



Tiago Vaz Álvares

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

Estudo Comparativo de Esquemas de Montagem de Acionamentos de Agitadores Industriais

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientadora: Doutora Helena Victorovna Guitiss Navas,
Prof.^a Auxiliar, FCT-UNL DEMI

Coorientador: Mestre David Figueiredo Nunes
Braga, SEW-EURODRIVE Portugal

Júri:

Presidente: Prof. Doutor(a) Rui Fernando dos Santos Pereira Martins, Prof. Auxiliar, FCT-UNL DEMI

Arguente(s): Prof. Doutor(a) Teresa Leonor Ribeiro Cardoso Martins Morgado, Investigadora Auxiliar, Laboratório Nacional de Engenharia Civil (LNEC)

Vogal(ais): Prof. Doutor(a) Helena Víctorovna Guitiss Navas, Prof.^a Auxiliar, FCT-UNL DEMI



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Abril, 2019

Estudo Comparativo de Esquemas de Montagem de Acionamentos de Agitadores Industriais

Copyright © Tiago Vaz Álvares, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

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

“És do mundo, queres viver para sempre.

O teu sonho corre mesmo à tua frente.”

João Pedro Pais

Agradecimentos

No âmbito da realização deste trabalho gostaria de expressar o meu agradecimento à minha orientadora, a Professora Doutora Helena Navas, do Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, pela oportunidade de desenvolver esta temática, bem como pelo seu constante apoio, interesse e disponibilidade, na resolução das dificuldades que surgiram no desenvolvimento deste trabalho. Agradeço-lhe, ainda, a oportunidade de ter podido colaborar na elaboração de um artigo científico, versando esta mesma temática.

Um agradecimento ao Engenheiro Mestre David Braga que me deu a conhecer a SEW-EURODRIVE Portugal e forneceu vários elementos indispensáveis ao trabalho desenvolvido.

Este trabalho não teria sido possível sem o interesse e o apoio de todos os que me são próximos. Um grande obrigado a todos os meus amigos e colegas que me ajudaram a ultrapassar esta prova, não apenas durante esta dissertação, mas ao longo do meu percurso académico. São demasiados para nomear exaustivamente, mas agradeço em especial ao meu irmão Miguel e ao Ricardo Paulo.

Deixo, também, o mais profundo agradecimento aos meus pais, pelo apoio que me deram, não só ao longo deste trabalho, mas também ao longo da minha vida, assim como pela formação que me proporcionaram.

Resumo

Os agitadores e misturadores têm um amplo campo de aplicação em diversas atividades industriais. Dada a variedade de soluções construtivas dos acionamentos de agitadores, o processo de seleção dos mesmos é determinante na eficácia dos processos de agitação ou mistura.

A presente dissertação foi elaborada no âmbito da colaboração entre a Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa e a empresa SEW-EURODRIVE Portugal. Entre as várias atividades da referida empresa, destacam-se os serviços de projeto e instalação de equipamentos industriais, entre os quais os acionamentos de agitadores. Na empresa são utilizados quatro esquemas de montagem de acionamentos de agitadores, para os quais não existe um procedimento de seleção ou comparação em função de uma determinada aplicação.

O trabalho desenvolvido centrou-se na construção de um Modelo de Estudo Comparativo dos quatro esquemas de montagem. O modelo, que permite a análise e a comparação de diferentes soluções de montagem, baseia-se na seleção de critérios escolhidos em função de requisitos de projeto, proporcionando com isso a obtenção da solução mais adequada. O modelo inclui a aplicação da Matriz de Decisão de Pugh e do Critério de Pugh para Avaliação da Complexidade. Além do modelo teórico proposto, o mesmo foi materializado numa aplicação informática de apoio ao engenheiro projetista.

A validação do modelo foi realizada através de dois estudos de caso que refletiram situações correntes de projeto de acionamentos para agitadores.

A proposta desenvolvida poderá ter um impacto significativo, tanto na fase de pré-projeto como também na fase de projeto final de acionamentos, ao facilitar e acelerar a tomada de decisão pelos projetistas. Assim, a redução dos tempos de desenvolvimento de novos projetos e o maior diálogo entre o projetista e o cliente poderão proporcionar um incremento na satisfação dos clientes.

Devido à sua flexibilidade, o modelo poderá ser facilmente generalizado para outras aplicações ou soluções de montagem.

Palavras-chave: acionamentos de agitadores industriais, montagem de acionamentos industriais, soluções construtivas de acionamentos, critérios de seleção de acionamentos, Matriz de Decisão de Pugh, Critério de Pugh

Abstract

Agitators and mixers have a wide field of application in various industrial activities. Given the variety of construction solutions of agitator drives, the selection process is determinant for the agitating or mixing processes effectiveness.

