conceito. Criava ainda a necessidade de incluir 4 desses componentes, além de, como no caso anterior, 2 rolamentos giratórios de elevado custo. Posto isto, uma diferente solução deveria ser concebida.

Repensando as alterações à estrutura, e atendendo aos riscos e entraves das primeiras soluções, foi definido um novo conceito (Figura 5.4).

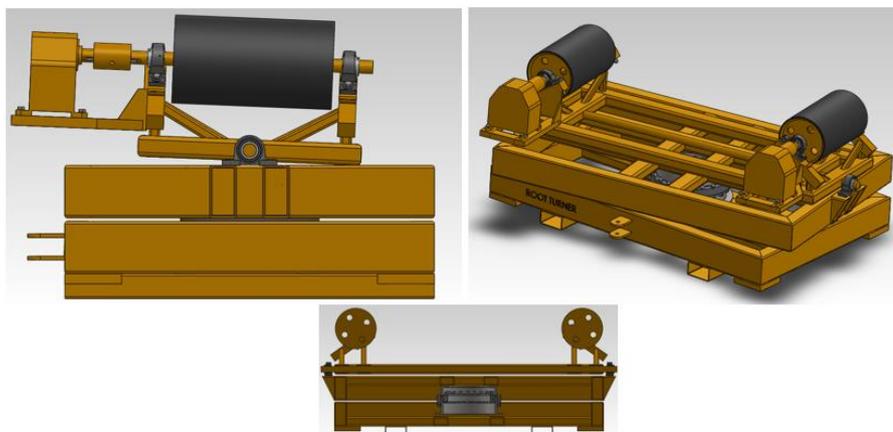


Figura 5.4. Conceito final proposto

A principal alteração passou pela introdução de uma estrutura intermédia à de suporte dos rolos e à estrutura de base do equipamento. Com a introdução deste novo

elemento estrutural e a definição de uma estrutura de suporte dos rolos conjunta, seria possível reduzir para metade tanto o número de rolamentos giratórios, como o número de chumaceiras de apoio. A união das duas estruturas de suporte dos rolos limitou a independência de posicionamento dos dois rolos, mas em nada provoca um contacto não conforme com a superfície da pá e é ainda responsável pela absorção dos esforços que iriam solicitar as chumaceiras axialmente. Com a colocação do rolamento giratório ao centro, e suportando a estrutura intermédia este fica sujeito apenas a esforços axiais, eliminando os momentos que seriam gerados nas soluções anteriores.

5.2. Dimensionamento da estrutura de suporte dos rolos

O primeiro conceito desta estrutura (Figura 5.5) previa a utilização de elementos de secção retangular oca normalizados. Inicialmente de 120x80x8 [mm] para as travessas de maiores dimensões, e as ligações aos suportes originais de 40x40x4 [mm]. O veio passante assumia o valor, também normalizado, de 50 milímetros.

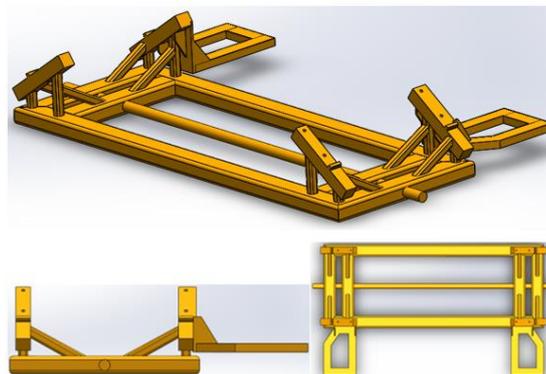


Figura 5.5. Conceito inicial da estrutura de suporte dos rolos

A análise do conceito pelo cálculo por elementos finitos, no programa *Solidworks*, permitiu avaliação dos esforços gerados ao colocar a pá no equipamento.

Durante a análise foram detetados alguns pontos suscetíveis de falha, como o rebaixamento dos elementos de reforço da estrutura de apoio à base dos rolos ou mesmo a eliminação de dois deles. A secção destes elementos teve também de ser superior à idealizada inicialmente. De forma semelhante, também os elementos da estrutura de ligação dos dois apoios dos rolos viram a sua secção ser alterada, as cargas aplicadas geravam tensões demasiado elevadas. Outra região observada como crítica, situa-se na zona de ligação do veio à estrutura de ligação dos suportes. Foram introduzidos elementos

adicionais de reforço de forma a melhor distribuir a concentração de tensões gerada nestas zonas.

Para a análise do modelo, foi utilizada a função de adaptação automática da malha (h-adaptative). É visível na Figura 5.6 que a malha foi aplicada a todo o modelo, mas tal situação é explicada pelo facto de o modelo 3D ter sido “combinado” num só (através da função *Combine/Add*). A necessidade deste passo deve-se ao facto de a estrutura de adaptação dos suportes base ter sido modelada com elementos estruturais do menu *Weldments*. O material selecionado (Tabela 5.1) para as estruturas alternativas foi um aço estrutural, laminado a quente, S355J2G4 (nº 1.0577, segundo a norma europeia EN 10025-2: 2004).

Tabela 5.1. Propriedades do material

Propriedade	Valor	Unidade
Módulo de Young, E	210	[GPa]
Coefficiente de Poisson, ν	0.28	[adimensional]
Módulo de rigidez, G	78	[GPa]
Massa específica, ρ	7800	[kgm ⁻³]
Resistência à tração, σ_T	450	[MPa]
Tensão de cedência, σ_c	275	[MPa]

A Figura 5.6 ilustra também as fixações do modelo, efetuadas no veio passante. Este elemento, deverá ser maciço, de forma a melhor suportar as cargas nele aplicadas, e passante para garantir um melhor alinhamento.

A aplicação da carga, sendo esta composta por duas componentes (peso de 50678,5 [N] e a sua projecção horizontal de 28014 [N]) foi decomposta, aplicando adequadamente cada uma das componentes. De forma a contabilizar o peso da estrutura, foi tida em conta a ação da força gravítica.

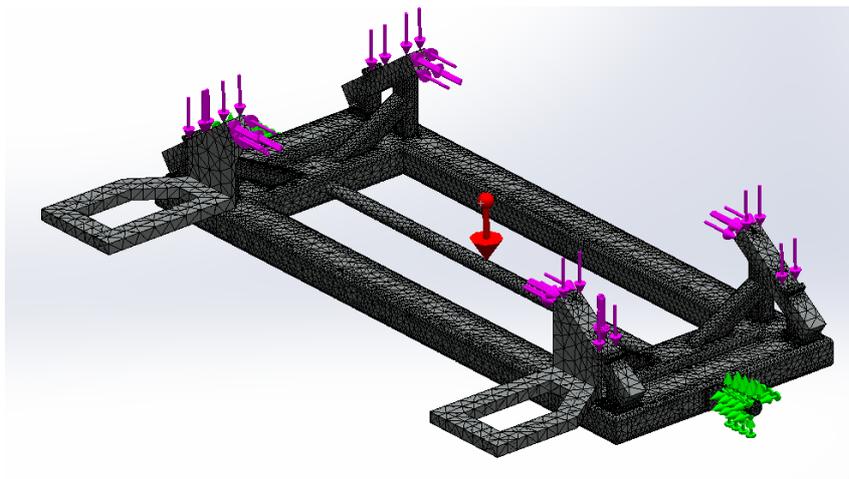


Figura 5.6. Configuração do estudo da estrutura

As características da malha usada são resumidas na tabela abaixo.

Tabela 5.2. Propriedades da malha usada

Malha estrutura de suporte rolos	
Elemento 3D (pontos)	Tetraedro (4)
nº Nós	295319
nº Elementos	154494

Como principais resultados do estudo, surgem a distribuição das tensões de *von Mises* (Figura 5.7) e, a variação do coeficiente de segurança associado a este critério (Figura 5.8).