The present dissertation was elaborated as a part of a collaboration between Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa and SEW-EURODRIVE Portugal. Among the various activities of this company, the services of design and assembling of industrial equipment stand out, among which are the agitators drives. In the company, four assembly schemes for agitator drives are used, for which there is no selection or comparison procedure depending on the application.

The work developed focused on the construction of a Comparative Study Model for the four assembly schemes. The model, which allows the analysis and comparison of different assembly solutions, is based on the selection of criteria chosen in function of design requirements, thus providing the most adequate solution. The model includes the application of the Pugh Decision Matrix and the Pugh Criteria for Complexity Assessment. In addition to the proposed theoretical model, the model was materialized in a computer application to support the design engineer.

The validation of the model was carried out by two Case Studies that reflected current situations of design for agitator drives.

The developed proposal can have a significant impact in the pre-project phase as in the final design phase of the drives, by simplifying and accelerating the decision-making process by designers. Therefore, the reduction of development time of new projects and the wider dialogue between the designer and the customer can provide an increase in customer satisfaction.

Due to its flexibility, the model can easily be generalized to other applications or assembly solutions.

Keywords: industrial agitator drives, assembly of industrial drives, constructive drive solutions, selection criteria for drives, Pugh's Decision Matrix, Pugh's Criteria.

Índice Geral

Agradecimentos	VII
Resumo	IX
Abstract	XI
Índice Geral	XIII
Índice de Figuras	XV
Índice de Tabelas.....	XVII
Siglas e acrónimos	XIX
Simbologia.....	XIX
1 Introdução.....	1
1.1 Enquadramento do trabalho e objetivos	1
1.2 Metodologia do estudo	2
1.3 Estrutura da dissertação	3
2 Acionamentos de agitadores industriais.....	5
2.1 Processos de agitação e mistura	5
2.2 Aplicações de misturadores na indústria	7
2.3 Problemática dos processos de mistura	8
2.4 Tipos de agitadores e misturadores industriais	9
2.5 Componentes dos acionamentos de agitadores industriais	12
2.6 Solicitações sobre os componentes dos acionamentos	16
2.7 Desalinhamentos dos componentes dos acionamentos.....	17
2.8 Vida útil dos componentes dos acionamentos	19
2.9 Rendimento dos componentes dos acionamentos.....	27
3 Metodologias de apoio à tomada de decisão	33
3.1 Seleção de soluções e tomada de decisão em engenharia.....	33
3.2 Matriz de Decisão de Pugh.....	34
3.3 Critério de Pugh para Avaliação da Complexidade.....	40
4 Estudo comparativo de esquemas de montagem de agitadores industriais	43
4.1 A empresa SEW-EURODRIVE Portugal.....	43
4.2 Caracterização do processo de dimensionamento de acionamentos existente na empresa.....	44
4.2.1 Procedimento de projeto de redutores.....	45
4.2.2 Esquemas de montagem dos acionamentos de agitadores industriais.....	47
4.3 Identificação das oportunidades de melhoria do processo de dimensionamento	52
4.4 Proposta do modelo do estudo comparativo entre esquemas de montagem	52
4.4.1 Seleção inicial dos esquemas de montagem.....	53
4.4.2 Comparação das soluções de montagem.....	59

4.4.3	<i>Aplicação informática de apoio ao estudo comparativo</i>	66
5	Estudos de caso e validação do modelo	79
5.1	Estudo de Caso nº1	79
5.1.1	<i>Definição dos requisitos de projeto</i>	80
5.1.2	<i>Aplicação do modelo de estudo comparativo ao Estudo de Caso nº1</i>	84
5.2	Estudo de Caso nº2	95
5.2.1	<i>Definição dos requisitos de projeto</i>	96
5.2.2	<i>Aplicação do modelo de estudo comparativo ao Estudo de Caso nº2</i>	98
5.3	Discussão de resultados	105
6	Conclusões e trabalhos futuros	107
6.1	Conclusões	107
6.2	Sugestões para trabalhos futuros	108
	Bibliografia	111
	Anexos	115
	Anexo A - Dados para cálculos de rolamentos	115
	Anexo B - Dados para cálculos de veios	117
	Anexo C - Procedimento de projeto de redutores SEW-EURODRIVE	120
	Anexo D - Fluxograma do modelo de dimensionamento proposto	125
	Anexo E - Estudo de Caso nº1	127
	Anexo F - Estudo de Caso nº2	136

Índice de Figuras

Figura 2.1 - Rotor de turbina com três pás de perfil hidrodinâmico	10
Figura 2.2 - Rotor estilo âncora.....	11
Figura 2.3 - Rotor de fitas helicoidais	11
Figura 2.4 - Rotor-estator para alta viscosidade.....	11
Figura 2.5 - Componentes constituintes dos acionamentos de agitadores industriais.....	12
Figura 2.6 - Componentes de um rolamento de esferas	14
Figura 2.7 - Forças e momentos presentes num agitador	17
Figura 2.8 - Tipos de desalinhamentos.....	17
Figura 2.9 - Diretrizes para o intervalo de relubrificação com massa lubrificante	27
Figura 3.1 - Torradeira de 2 entradas	37
Figura 3.2 - Torradeira de 4 entradas	37
Figura 3.3 - Torradeira tipo passadeira	37
Figura 3.4 - Exemplo de uma árvore de objetivos	38
Figura 4.1 - Processo de dimensionamento de acionamentos de agitadores	45
Figura 4.2 - Fluxograma para o projeto de redutores de velocidades	46
Figura 4.3 - Configuração nº1	48
Figura 4.4 - Configuração nº2	49
Figura 4.5 - Configuração nº3	50
Figura 4.6 - Configuração nº4	51
Figura 4.7 - Proposta do modelo no processo de dimensionamento	53
Figura 4.8 - Procedimento de seleção inicial dos esquemas de montagem.....	58
Figura 4.9 - Modelo de cálculo da vida útil das chumaceiras de rolamento	60
Figura 4.10 - Modelo de cálculo da vida útil de veios rotativos	61
Figura 4.11 - Modelo de cálculo do fator de complexidade.....	63
Figura 4.12 - Modelo de cálculo do rendimento de rolamentos.....	64
Figura 4.13 - Árvore de objetivos dos esquemas de montagem.....	65
Figura 4.14 - Comparação das soluções de montagem	66
Figura 5.1 - União de veio do tipo flange rígida	90
Figura 5.2 - Solução construtiva para a chumaceira de rolamentos superior com vedação	91
Figura 5.3 - Solução construtiva para a chumaceira de rolamentos inferior com vedação	92
Figura 5.4 - União de veios do tipo flexível.....	93
Figura 5.5 - Exemplo de um agitador industrial para o Estudo de Caso nº2.....	95
Figura A.1 - Viscosidade nominal à temperatura operacional	115
Figura A.2 - Fator de concentração de tensões em eixos com filete	119
Figura A.3 - Sensibilidade ao entalhe para aços e ligas de alumínio	119
Figura A.4 - Fração da resistência à fadiga.....	119
Figura A.5 - Procedimento de seleção de redutores da série MC (Folha nº1)	120

Figura A.6 - Procedimento de seleção de redutores da série MC (Folha nº2)	121
Figura A.7 - Procedimento de seleção de redutores da série MC (Folha nº3)	122
Figura A.8 - Procedimento de seleção de redutores da série MC (Folha nº4)	123
Figura A.9 - Proposta do Modelo de Estudo Comparativo	125
Figura A.10 - Especificações técnicas do redutor MC.P.S05 (folha nº1)	127
Figura A.11 - Especificações técnicas do redutor MC.P.S05 (folha nº2)	128
Figura A.12 - Desenho técnico do redutor MC3PVSF03	130

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Classificação das operações de mistura	6
Tabela 2.2 - Gama de velocidades para os equipamentos de mistura	13
Tabela 3.1 - Características das soluções construtivas a comparar	38
Tabela 3.2 - Exemplo de aplicação da Matriz de Decisão de Pugh	39
Tabela 4.1 - Tolerâncias admissíveis em alinhamento de uniões de veio rígidas	56
Tabela 4.2 - Folha de cálculo "Programa de seleção inicial"	67
Tabela 4.3 - Folha de cálculo "Estimativa dos pontos críticos"	69
Tabela 4.4 - Folha de cálculo "Rolamentos no veio do agitador"	70
Tabela 4.5 - Folha de cálculo "Tensão limite de fadiga"	70
Tabela 4.6 - Folha de cálculo "Atribuição de pesos aos critérios de comparação"	71
Tabela 4.7 - Folha de cálculo "Vida útil dos rolamentos"	72
Tabela 4.8 - Folha de cálculo "Vida útil do veio do agitador"	73
Tabela 4.9 - Folha de cálculo "Montagem do acionamento do agitador"	74
Tabela 4.10 - Fatores de complexidade em cada esquema de montagem	74
Tabela 4.11 - Folha de cálculo "Rendimento mecânico dos rolamentos"	75
Tabela 4.12 - Folha de cálculo "Custos do acionamento do agitador"	76
Tabela 4.13 - Folha de cálculo "Matriz de Decisão do Estudo Comparativo"	77
Tabela 5.1 - Dados relativos ao redutor MC3PVSF05	80
Tabela 5.2 - Dados relativos à engrenagem do veio de saída do redutor	81
Tabela 5.3 - Forças e momentos na roda dentada	81
Tabela 5.4 - Dimensões admitidas para o Estudo de Caso nº1	82
Tabela 5.5 - Características e requisitos dos rolamentos do veio do agitador	83
Tabela 5.6 - Rolamentos para o Estudo de Caso nº1	83
Tabela 5.7 - Programa de seleção inicial no Estudo de Caso nº1	84
Tabela 5.8 - Estimativa dos pontos críticos no Estudo de Caso nº1	85
Tabela 5.9 - Rolamentos no veio do agitador no Estudo de Caso nº1	86
Tabela 5.10 - Tensão limite de fadiga no Estudo de Caso nº1	86
Tabela 5.11 - Atribuição de pesos aos critérios no Estudo de Caso nº1	87
Tabela 5.12 - Vida útil dos rolamentos no Estudo de Caso nº1	88
Tabela 5.13 - Vida útil do veio do agitador no Estudo de Caso nº1	89
Tabela 5.14 - Matriz de complexidade da união rígida	90
Tabela 5.15 - Matriz de complexidade da chumaceira de rolamentos superior com vedação	91
Tabela 5.16 - Matriz de complexidade da chumaceira de rolamentos inferior com vedação	92
Tabela 5.17 - Matriz de complexidade da união flexível	93
Tabela 5.18 - Fatores de complexidade em cada esquema de montagem	93
Tabela 5.19 - Montagem do acionamento do agitador no Estudo de Caso nº1	94
Tabela 5.20 - Rendimento mecânico dos rolamentos no Estudo de Caso nº1	94