Figura 5.7. Tensões de von Mises

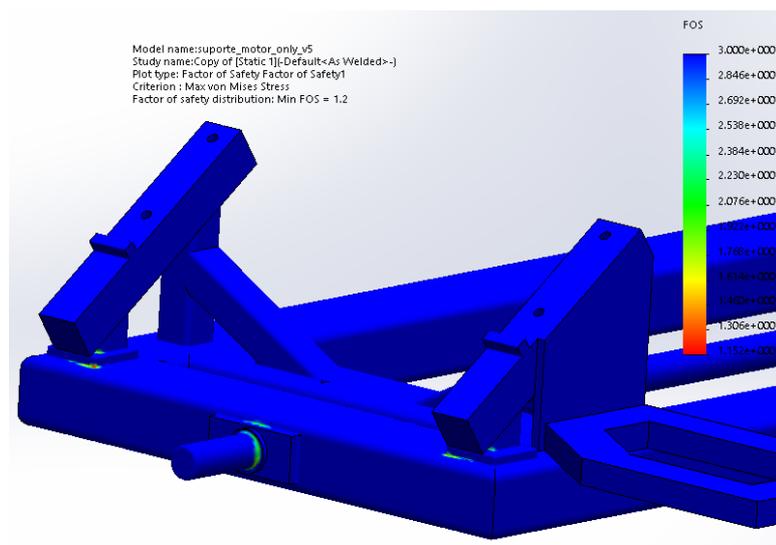


Figura 5.8. Distribuição do coeficiente de segurança

A introdução dos reforços nos apoios da estrutura de adaptação aos suportes base e na ligação do veio permitiu uma distribuição das tensões geradas, atingindo a estrutura um coeficiente de segurança mínimo de 1,2. As placas do veio foram dimensionadas com 15 [mm] de espessura (largura de 150 [mm] e altura das travessas de filete a filete) e uma transição circular de 57 [mm] de diâmetro externo e 8 [mm] de espessura. As placas de reforço na ligação entre o apoio dos rolos e o suporte têm igual espessura às do veio, e 90 [mm] de aresta.

Assim, os elementos de secção menor (40x40x4 [mm]) passaram a ser maiores, inclusive em espessura: 60x60x5 [mm]. Já as travessas maiores, passam a ser de 150x100x8 [mm].

5.2.1. Seleção da chumaceira de ligação

Para a ligação da estrutura anteriormente dimensionada à estrutura intermédia, a inclusão de chumaceiras de rolamento seria adequada. Devido às condições do funcionamento, esta deveria estar apta a: incluir vedação bilateral (evitando a contaminação do rolamento no interior), conter um rolamento autocompensador de rolos (de forma a garantir eventuais desalinhamentos do veio, e de rolos por possuírem uma melhor aptidão a cargas radiais).

De antemão era conhecida a possibilidade de ocorrer uma grande redução da vida do rolamento, devido ao funcionamento consistir em pequenas oscilações, ao invés de

rotações. Com isto, o perigo de ocorrer a degradação prematura do rolamento cresce, devido principalmente ao fenómeno de *fretting* (corrosão das pistas) e *false brineling* (esmagamento das pistas).

Seguindo o catálogo disponível no *site* da *Schaeffler* em (Schaeffler, 2010), selecionou-se o componente mais adequado. Paralelamente, foi selecionado o rolamento a integrar o conjunto.

Com um veio de 50 [mm] de diâmetro, uma força resultante lida do programa de cálculo de 53773 [N], é indicado no catálogo acima referido que a chumaceira ser selecionada usando um coeficiente de segurança de 6. Assim o modelo SNV110-F-L (Figura 5.9) é o mais adequado, garantindo um coeficiente de 5,6 (suficiente uma vez que o cálculo foi efetuado para uma carga a 55 [°], quando no caso a carga é no eixo). A vedação é assegurada por dois vedantes de lábio duplo (DH310).

O rolamento foi selecionado através do catálogo da *Fag WL 41 520/3 PC* (*Rolamentos Fag*). Não necessita de vedação ou de uma configuração de gaiola especial, dada a sua montagem no interior da chumaceira. A carga estática equivalente para definição da seleção assume apenas o valor da carga radial (53773 [N]). Assim, selecionou-se um rolamento autocompensador de rolos de referência 21310-E1. O cálculo para a vida estimada deste rolamento revela-se de complexa obtenção, uma vez que as suas condições de serviço compreendem pequenos movimentos oscilantes de baixa frequência. É sabido, que nestas condições, existe elevada probabilidade de falha, como referido acima. Contudo, o coeficiente de segurança deste componente situa-se em 2,54 (relação entre capacidade de carga estática rolamento / carga real).

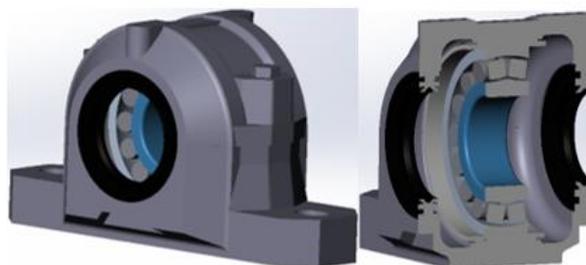


Figura 5.9. Chumaceira e rolamento selecionados

5.3. Dimensionamento estrutura intermédia

A estrutura intermédia (Figura 5.10) é a responsável por assegurar a rotação dos rolos no eixo vertical. O primeiro conceito baseava-se na estrutura de base, com

travessas interiores de apoio e bases laterais para as chumaceiras. No entanto, a estrutura poderia ser bastante mais estreita/compacta.

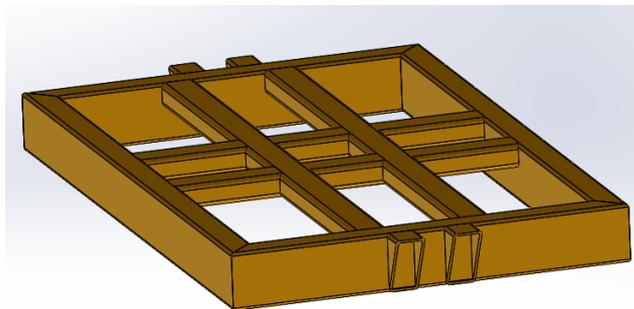


Figura 5.10. Conceito inicial da estrutura intermédia

Para a análise deste componente (Figura 5.11 e Tabela 5.3), foi incluído a estrutura de adaptação ao rolamento giratório, uma vez que seria neste o apoio/fixação da estrutura. Embora aqui seja apresentada como já definida esta estrutura de adaptação, de forma a conhecer aproximadamente a carga a que estaria sujeita, foi feito um primeiro estudo (de configuração semelhante ao descrito neste ponto). A seleção do rolamento e desenho das estruturas será descrito mais adiante.

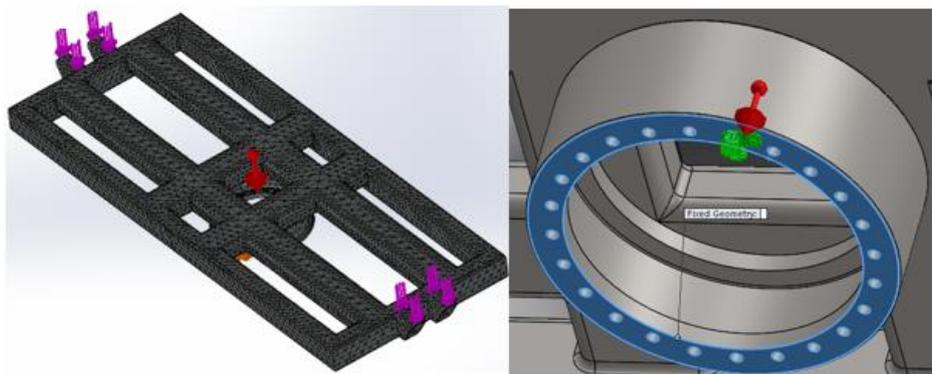


Figura 5.11. Configuração do estudo

As cargas aqui aplicadas (53773 [N]) são as transmitidas pelas chumaceiras, e a fixação da estrutura é feita na parte inferior da adaptação ao rolamento giratório.

Tabela 5.3. Propriedades da malha usada

Malha estrutura intermédia	
Elemento 3D (pontos)	Tetraedro (4)
nº Nós	145719
nº Elementos	74092

Os principais resultados, à semelhança do estudo anterior, são a distribuição das tensões de *von Mises* e o respetivo coeficiente de segurança (Figura 5.12 e Figura 5.13).

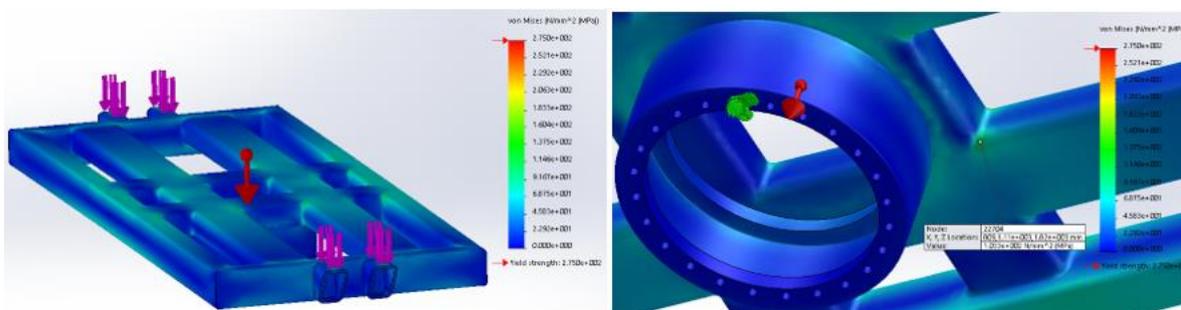


Figura 5.12. Distribuição das tensões de von Mises

Como seria de esperar a região mais solicitada situa-se na zona central, junto ao apoio na adaptação ao rolamento giratório. As uniões entre os elementos centrais da estrutura são os pontos mais críticos, registando valores na ordem de 103 [MPa]. Verificaram-se pequenas concentrações de tensões em algumas das junções da estrutura periférica, mas que consistem apenas em pequenas imprecisões do modelo.