Tabela 5.21 - Dimensões admitidas para o Estudo de Caso nº2.....	97
Tabela 5.22 - Rolamentos no Estudo de Caso nº2.....	97
Tabela 5.23 - Propriedades do material AISI 304 SS.....	97
Tabela 5.24 - Programa de seleção inicial no Estudo de Caso nº2.....	98
Tabela 5.25 - Estimativa dos pontos críticos no Estudo de Caso nº2.....	99
Tabela 5.26 - Rolamentos no veio do agitador no Estudo de Caso nº2.....	99
Tabela 5.27 - Tensão limite de fadiga no Estudo de Caso nº2	100
Tabela 5.28 - Atribuição de pesos aos critérios no Estudo de Caso nº2.....	101
Tabela 5.29 - Vida útil dos rolamentos no Estudo de Caso nº2	102
Tabela 5.30 - Vida útil do veio do agitador no Estudo de Caso nº2.....	103
Tabela 5.31 - Cálculo do fator de complexidade em cada esquema de montagem.....	103
Tabela 5.32 - Montagem do acionamento do agitador no Estudo de Caso nº2.....	104
Tabela 5.33 - Rendimento mecânico dos rolamentos no Estudo de Caso nº2.....	104
Tabela A.1 - Valores de referência para o fator do nível de contaminação	116
Tabela A.2 - Resistência à tração para aços laminados.....	117
Tabela A.3 - Parâmetros do fator de modificação de superfície de Main	117
Tabela A.4 - Efeito da temperatura de operação na resistência à tração do aço	118
Tabela A.5 - Fatores de fiabilidade	118
Tabela A.6 - Especificações técnicas das rodas dentadas do redutor MC.P.S05	129
Tabela A.7 - Vida útil no rolamento C do esquema de montagem nº2	131
Tabela A.8 - Vida útil no rolamento D do esquema de montagem nº3	131
Tabela A.9 - Vida útil no rolamento C do esquema de montagem nº4	132
Tabela A.10 - Vida útil no rolamento D do esquema de montagem nº4.....	132
Tabela A.11 - Perda de potência no rolamento C do esquema de montagem nº2.....	133
Tabela A.12 - Perda de potência no rolamento D do esquema de montagem nº3.....	133
Tabela A.13 - Perda de potência no rolamento C do esquema de montagem nº4.....	134
Tabela A.14 - Perda de potência no rolamento D do esquema de montagem nº4.....	134
Tabela A.15 - Matriz de Pugh para o Estudo de Caso nº1	135
Tabela A.16 - Vida útil no rolamento C do esquema de montagem nº3	136
Tabela A.17 - Vida útil no rolamento C do esquema de montagem nº4	136
Tabela A.18 - Vida útil no rolamento D do esquema de montagem nº4.....	137
Tabela A.19 - Perda de potência no rolamento C do esquema de montagem nº3.....	137
Tabela A.20 - Perda de potência no rolamento C do esquema de montagem nº4.....	138
Tabela A.21 - Perda de potência no rolamento D do esquema de montagem nº4.....	138
Tabela A.22 - Matriz de Pugh para o Estudo de Caso nº2	139