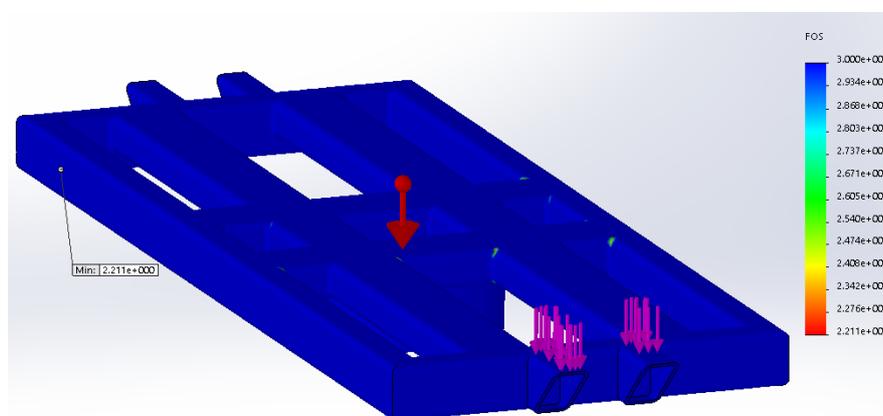


Figura 5.13. Distribuição do coeficiente de segurança

Com um coeficiente de segurança mínimo de 2,2, prevê-se a utilização de elementos de secção 120x80x8 [mm] para os apoios das chumaceiras e para a parte circundante da estrutura, enquanto os elementos centrais assumem uma secção de 160x80x10 [mm].

5.3.1. Seleção do rolamento giratório e dimensionamento das adaptações

Como referido já em 3.4, a utilização de um rolamento giratório permite a variação da posição dos rolos de apoio num eixo vertical. Este componente tem de ser seleccionado com base nas necessidades da instalação aqui em estudo.

Seguindo o catálogo de seleção (Schaeffler Kg, 2012), é possível determinar qual o componente mais adequado, e qual o desenho exigido para as estruturas de adaptação para ligação do componente à restante estrutura. A consulta do Apêndice F permitirá a revisão do processo de seleção e dimensionamento.

Um rolamento de rolos cruzados *Fag XSU 140414* (Figura 5.14), vedado de ambos os lados (de forma a evitar a contaminação dos elementos rolantes) será uma boa opção.

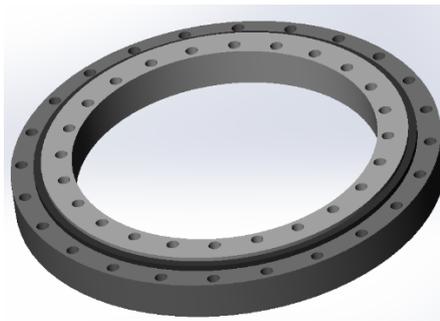


Figura 5.14. Rolamento seleccionado

As estruturas de adaptação foram desenhadas de raiz, respeitando as dimensões definidas segundo o catálogo (Figura 5.15).

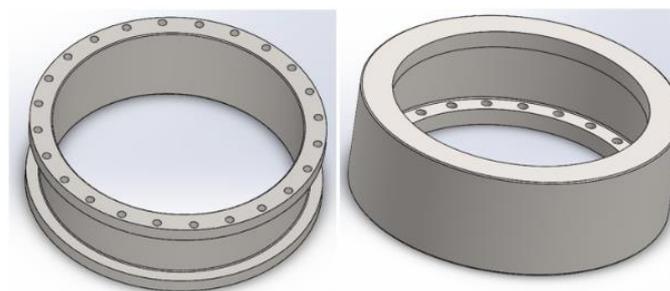


Figura 5.15. Estruturas de adaptação dimensionadas (esq. Inferior, dir. Superior)

5.4. Dimensionamento estrutura inferior

Por último, a estrutura base do equipamento (Figura 5.16) necessita também de alterações. É no interior desta que ficará suportado o apoio inferior do rolamento.

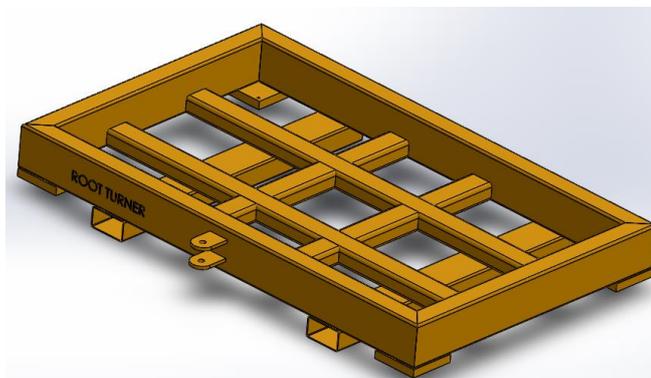


Figura 5.16. Conceito inicial para a estrutura inferior

À semelhança da análise anterior, o suporte inferior do rolamento foi incluído na estrutura (Figura 5.17), servindo de ponto de aplicação da carga (a força de reação do caso anterior 56636 [N]).



Figura 5.17. Malha usada no estudo e condições de fronteira

A malha usada no estudo assume as propriedades resumidas abaixo.

Tabela 5.4. Propriedades da malha usada

Malha estrutura de base	
Elemento 3D (pontos)	Tetraedro (4)
nº Nós	473960
nº Elementos	262386

Com apoios definidos para as placas de ligação aos rodados de movimentação, a distribuição de tensões de *von Mises* assume a configuração ilustrada na Figura 5.18.

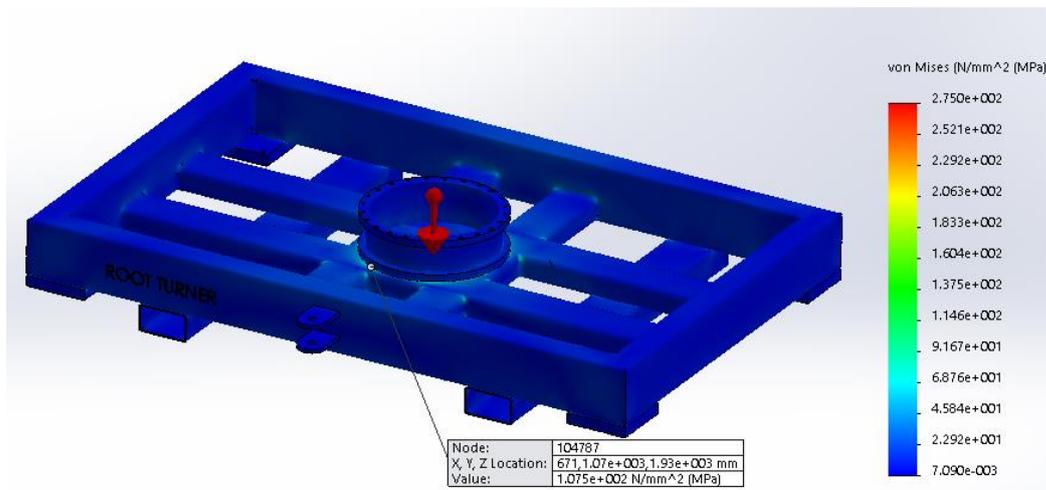


Figura 5.18. Distribuição de tensões de von Mises

A análise da estrutura determinou que o maior valor gerado iria ocorrer junto aos apoios dos rodados. Ao centro, o maior valor registado é da ordem dos 107 [MPa].