Siglas e acrónimos

AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
AHP	<i>Analytical Hierarchy Process</i>
DCL	Diagrama de corpo livre
ETAR	Estações de Tratamento de Águas Residuais
FCT-UNL	Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa
FEM	<i>Finite Element Method</i>
HCF	<i>High Cycle Fatigue</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LCF	<i>Low Cycle Fatigue</i>
MCDM	<i>Multi-Criteria Decision Making</i>
SEW	<i>Süddeutsche Elektromotoren Werke</i>
SKF	<i>Svenska KullagerFabriken</i>

Simbologia

a	Fator de conversão
a_1	Fator de correção da vida para a fiabilidade
a_i	Tempo de ciclo total com velocidade n_i , %
a_{SKF}	Fator SKF de modificação da vida útil
b	Largura do rolamento, mm
B	Fator de conversão do redutor
C	Capacidade de carga dinâmica básica, kN
c_F	Constante do redutor
C_f	Fator de complexidade de Pugh
C_i	Pontuação do subcritério de comparação i
C_0	Capacidade de carga estática, kN
d	Diâmetro menor da zona crítica do veio, mm
D	Diâmetro externo do rolamento, mm
d_f	Diâmetro do furo do rolamento, mm

e	Comprimento entre os rolamentos da caixa redutora, mm
E	Módulo de Young, GPa
f	Fração de resistência à fadiga
F	Força concentrada aplicada no rotor de agitação, N
F_a	Carga axial presente durante a operação, N
F_a^E	Carga axial na roda dentada E, N
F_{Aa}	Carga axial admissível, N
F_F	Constante do redutor
F_r^E	Carga radial na roda dentada E, N
F_R	Carga radial presente durante a operação, N
F_{Ra}	Carga radial admissível, N
F_t^E	Força tangencial, N
F_{XF}	Carga radial admissível para a flange, N
F_{XL}	Carga radial admissível para a chumaceira de rolamento, N
G	Módulo de elasticidade transversal, GPa
h	Comprimento entre a face externa da caixa redutora e o ponto de acoplamento entre os dois veios, mm
I	Momento de inércia, mm ⁴
k	Coeficiente de viscosidade
K	Fator de conveniência
K_a	Fator de modificação de condição de superfície
K_b	Fator de modificação de tamanho
K_c	Fator de modificação de carregamento
K_d	Fator de modificação de temperatura
K_e	Fator de fiabilidade
K_f	Fator de concentração de tensões em fadiga (dinâmico)
K_t	Fator de concentração de tensões para uma geometria particular (estático)
L_{10}	Vida nominal básica, 10 ⁶ rotações
L_{10h}	Vida nominal básica, 10 ⁶ h
L_M	Comprimento do veio do agitador, mm

L_R	Comprimento do veio de saída do redutor, mm
$L_{\gamma m}$	Vida nominal SKF, 10^6 rotações
$L_{\gamma mh}$	Vida nominal SKF, 10^6 h
m_n	Módulo normal, mm
M_2	Momento de saída do redutor, N · mm
M_a^E	Momento fletor na roda dentada E, N · mm
M_{at}	Momento de atrito total, N · mm
M_{drag}	Momento de atrito devido a fontes adicionais de perdas, N · mm
M_f	Momento fletor, N · mm
M_{rr}	Momento de atrito rolante, N · mm
M_{seal}	Momento de atrito da(s) vedação(ões), N · mm
M_{sl}	Momento de atrito deslizante, N · mm
M_t	Momento torsor, N · mm
M_t^E	Momento torsor na roda dentada E, N · mm
n	Velocidade de rotação, $r \cdot \text{min}^{-1}$
N	Número de ciclos
n_1	Velocidade de rotação à entrada, $r \cdot \text{min}^{-1}$
n_2	Velocidade de rotação à saída, $r \cdot \text{min}^{-1}$
N_a	Esforço axial, N
N_i	Número de interfaces, junções e conexões dentro do conjunto de montagem
N_f	Número de funções que o produto fornece
n_M	Velocidade de rotação do motor, $r \cdot \text{min}^{-1}$
N_p	Número de componentes que compõem o conjunto de montagem escolhido
N_{rol}	Número de rolamentos
n_s	Número do subcritério de comparação
N_t	Número de tipos de componentes
N_{ved}	Número de vedações mecânicas
N_{uv}	Número de união de veios
p	Expoente da equação da vida útil