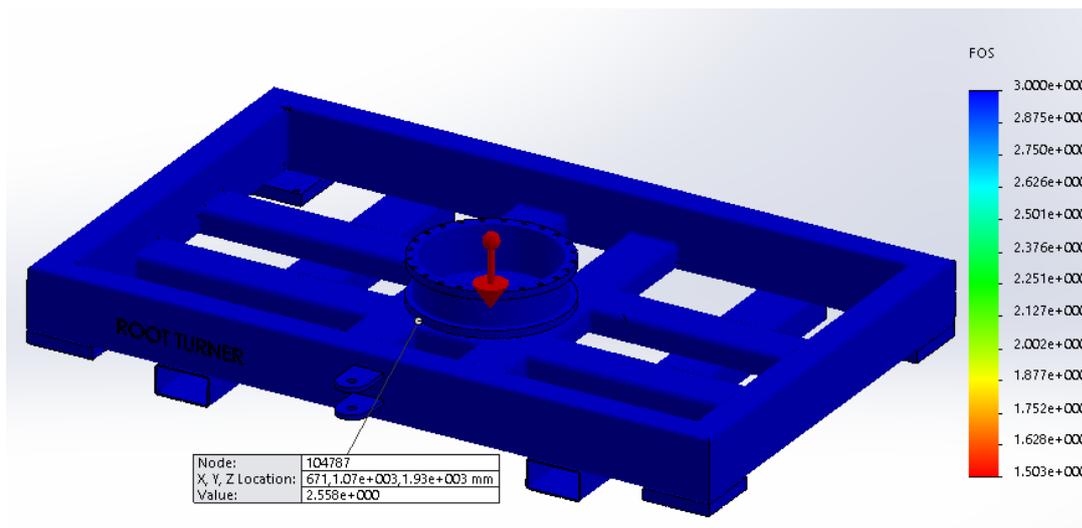


Figura 5.19. Distribuição do coeficiente de segurança

O valor mínimo do coeficiente de segurança ocorre na região indicada, com um valor de 2,5 (Figura 5.19). Nos restantes elementos não existem pontos críticos. A estrutura utilizará elementos interiores de secção 160x80x8 [mm], mantendo todos os restantes componentes inalterados.

Uma observação mais cuidada permite a conclusão que esta concentração é devida apenas ao contacto entre as travessas laterais e as placas dos apoios.

6. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

A realização de um trabalho de fim de curso (dissertação ou relatório de estágio) fruto de uma colaboração com uma empresa externa, permite ao aluno um enriquecimento alargado do seu conhecimento. A sua inclusão numa equipa de profissionais experientes e o contacto com um ambiente fabril possibilitam um crescimento ímpar, obrigando o aluno a rever e aplicar todos os conhecimentos adquiridos ao longo do percurso académico, e a inteirar-se de tantos outros.

Empresas de grande dimensão e de representação internacional como a Ria Blades, SA, possuem necessidades de evolução e melhoria contínuas, o que deixa uma larga abertura à colaboração destas entidades com instituições de desenvolvimento e investigação (como as universidades e centros de investigação).

Quanto ao elastómero que reveste os rolos conclui-se que, desde que o apoio da pá seja conforme, este será adequado às condições de serviço. A vida do componente será essencialmente condicionada pelo historial de carga, e neste caso, não tanto pelos fatores do ambiente envolvente. A vida expectável do componente poderá ser aumentada, caso necessário, com uma redução do afastamento dos rolos. O coeficiente de estabilidade deixa uma margem suficiente para esta redução. De referir que existe uma incerteza residual devido à aproximação do estudo linear elástico, e que a tentativa de comparação com o estudo selecionado (para definição das curvas tensão-deformação de um material hiperelástico) não permitiu retirar uma conclusão definitiva., visto ter-se assumido que o material seria semelhante do caso de estudo.

Na avaliação das capacidades do equipamento, ocorreram algumas dificuldades na obtenção de dados para a posição do centro de massa em diversas posições, mas baseando os cálculos no pior caso conhecido foi possível obter um resultado plausível. Verificou-se a boa aptidão do equipamento no que concerne à capacidade de rotação da pá.

O conceito aqui desenvolvido após o seu dimensionamento e otimização mostrou-se menos compacto do que esperado, principalmente devido às exigências de projeto das estruturas de adaptação do rolamento giratório (Figura 6.1).



Figura 6.1. Montagem final do equipamento

A estrutura de suporte dos rolos mostrou ser a mais problemática das restantes, sofrendo pequenas concentrações de tensões nalguns apoios. Uma possível solução para aliviar esta concentração será a redução do afastamento dos rolos, reduzindo a componente horizontal do peso da pá na estrutura, e/ou tentando melhorar os modelos 3D (refinamentos e configurações das malhas).

A solução encontrada para a estrutura intermédia, após revisão, mostrou ser bastante adequada às solicitações mecânicas. Na seleção das chumaceiras de apoio, não foram detetadas relevantes incompatibilidades.

Durante a montagem do conjunto (representada na Figura 6.1), foram detetadas incompatibilidades entre os parafusos normalizados indicados para o rolamento giratório e as estruturas de adaptação, também desenhadas de acordo com as especificações do catálogo destes rolamentos.

Se for verificada a necessidade do aumento da mobilidade dos rolos para inclinação no eixo horizontal, esta será facilmente obtida. Durante o desenho das estruturas este ponto foi tido em conta, bastando introduzir placas da espessura desejada nos apoios das chumaceiras do eixo horizontal. Servirão simultaneamente de reforço do apoio das mesmas.

Com as alterações projetadas, o apoio da pá será adequado, permitindo uma melhor estabilidade durante a rotação e intervenção para retrabalhos.

Para futuros trabalhos de melhoramento do sistema, poderá ainda ser revista a estrutura de apoio da ponta da pá. Visto que este sistema funciona com um apoio oposto, e que a altura de apoio do acoplamento da pá foi elevada, também o sistema de apoio da ponta deverá ser reajustado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALBLAS, J. B.; KUIPERS, M. - The contact problem of a rigid cylinder rolling on a thin viscoelastic layer. *International Journal of Engineering Science*. ISSN 00207225 , 8(5), 363–380. doi: 10.1016/0020-7225(70)90074-1.

BADUREK, C. A. - Wind Turbine Technology. Em *Britannica* [Em linha]. [S.l.] : EB Editors, 2016 [Consult. 1 fev. 2016]. Disponível em
WWW:URL:<http://www.britannica.com/technology/wind-turbine>.

BARTSCH, T. - Rotor Blade RE45.2 Instructions for Transport-Lifting and Stacking. Osterrönfeld.

BENTALL, R. H.; JOHNSON, K. L. - An elastic strip in plane rolling contact. *International Journal of Mechanical Sciences*. ISSN 00207403 , 10(8), 637–663. doi: 10.1016/0020-7403(68)90070-2.

BHASHYAM, G. R. - ANSYS Mechanical-A Powerful Nonlinear Simulation Tool. Canonsburg.

BIEGEL, B. *et al.* - Wind Turbine Pitch Optimization [Em linha]. Denver, Colorado, USA : [s.n.] Disponível em
WWW:URL:https://stanford.edu/~boyd/papers/pdf/wind_turbine_pitch_opt.pdf.

BRANDÃO, M. - Manual de Formação Ria Blades. Aveiro.

BUSHMAN EQUIPMENT INC - Material Handling for Wind Turbines [Em linha] [Consult. 15 dez. 2015]. Disponível em
WWW:URL:http://www.bushman.com/index.php/content/main/material_handling_for_wind_turbines.

BUTTERFIELD, C. .; MULJADI, E. - Pitch-Controlled Variable-Speed Wind Turbine Generation [Em linha]. Golden, Colorado : [s.n.] Disponível em
WWW:URL:<http://www.nrel.gov/docs/fy00osti/27143.pdf>.

CALLISTER, W. D.; RETHWISCH, D. G. - Materials Science and Engineering: An Introduction. [Em linha]. [S.l.] : Wiley, 2010. Disponível em
WWW:URL:<https://books.google.ca/books?id=jUI4QAAACAAJ>.ISBN 9780470556733.

CARROLL, M.; HAYES, M. A. - Nonlinear Effects in Fluids and Solids. [Em linha]. New York : [s.n.]. Disponível em
WWW:URL:<http://www.springer.com/us/book/9780306451799>.ISBN 978-0-306-45179-9.

CLACK, S. K.; DODGE, R. N. - A Handbook for the Rolling Resistance of Pneumatic Tires.

CONWAY, H. .; ENGEL, P. . - Contact stresses in slabs due to round rough indenters. International Journal of Mechanical Sciences. ISSN 00207403 , 11(9), 709–722. doi: 10.1016/0020-7403(69)90020-4.

CONWAY, H. D. *et al.* - Normal and Shearing Contact Stresses in Indented Strips and Slabs. International Journal of Engineering Science. ISSN 00207225 , 4, 343–359.

FENG, W.; HALLQUIST, J. - On Mooney-Rivlin Constants for Elastomers. 12th International LS-DYNA Users Conference. Livermore, California.

FMS INGENIEURBÜRO GMBH - FMS in Mechanical Engineering [Em linha] [Consult. 16 dez. 2015]. Disponível em
WWW:URL:<http://www.fmsing.de/index.php/en/mechanical-engineering>.

GAMESA - Rotação pás Gamesa Corp. [Em linha] [Consult. 15 dez. 2015]. Disponível em
WWW:URL:<http://www.gamesacorp.com/recursos/img/productos-servicios/aerogeneradores/disenio-fabricacion/5-desbarbado-y-pulido.jpg>.

HEINRICH - Sistema de Viradores Vestas [Em linha] [Consult. 16 fev. 2015]. Disponível em WWW:URL:<http://www.alamy.com/stock-photo-lauchhammer-germany-vestas-blades-germany-gmbh-lauchhammer-83774828.html>.

HEREDIA, A. - Gamesa turner device [Em linha] [Consult. 16 dez. 2015]. Disponível em WWW:URL:http://www.huffingtonpost.com/2014/01/29/wind-turbines-gamesa_n_4688400.html?

HITACHI - Turbine blade components and features [Em linha] [Consult. 1 fev. 2016]. Disponível em WWW:URL:<http://www.hitachi.com/products/power/wind-turbine/feature/index.html>.

Imagem de capa. Disponível em WWW:URL:<http://assets.inhabitat.com/wp-content/blogs.dir/1/files/2015/12/Wind-Turbine-at-Sunset.jpg>

JOHNSON, K. L. - Contact Mechanics. Journal of the American Chemical Society [Em linha]. [S.l.] : Press Syndicate of the University of Cambridge, 1985. (9. ed., Vol. 37) Disponível em WWW:URL:<http://www.amazon.fr/Contact-Mechanics-K-L-Johnson/dp/0521347963.ISBN-0521347963>.

JOST, H. P. - TRIBOLOGY: HOW A WORD WAS COINED 40 YEARS AGO. Journal of Engineering Tribology. , 223(3), 240–244.

KAYDON CORP. - How to extend the life of your slewing ring bearings [Em linha] [Consult. 17 dez. 2015]. Disponível em WWW:URL:http://www.kaydonbearings.com/white_papers_4.htm.

LM WIND POWER - The world's largest independent supplier of rotor blades to the wind [Em linha] [Consult. 16 dez. 2015]. Disponível em WWW:URL:<http://2014report.lmwindpower.com/menu/annual-report-2014/corporate-profile>.

MARS, W. V; FATEMI, A. - Factors that Affect the Fatigue Life of Rubber: A Literature Survey. *Rubber Chemistry and Technology.* , 77(3), 391–412. doi: 10.5254/1.3547831.

MEIJERS, P. - The contact problem of a rigid cylinder on an elastic layer. *Applied Scientific Research. Delft.* , 18(1), 353–383. doi: 10.1007/BF00382359.

MERLINCO - Bureau Veritas, LM Team Up on Wind Turbine Blades Certification [Em linha] [Consult. 16 dez. 2015]. Disponível em
WWW:URL:<http://www.offshorewind.biz/2014/03/11/bureau-veritas-lm-team-up-on-wind-turbine-blades-certification/>.

MOTOFIL - Posicionadores Rotativos [Em linha] [Consult. 16 dez. 2015]. Disponível em
WWW:URL:<http://motofil.pt/wordpress/index.php/pt/processos/soldadura/arco-submersoautomatizacao/posicionadores-tipo-oscilantes/>.

OTSEGO CRANE & HOIST COMPANY - Overhead Crane

RENEWABLEUK - UK Wind Energy Database (UKWED) [Em linha] [Consult. 1 fev. 2016]. Disponível em WWW:URL:<http://www.renewableuk.com/en/renewable-energy/wind-energy/uk-wind-energy-database/>.

REPOWER SYSTEMS SE - General production specification for REpower rotor blades. Osterröfeld.

RIA BLADES - Ria Blades View. Aveiro.

ROLPEDRA - Rolamentos de mesa giratória e Juntas [Em linha] [Consult. 17 dez. 2015]. Disponível em
WWW:URL:http://www.rolpedra.pt/1/rolamentos_de_mesa_giratoria_1147152.html.

SCHAEFFLER - Split plummer block housings SNV [Em linha]. Schweinfurt, Germany : Schaeffler, 2010 Disponível em

WWW:URL:http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/tpi/downloads_8/tpi_175_de_en.pdf.

SCHAEFFLER KG - Slewing rings [Em linha] [Consult. 4 jun. 2016]. Disponível em WWW:URL:http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/404_de_en_1.pdf.

SEABRA, J. H. O. - MECÂNICA DO CONTACTO HERTZIANO. . Porto : Faculdade de Engenharia do Porto, 2003. (2. ed.)

Senvion Wind Energy Solutions: Global Website - [Em linha] [Consult. 1 fev. 2016]. Disponível em WWW:URL:<https://www.senvion.com/global/en/>.

SEW-EURODRIVE - Manual de seleção de acionamentos-Métodos de cálculo e exemplos [Em linha] [Consult. 2 set. 2016]. Disponível em WWW:URL:http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/LC_pt-BR_Seleçãodeacionamentos_volume1_2013.pdf.

SNEDDON, I. N. - Fourier Transforms. . New York : McGraw-Hill, 1951. ISBN 0-486-68522-5.

TERRY MACALISTER - Background: What caused the 1970s oil price shock? [Em linha] [Consult. 1 fev. 2016]. Disponível em WWW:URL:<http://www.theguardian.com/environment/2011/mar/03/1970s-oil-price-shock>.

THE WIND POWER - Gamesa Info [Em linha] [Consult. 16 dez. 2015]. Disponível em WWW:URL:http://www.thewindpower.net/manufacturer_en_4_gamesa.php.

THEWINDPOWER.NET - Wind farm databases [Em linha] [Consult. 1 fev. 2016]. Disponível em WWW:URL:http://www.thewindpower.net/windfarms_databases_en.php.

TRELOAR, L. R. G. - The Physics of rubber elasticity.

VESTAS WIND SYSTEMS A/S - Entrada no mercado Vestas [Em linha] [Consult. 16 dez. 2015]. Disponível em WWW:URL:<https://www.vestas.com/en/about/profile#!history>.

WFT - WFT - The flexible transport system [Em linha] [Consult. 16 dez. 2015].

Disponível em WWW:URL:<http://www.windpower-international.com/contractors/transportation/wft/>.

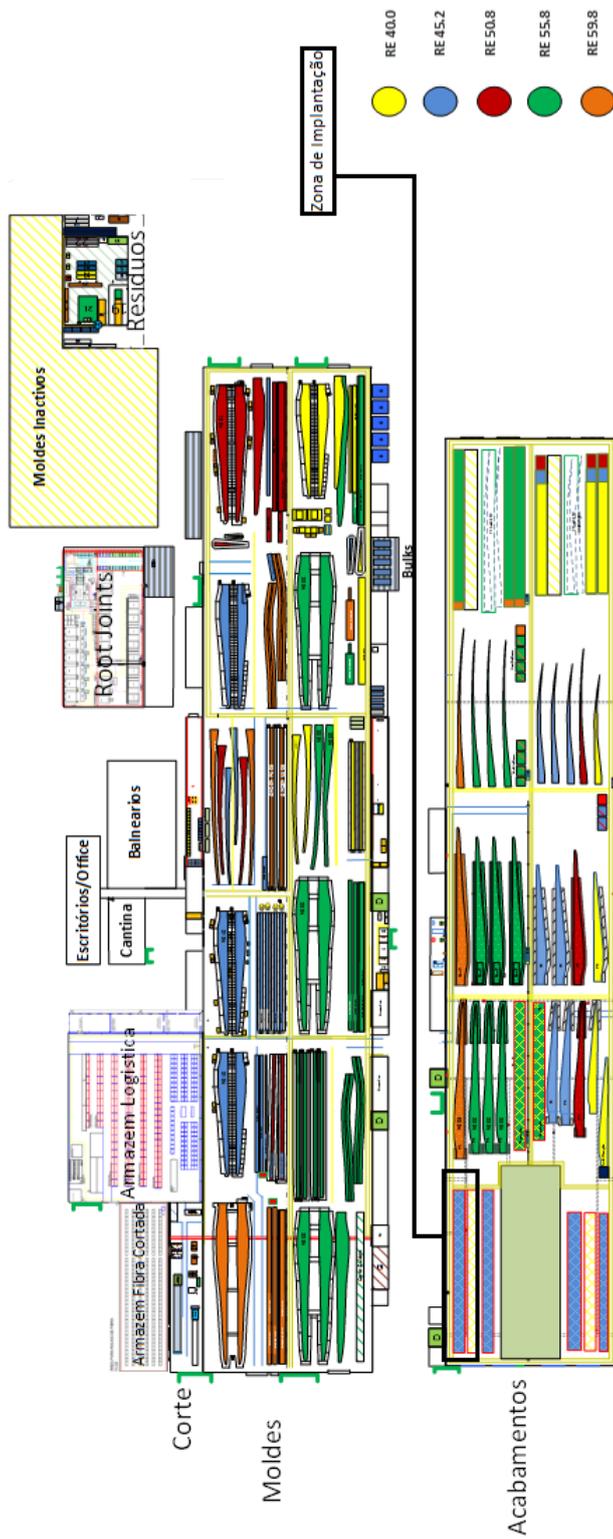
WILLIAMS, J. - Mabey Bridge turbine manufacturing [Em linha] [Consult. 8 fev. 2016].