P	Carga dinâmica equivalente, kN
p_{ci}	Peso do critério de comparação número i
p_d	Diâmetro do passo, mm
P_d	Potência dissipada, W
P_f	Potência fornecida, W
P_{ij}	Pontuação atribuída à solução j para o subcritério de comparação i
P_{loss}	Perda de potência devido ao atrito, W
P_N	Potência nominal, W
p_{si}	Peso relativo do subcritério de comparação i
P_T	Pontuação total para a solução construtiva j
P_u	Limite de carga de fadiga, kN
P_{ut}	Potência útil, W
q	Fator de sensibilidade ao entalhe
S_e	Tensão limite de fadiga corrigida, MPa
S'_e	Tensão limite de resistência à fadiga, MPa
S_m	Tensão do material, MPa
S_{ut}	Tensão de resistência máxima à tração, MPa
t_f	Intervalo de relubrificação, h
t_{fi}	Intervalo de relubrificação com velocidade n_i , h
t_{ftotal}	Intervalo de relubrificação total, h
T_{relub}	Intervalo de relubrificação ajustado, h
T_s	Momento de saída, N · mm
$T_{S_{máx}}$	Momento de saída máximo, N · mm
w	Comprimento entre o ponto F e o plano médio do rolamento D, mm
w_i	Fator de ponderação do subcritério de comparação i
x	Comprimento entre a linha de ação da força e linha média da chumaceira de rolamento mais solicitado do veio do agitador, mm
y	Comprimento entre os planos médios dos rolamentos B e C, mm

z	Comprimento entre o plano médio do rolamento B da caixa redutora e a face externa da caixa redutora, mm
z_a	Variante de transformação
z_E	Número de dentes
α_n	Ângulo de pressão normal, °
β	Ângulo do rotor de agitação, °
γ	Probabilidade de falha
δ	Constante do fator de modificação de superfície
ε	Expoente do fator de modificação de superfície
η	Rendimento do equipamento
η_a	Rendimento geral do acionamento
η_c	Fator do nível de contaminação
η_{em}	Rendimento do conjunto dos elementos motores
η_{me}	Rendimento do motor elétrico
η_{mr}	Rendimento da ligação entre o motor e o redutor
η_r	Rendimento do redutor de velocidades
η_{rol}	Rendimento dos rolamentos
η_{va}	Rendimento do conjunto dos elementos do veio do agitador
η_{ved}	Rendimento das vedações mecânicas
η_{uv}	Rendimento da união entre o veio do redutor e o veio do agitador
ϑ	Denominador do cálculo do número de ciclos
λ	Expoente do cálculo do número de ciclos
μ	Coefficiente de atrito
σ_{ced}	Tensão de cedência, MPa
σ_{rot}	Tensão de rotura, MPa
ν_1	Viscosidade nominal, mm ² /s
ν	Viscosidade real, mm ² /s
Φ_{ish}	Fator de redução térmica de corte de entrada
Φ_{rs}	Fator cinemático de redução de reabastecimento

1 Introdução

O presente capítulo contém o enquadramento do trabalho, onde são dadas a conhecer as motivações e os objetivos propostos. Neste capítulo, é ainda apresentada a metodologia do estudo seguida ao longo da dissertação e a estrutura do documento.

1.1 Enquadramento do trabalho e objetivos

A mistura e a agitação como processos de agregação de substâncias têm origem nos tempos da antiguidade quando o Homem preparava alimentos e ainda na construção de habitação. Porém, o seu desenvolvimento a nível técnico acontece na altura da revolução industrial, podendo facilmente serem observadas em quase todos os ramos da indústria como a indústria metalúrgica, química, alimentar, fabricação de vidro, papel, entre outras.

Como estudo científico, estas operações começaram a ser desenvolvidas na segunda metade do século XX, nomeadamente com as publicações de Uhl e Gray (1966) e Nagata (1975). Por esta altura, percebeu-se que os processos de mistura não podiam ser tratados como resultado de experiências empíricas e da sensibilidade humana para atingir os requisitos do produto e foram sendo estudados com maior rigor. A par dos avanços científicos manteve-se o desenvolvimento das técnicas de mistura e dos projetos de equipamentos [1].

Atualmente, o estudo e a aplicabilidade dos equipamentos de mistura e agitação são extensos, bastante variáveis e cada vez mais complexos. Estes equipamentos devem, portanto, estar preparados e ser adaptáveis aos vários tipos e combinações de mistura, satisfazendo os requisitos de processo para os quais foram selecionados.

No caso da empresa SEW-EURODRIVE Portugal, para além de líder no mercado de acionamentos eletromecânicos, também apresenta serviços de apoio a projetos e de apoio à montagem dos mesmos. Especificamente, no projeto de acionamentos de agitadores industriais, a empresa

tem ao dispor dos seus engenheiros projetistas determinados esquemas de montagem. Apesar de fazerem parte do procedimento de dimensionamento de motorreductores, a empresa não apresenta uma forma de seleção ou comparação dos esquemas em função de determinada utilização ou aplicação.

Desta forma, no âmbito da parceria entre a empresa e o Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa (FCT-UNL), foi estabelecido o objetivo de criar um método de análise e comparação dos esquemas de montagem com vista a obter, de forma fundamentada, a solução mais adequada para uma determinada aplicação.