Disponível em

WWW:URL:http://www.renewableuk.com/objects_store/mabey_bridge_turbine_manufacturing.jpg.

WIND ENERGY FOUNDATION - History of Wind Energy [Em linha] [Consult. 1 fev. 2016]. Disponível em WWW:URL:<http://windenergyfoundation.org/about-wind-energy/history/>.

ANEXO A



APÊNDICE A

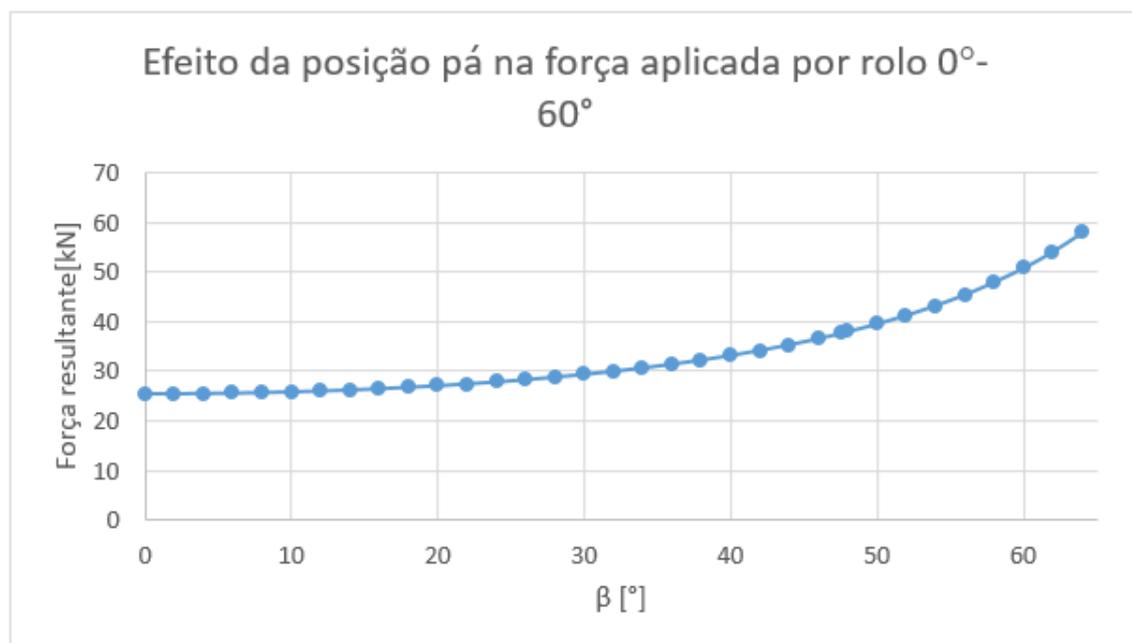
	SET [nº]	PÁ	Total [kg]	ROOT [kg]	valores	Probabilidade da amostra (probabilidade de o valor estar acima)
1		RB2111-3A05	7913	5142	5128	3%
2	702	RB2112-1A05	7929	5150	5139	7%
3		RB2114-3A05	7933	5164	5140	10%
4		RB2103-1A05	7929	5154	5142	13%
5	701	RB2107-3A05	7917	5156	5143	17%
6		RB2109-1A05	7946	5156	5147	20%
7		RB2104-2A05	7973	5171	5148	23%
8	700	RB2106-1A05	7945	5152	5150	27%
9		RB2108-2A05	7940	5169	5150	30%
10		RB2100-1A05	7968	5147	5150	33%
11	699	RB2102-3A05	7939	5159	5152	37%
12		RB2105-3A05	7933	5155	5154	40%
13		RB2098-2A05	7915	5140	5155	43%
14	698	RB2099-3A05	7935	5161	5155	47%
15		RB2101-2A05	7966	5170	5156	50%
16		RB2095-2A05	7943	5159	5156	53%
17	697	RB2096-3A05	7933	5150	5157	57%
18		RB2097-1A05	7938	5139	5157	60%
19		RB2091-1A05	7948	5157	5159	63%
20	696	RB2093-3A05	7932	5157	5159	67%
21		RB2094-1A05	7982	5165	5161	70%
22		RB2088-1A05	7939	5150	5161	73%
23	695	RB2090-3A05	7936	5155	5163	77%
24		RB2092-2A05	7966	5163	5164	80%
25		RB2086-2A05	7931	5148	5165	83%
26	694	RB2087-3A05	7913	5143	5166	87%
27		RB2089-2A05	7951	5166	5166	90%
28		RB2083-2A05	7964	5166	5169	93%
29	693	RB2084-3A05	7932	5161	5170	97%
30		RB2085-1A05	7902	5128	5171	100%

fiabilidade de 90%

APÊNDICE B

β	rad	Mastament θ	$\tan(\beta)$	$\cos(\beta)$	$F_{\text{Ems}} [N]$	$F_{\text{Result}} [N]$	$F_{\text{Ems}} [kN]$	$F_{\text{Result}} [kN]$	Coefficiente de Estabilidade
0	0,000	0,00	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	25,339	-100,0
2	0,035	88,16	0,035	0,999	884,865	25339,230	0,885	25,355	-81,8
4	0,070	176,20	0,070	0,998	1771,892	25401,106	1,772	25,401	-63,6
6	0,105	264,04	0,105	0,995	2663,260	25478,806	2,663	25,479	-45,5
8	0,140	351,55	0,141	0,990	3561,197	25588,253	3,561	25,588	-27,4
10	0,175	438,64	0,176	0,985	4467,990	25730,128	4,468	25,730	-9,5
12	0,209	525,18	0,213	0,978	5386,020	25905,323	5,386	25,905	8,4
14	0,244	611,09	0,249	0,970	6317,780	26114,956	6,318	26,115	26,1
16	0,279	696,26	0,287	0,961	7265,907	26360,387	7,266	26,360	49,7
18	0,314	780,58	0,325	0,951	8233,215	26643,243	8,233	26,643	61,1
20	0,349	863,94	0,364	0,940	9222,725	26965,445	9,223	26,965	78,3
22	0,384	946,26	0,404	0,927	10237,713	27329,240	10,238	27,329	95,3
24	0,419	1027,42	0,445	0,914	11281,752	27737,240	11,282	27,737	112,1
26	0,454	1107,33	0,488	0,899	12358,768	28192,476	12,359	28,192	128,6
28	0,489	1185,89	0,532	0,883	13473,108	28698,453	13,473	28,698	144,8
30	0,524	1263,00	0,577	0,866	14629,611	29259,223	14,630	29,259	160,7
32	0,559	1338,58	0,625	0,848	15833,708	29879,473	15,834	29,879	176,3
34	0,593	1412,52	0,675	0,829	17091,526	30564,634	17,092	30,565	191,6
36	0,628	1484,75	0,727	0,809	18410,028	31321,011	18,410	31,321	206,5
38	0,663	1555,16	0,781	0,788	19797,176	32155,944	19,797	32,156	221,0
40	0,698	1623,68	0,839	0,766	21262,139	33078,016	21,262	33,078	235,2
42	0,733	1690,22	0,900	0,743	22815,545	34097,297	22,816	34,097	248,9
44	0,768	1754,71	0,966	0,719	24469,810	35225,675	24,470	35,226	262,2
46	0,803	1817,05	1,036	0,695	26239,541	36477,254	26,240	36,477	275,1
47,87	0,835	1873,34	1,106	0,671	28013,980	37773,756	28,014	37,774	285,7
48	0,838	1877,18	1,111	0,669	28147,066	37868,885	28,142	37,869	287,5
50	0,873	1935,03	1,192	0,643	30198,118	39420,844	30,198	39,421	299,4
52	0,908	1990,52	1,280	0,616	32432,735	41157,732	32,433	41,158	310,9
54	0,942	2043,58	1,376	0,588	34876,458	43109,673	34,876	43,110	321,8
56	0,977	2094,15	1,483	0,559	37566,953	45313,933	37,567	45,314	332,3
58	1,012	2142,17	1,600	0,530	40551,245	47817,152	40,551	47,817	342,2
60	1,047	2187,58	1,732	0,500	43888,834	50678,460	43,889	50,678	351,6
62	1,082	2230,33	1,881	0,469	47656,160	53973,940	47,656	53,974	360,4
64	1,117	2270,35	2,050	0,438	51953,121	57803,143	51,953	57,803	368,7
66	1,152	2307,62	2,246	0,407	56912,842	62298,862	56,913	62,299	375,3
68	1,187	2342,07	2,475	0,375	62716,795	67642,242	62,717	67,642	383,5
70	1,222	2373,66	2,747	0,342	69618,962	74086,952	69,619	74,087	390,0
72	1,257	2402,37	3,078	0,309	77986,131	81999,471	77,986	81,999	395,9
74	1,292	2428,15	3,487	0,276	88368,397	91929,593	88,368	91,930	401,2
76	1,326	2450,97	4,011	0,242	101630,101	104741,367	101,630	104,741	405,9
78	1,361	2470,80	4,705	0,208	119211,704	121874,965	119,212	121,875	410,5
80	1,396	2487,62	5,671	0,174	143702,914	145922,810	143,706	145,923	413,5
82	1,431	2501,42	7,115	0,139	180297,990	182069,882	180,298	182,070	416,4
84	1,466	2512,16	9,514	0,105	241086,669	242414,642	241,087	242,415	418,6
86	1,501	2519,85	14,301	0,070	362327,871	362327,737	362,368	362,353	420,2
88	1,536	2524,46	28,636	0,035	725620,608	725620,608	725,621	725,621	421,1
90	1,571	2526,00	#####	0,000	#####	#####	#####	#####	421,4

APÊNDICE C



APÊNDICE D

Cálculo do rendimento do Redutor

Seguindo as especificações da norma inglesa BS 721 “*Worm gearing, Part 2, Metric units*”, calculou-se o rendimento do redutor. O cálculo efetuado permite a avaliação da magnitude do binário transmitido a cada rolo do equipamento, quando afetado pelo rendimento do redutor instalado. Este redutor é constituído por dois estágios de engrenagens parafuso sem-fim/roda helicoidal, em série.

Como dados iniciais, surgem:

- Potência e velocidade de rotação nominais dos motores AC instalados;
- Velocidade periférica e dimensões do rolo;
- Distância entre eixos de cada redutora (estimado);
- Relação total de transmissão.

A potência e rotação dos motores foram obtidas por consulta das suas características, na respetiva chapa de identificação. Para obter a velocidade do rolo, o sistema foi colocado em funcionamento em vazio e cronometrou-se o tempo de uma volta completa do rolo. No entanto, sabe-se que a rotação do sistema em vazio pode ser ligeiramente superior à rotação nominal do motor. Mesmo assim, esta medição permitiu a determinação da velocidade do rolo e, por consequência, a relação de transmissão total da transmissão. Para determinar os valores de entre eixo de cada estágio, foi efetuada uma estimativa da posição dos elementos internos da transmissão (com base na observação da estrutura exterior do redutor, Figura A.1).



Figura A.1.Medições aproximadas

O número de dentes do sem-fim, z_1 , é dado pela seguinte equação:

$$z_1 = \frac{7 + 2,4 * \sqrt{a}}{R_g} = \frac{7 + 2,4 * \sqrt{68}}{35,749} = 0,7494 \rightarrow 1 [dente]$$

onde:

a - Distância entre eixos [mm]

R_g – Relação de transmissão (assumida aqui como igual para as duas caixas)

z_1 – Número de dentes do sem-fim, tomado pelo valor inteiro mais próximo do determinado

O número de dentes do sem-fim, z_2 , é dado pela seguinte equação:

$$z_2 = R_g * z_1$$

Nota: para casos em que o sem-fim possua apenas um dente, z_2 assume valor idêntico ao da razão de transmissão

Portanto, segundo a norma, tomando o valor inteiro abaixo:

$$z_2 = R_g = 35,749 \rightarrow 35 [dentes]$$

Para encontrar o valor do fator de diâmetro, q , este não poderia ser selecionado a partir da gama recomendada pela norma, teria de ser determinado através das características conhecidas. Esta determinação é feita com recurso a um ábaco e tomando como dados de entrada a distância entre eixos e o número de dentes da roda dentada. O valor é adimensional.

Pela figura 3 (pág. 10), vem:

$$a = 68, z_2 = 35 \quad q = 9,5$$

O ângulo de ataque do parafuso sem-fim, γ , é encontrado através de:

$$\tan(\gamma) = \frac{z_1}{q} = \frac{1}{9,5} = 0,105$$

$$\gamma = \tan^{-1}(0,105) = 6 [^\circ]$$

Com os dados apurados, a determinação do módulo axial, m , pode ser estimada através das equações apresentadas abaixo.

$$m_{m\acute{a}x} = \frac{2 * a}{z_2 + q - 2 * x_{2,min}}$$

$$m_{m\grave{i}n} = \frac{2 * a}{z_2 + q + 2 * x_{2,m\acute{a}x}}$$

A parcela x_2 designa p coeficiente de correção da altura da cabeça do dente, i.e., o addendum do dente. Pode ser encontrado por consulta dos ábacos da página 11 da norma e é um valor adimensional, tal como o módulo axial.

$$z_2 = 35, \gamma = 6[^\circ]$$

$$x_{2,min} = 0,485$$

$$x_{2,max} = 0,5$$

Substituindo:

$$m_{m\acute{a}x} = \frac{2 * a}{z_2 + q - 2 * x_{2,min}} = \frac{2 * 68}{35 + 9,5 - 2 * 0,5} = 3,124$$

$$m_{min} = \frac{2 * a}{z_2 + q + 2 * x_{2,m\acute{a}x}} = \frac{2 * 68}{35 + 9,5 + 2 * 0,485} = 2,989$$

Dentro da gama definida, optou-se por usar o valor médio, 3,05

Encontra-se a velocidade de escorregamento, v_s , pela equação abaixo em metros por segundo. A variável n designa a velocidade do sem-fim em revoluções por minuto, e aqui foi considerado igual ao valor da rotação do motor AC em vazio.

$$\begin{aligned} v_s &= 0,000054 * m * n * \sqrt{(z_1^2 + q^2)} = 0,000054 * 3,05 * 1420 * \sqrt{(1^2 + 9,5^2)} \\ &= 2,23 [ms^{-1}] \end{aligned}$$

O ângulo de fricção em graus, Φ , é conseguido pela introdução em ábaco (página 15, figura 10) da velocidade de escorregamento anteriormente calculada.

$$v_s = 2,23, \quad \tan \Phi = 0,037$$

$$\Phi = \tan^{-1}(0,037) = 2,119 [^\circ]$$

A eficiência, i.e., o rendimento do trem primário é apurado com base no ângulo de ataque e no ângulo de fricção. Este cálculo não toma em conta nem as perdas de energia nos rolamentos nem pela agitação do óleo de lubrificação.

$$\eta_1 = \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \Phi)} = \frac{\tan(6)}{\tan(6 + 2,119)} = 0,737$$

O primeiro trem terá um rendimento na ordem de 73,7 [%] .

Pode ainda, segundo a norma, averiguar-se a irreversibilidade da transmissão. Este dado é de alguma importância, visto que o travamento da pá deverá ser assegurado. A transmissão é irreversível se o ângulo de ataque for igual ou inferior ao ângulo de fricção.

$$\gamma = 6 [^\circ] > \phi = 2,119 [^\circ]$$

Posto isto, a transmissão deverá ser reversível.

O segundo trem possui um método de cálculo semelhante ao aqui descrito.

APÊNDICE E

	tempo [s]	perímetro [m]	velocidade [ms^{-1}]	rpm (rolo)
	24	1,08	0,045	-
	60	2,7	0,045	2,5
Ratio				
568 :1				
Nominal	Potência [w]	rpm (motor)	Binário (motor) [Nm]	Binário [Nm] teórico
	1100	1420	7,397	4201,69
Arranque		B_d/B_N	Binário (motor) [Nm]	Binário [Nm] teórico
		3,8	28,110	15966,42
Máximo		B_d/B_N	Binário (motor) [Nm]	Binário [Nm] teórico
		2,6	19,233	10924,40

Nominal	Binário teórico total [Nm]	8403,38
Arranque	Binário teórico total [Nm]	31932,85
Máximo	Binário teórico total [Nm]	21848,79

Rendimento global redutora [%]	56,74
	0,5674

Nominal	Binário efectivo rolo [Nm]	2383,92
	Binário efectivo rolo total [Nm]	4767,84
Arranque	Binário efectivo [Nm]	9058,89
	Binário efectivo rolo total [Nm]	18117,78
Máximo	Binário efectivo rolo [Nm]	6198,19
	Binário efectivo total rolo [Nm]	12396,38