Assim, foi decidido elaborar um modelo para o estudo comparativo dos quatro esquemas de montagem utilizados atualmente na empresa, completando com isso os procedimentos já existentes na SEW-EURODRIVE.

1.2 Metodologia do estudo

Face aos objetivos definidos no subcapítulo 1.1, foram identificados e caracterizados os procedimentos existentes na empresa para o projeto de acionamentos de agitadores industriais. Este levantamento foi feito por observação direta em visitas à empresa, através de *brainstorming* com o engenheiro coorientador e por intermédio da análise de documentos internos da empresa (catálogos e ficheiros de *output*).

Posteriormente, foram analisadas e caracterizadas individualmente as soluções de montagem de acionamentos de agitadores industriais mais utilizadas pelos engenheiros da empresa. No seguimento da fase anterior e tendo em conta a análise dos documentos cedidos pela empresa, foram identificadas as lacunas dos procedimentos de dimensionamento de agitadores.

De seguida, o trabalho visou a elaboração de propostas de melhoria do processo de projeto de acionamentos. Nesta fase foi elaborado um modelo de estudo comparativo entre os quatro esquemas de montagem utilizados pela empresa. O desenvolvimento deste modelo de estudo comparativo materializou-se num fluxograma de processos e envolveu a utilização da ferramenta Microsoft Visio.

O modelo desenvolvido contém duas partes. Numa primeira parte existe um fluxograma de processo de seleção inicial. No caso de terem sido obtidas várias soluções de montagem, na segunda parte do modelo, as mesmas são comparadas através de uma matriz de decisão ponderada, também denominada de Matriz de Decisão de Pugh.

Além desta metodologia, este modelo contém a aplicação do Critério de Pugh para avaliação da complexidade. Também foram utilizadas duas ferramentas da empresa SKF, disponíveis

online para cálculos de rolamentos: SKF Bearing Calculator - Bearing Rating Life para o cálculo da vida útil e SKF Bearing Calculator - Power Loss para o cálculo das perdas de potência.

Para complementar o modelo de estudo comparativo, foi elaborada uma aplicação informática de apoio ao utilizador, tendo esta sido desenvolvida em Excel.

Posteriormente, foram realizados dois estudos de caso nos quais a análise dos resultados obtidos permitiu validar e melhorar o modelo proposto.

1.3 Estrutura da dissertação

Esta dissertação de mestrado é composta por seis capítulos, aos quais se juntam a bibliografia e os anexos.

O capítulo 1, dividido em três subcapítulos, inicia-se com um enquadramento do trabalho, dando a conhecer as motivações do estudo colaborativo entre a SEW-EURODRIVE e a FCT-UNL e os objetivos propostos (subcapítulo 1.1). Neste capítulo é também apresentada a metodologia do estudo seguida ao longo da dissertação (subcapítulo 1.2) e a estrutura da dissertação (subcapítulo 1.3).

O capítulo 2 encontra-se dividido em nove subcapítulos e nele é efetuada uma breve introdução acerca da temática abordada. Assim, no subcapítulo 2.1 são introduzidos os conceitos e processos de agitação e mistura. Nos subcapítulos 2.2, 2.3, 2.4 e 2.5 são, respetivamente, apresentadas as aplicações, as problemáticas, os tipos e os componentes dos equipamentos de agitadores industriais. Nos restantes subcapítulos (2.6, 2.7, 2.8 e 2.9) abordam-se temas como as solicitações, desalinhamentos, vidas úteis e os rendimentos dos componentes característicos de acionamentos de agitadores industriais.

O capítulo 3, contém dois subcapítulos e neles são descritas e exemplificadas as metodologias de apoio à tomada de decisão utilizadas no modelo. Primeiramente, no subcapítulo 3.1 apresenta-se a metodologia da Matriz de Decisão de Pugh e no subcapítulo 3.2 o Critério de Pugh para Avaliação da Complexidade de montagem.

O capítulo 4 encontra-se dividido em quatro subcapítulos e diz respeito ao estudo comparativo entre os esquemas de montagem de acionamentos de agitadores industriais. No subcapítulo 4.1 é apresentada a empresa parceira no estudo. Posteriormente, em 4.2 são apresentados os procedimentos de projeto de redutores existentes na empresa e os esquemas de montagem que a empresa tem ao dispor dos seus engenheiros projetistas. Em 4.3 são identificadas as oportunidades de melhoria no processo de dimensionamento e no subcapítulo 4.4 é apresentada a proposta do modelo de estudo comparativo aplicado aos esquemas de montagem em estudo.

O capítulo 5 encontra-se dividido em três subcapítulos e refere-se à aplicação e validação do modelo desenvolvido. Assim, nos subcapítulos 5.1 e 5.2 aplica-se o modelo aos Estudos de

Caso nº1 e nº2, respetivamente. No subcapítulo 5.3 são discutidos os resultados e apresentadas algumas observações.