Rendimento redutora primária			Rendimento redutora secundária			Redução 1,5x maior no 1º estágio
		conversão rad => grau			conversão rad => grau	
a , Distância entre eixos [mm]	68		a , Distância entre eixos	125		
Rg , relação de transmissão	35,749126		Rg , relação de transmissão	15,888500		
Z ₁ , número de dentes sem-fim	1	0,749414	Z ₁ , número de dentes sem-fim	2	2,12939	
Z ₂ , número de dentes roda dentada	35	35,74913	Z ₂ , número de dentes roda dentada	31	31,77700	
q , fator de diâmetro	9,5		q , fator de diâmetro	7,5		
γ , ângulo de ataque [°]	0,105	6,009005957	γ , ângulo de ataque	0,260602	14,93141718	
m, módulo axial			m, módulo axial			
m _{max}	3,124282		m _{max}	6,656017		
X _{2,max}	0,5		X _{2,max}	0,5		
m _{min}	2,989011		m _{min}	6,329114		
X _{2,min}	0,485		X _{2,min}	0,47		
m, assumido	3,056647	valor médio	m, assumido	6,492565	valor médio	
V _s , velocidade de escorregamento [m/s]	2,238947		V _s , velocidade de escorregamento [m]	0,243217		
Φ , ângulo de fricção [°]	0,036983	2,118977	Φ , ângulo de fricção [°]	0,072871	4,175186	
η , eficiência	0,737036821		η , eficiência	0,7698		
Irreversibilidade	Reversível		Irreversibilidade	Reversível		
η , eficiência TOTAL			0,567371282			56,74

APÊNDICE F

Seleção do rolamento giratório

Com base no catálogo de componentes disponível no site do fabricante (Schaeffler Kg, 2012) surge o processo de cálculo abaixo descrito.

Primeiramente, deverá obter-se o fator de carga estática F_{0q} (para o caso em que apenas existe carga axial):

$$F_{0q} = F_{0a} * f_A * f_S$$

onde:

F_{0a} – carga estática axial [kN]

f_A – fator de aplicação

f_S – fator de segurança

A carga estática axial no componente é dada pelo dimensionamento da estrutura intermédia, sendo a força de reação no apoio da estrutura de adaptação (56,962 [kN]).

O fator de aplicação é dado por uma tabela de valores de referência para determinadas aplicações tipo. É de ter em conta que as diversas intervenções na pá provocam vibrações na estrutura, mas de maior importância é o risco de *fretting* / *false brinelling* (devido aos movimentos ocasionais oscilantes de pequena amplitude), para tal o valor indicado é de 2.

Para o fator de segurança o catálogo sugere a utilização de 1, referindo que comumente não é necessário um aumento deste valor.

Assim $F_{0q} \sim 114$ [kN]. Para este valor surge apenas uma opção adequada, o modelo de rolos cruzados (e sem dentado) XSU 140414. A seleção do rolamento deve compreender a verificação da aptidão dos parafusos que o fixam à estrutura de apoio, como tal surgem dois diagramas, Figura A.2.

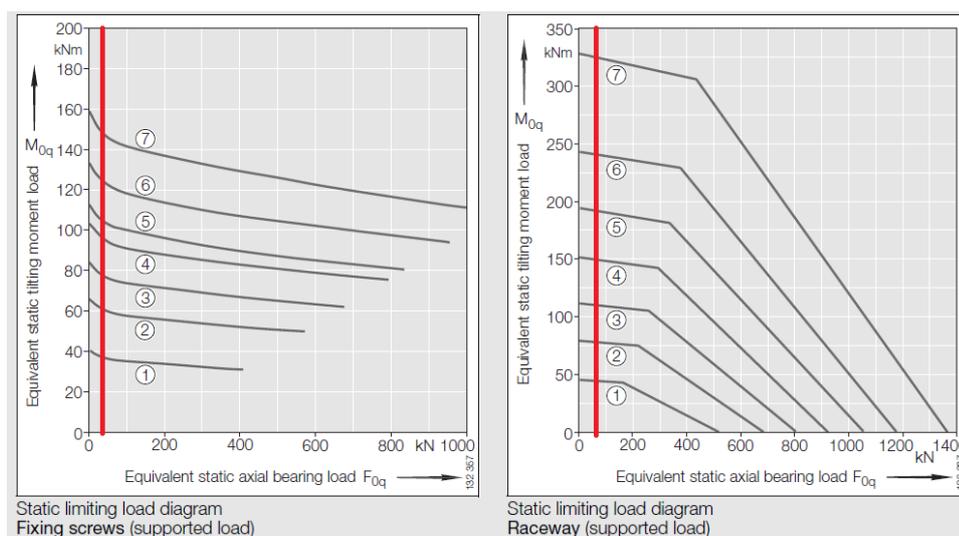


Figura A.2-Diagramas XSU 140414 (1)

Visivelmente, a opção mais viável é a escolhida. Tanto os parafusos de fixação como a carga suportada pelas pistas estão aptos às condições de serviço.

Embora o catálogo permita o cálculo da resistência rotacional do componente, não é possível, com os dados disponíveis completar este cálculo.

A lubrificação do componente é garantida já de fábrica, mas existe a necessidade de manutenção das condições de lubrificação de forma a estender a vida do componente. Para lubrificação com massa, a quantidade a aplicar de 50 a 200 horas (considerando a operação em ambientes de elevada contaminação) deverá ser:

$$m = \frac{D_M * D_W^2 * 0,5}{1000}$$

onde:

m – Quantidade de massa [g]

D_M – Diâmetro de rotação dos elementos rolantes (rolos) em milímetros, característico do componente, no caso: 414 [mm]

D_W – Diâmetro dos elementos rolantes (rolos), característico do componente, no caso: 14 [mm]

Assim, $m \sim 40,6$ [g].

Quanto à vedação das pistas do componente, uma vedação axial A0106 será a mais adequada. Uma vedação radial teria uma maior propensão à entrada de particular e a sua penetração nas pistas interiores.

Na conceção das estruturas de adaptação do rolamento, certas dimensões devem obedecer a algumas regras, Figura A.3.

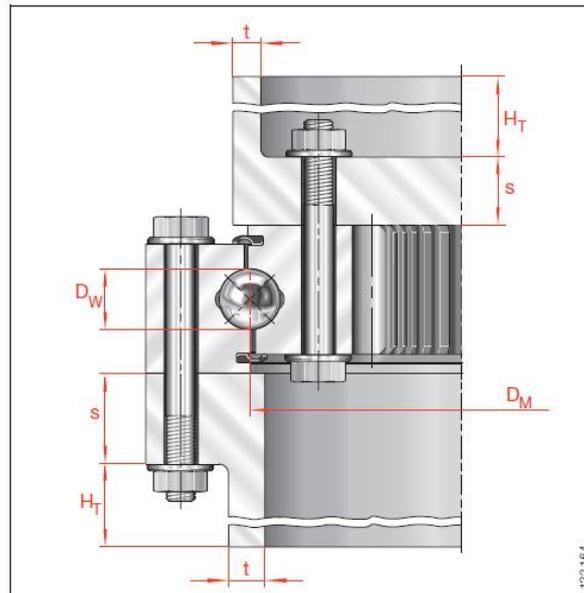


Figura A.3-Dimensões a acautelar no desenho das adaptações

Relações geométricas:

$$t = s/3$$

$$H_T = s * 5$$

A determinação da espessura da estrutura s é dada por um ábaco específico, Figura A.4.

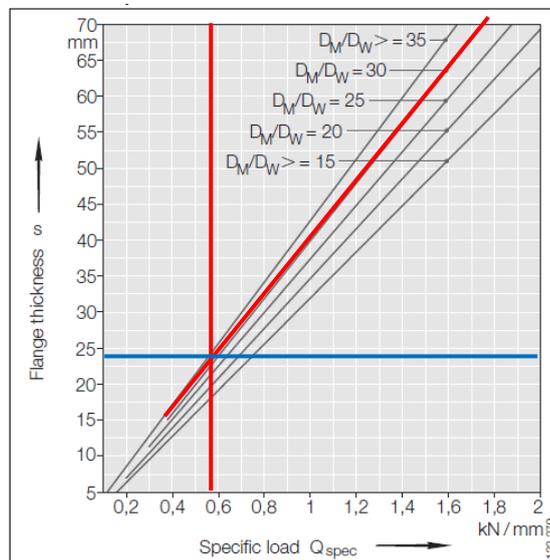


Figura A.4-Diagrama de definição da espessura s

Q_{spec} dado por:

$$Q_{spec} = \frac{C_{0a}}{D_M * \pi * f_B} = 0,5712$$

onde:

C_{0a} – capacidade básica de carga axial estática (520 [kN] para o rolamento selecionado)

f_B – fator de tipo de rolamento (rolamentos de rolos cruzados - 0,7)

Assim, os valores a assegurar no dimensionamento das estruturas de adaptação do rolamento são:

$$s = 24 [mm]$$

$$t = 8 [mm]$$

$$H_T = 120 [mm]$$