O capítulo 6, dividido em dois subcapítulos, encerra a dissertação. Em 6.1 apresentam-se as conclusões finais, o contributo do trabalho e diversas reflexões sobre o mesmo. Para finalizar o documento, em 6.2 são propostas ideias e sugestões para trabalhos futuros relacionados com a temática desenvolvida.

2 Acionamentos de agitadores industriais

O presente capítulo pretende introduzir a temática dos agitadores industriais dando a conhecer os principais processos, aplicações e problemáticas existentes em operações de agitação e os principais tipos de equipamentos e componentes.

Neste capítulo serão ainda apresentados temas como as solicitações, os desalinhamentos, as vidas úteis e os rendimentos dos componentes que compõem os acionamentos de agitadores industriais.

2.1 Processos de agitação e mistura

De forma a introduzir o tema dos equipamentos de mistura, neste capítulo, serão previamente dadas a conhecer as definições, terminologias e principais operações de agitação e mistura.

Considerando o exemplo da combinação de duas substâncias no estado líquido, a agitação pode ser definida como o “estabelecimento de um padrão de fluxo particular dentro do líquido, geralmente um movimento circulatório dentro de um recipiente”, enquanto que a mistura “implica a distribuição aleatória de dois ou mais ingredientes ao longo de um sistema”, ou seja, pode-se dizer que a mistura é provocada pela agitação [2].

A agitação ocorre quando, numa mistura de substâncias, a componente líquida é predominante. A homogeneização, a suspensão, a dissolução e a dispersão são exemplos de operações de agitação [3].

A mistura é o processo de homogeneização duas ou mais substâncias com diferentes concentrações, fases ou temperaturas durante o qual ocorrerão transferências de massa, reações e mudanças de propriedades que são variáveis críticas para a obtenção do produto final [1].

As operações de mistura podem ser categorizadas consoante o estado de agregação da maioria das substâncias, conforme a operação envolvida ou consoante os equipamentos de mistura. As diferentes formas de classificação das operações de mistura são representadas na tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Classificação das operações de mistura (adaptado de [3])

Estado de agregação	Operação Unitária	Equipamento de mistura
Gasoso	Misturar, pulverizar	Câmara de mistura, bocal
Líquido	Agitar	Agitador, misturadores estáticos
Pastoso	Amassar	Amassador, extrusora de parafuso
Sólido (partículas)	Misturar, combinar	Misturador

Observa-se que os termos utilizados para definir mistura não permitem esclarecer distintamente a operação como ação ou como objetivo de processo, transmitindo também pouca informação acerca do resultado da operação. Seguindo o exemplo de outros autores, considera-se que o termo misturar define, indistintamente, tanto operações de mistura no ato de combinação de substâncias como do resultado da operação.

Normalmente, é comum classificarem-se as operações consoante o estado de agregação da maioria das substâncias envolvidas, visto a mistura final apresentar o mesmo estado de agregação [3]. Segundo esta classificação, as operações de mistura mais utilizadas são: a mistura de líquidos na mesma fase, a mistura de um sólido com um líquido, a mistura de um gás com um líquido, a mistura de um líquido com um líquido e outras operações como, por exemplo, a combinação de múltiplas operações de forma simultânea.

A mistura de líquidos na mesma fase ocorre quando um conjunto de substâncias miscíveis em fase líquida são misturadas, resultando numa mistura molecular homogénea designada de solução. É considerada uma operação simples uma vez que não envolve uma reação química nem uma transferência de massa entre fases, no entanto, complica-se quando os líquidos têm viscosidades ou densidades diferentes ou quando um dos líquidos é uma fração pequena do volume final [3, 4].

A mistura de um sólido com um líquido é utilizada quando se pretende suspender as partículas de um sólido num líquido de viscosidade baixa como, por exemplo, num processo de cristalização ou numa reação química com um sólido catalisador. Esta mistura também pode ser utilizada para o caso oposto como, por exemplo, na dispersão de partículas finas num líquido de elevada viscosidade [4].

A mistura de um gás com um líquido consiste na formação de bolhas de gás que são dispersas numa fase líquida contínua. Nestes processos como, por exemplo, as operações de oxidação, hidrogenação e fermentações biológicas, há transferência de massa e presença de algumas reações químicas na interface de mistura criada [4].

A mistura de dois líquidos imiscíveis de baixa viscosidade resulta em gotículas líquidas dispersas numa fase líquida contínua. A dispersão criada permite acelerar o transporte de massa e criar condições favoráveis para a transferência de massa [3, 4].

2.2 Aplicações de misturadores na indústria

Neste subcapítulo, são apresentados exemplos de aplicação de processos de agitação e mistura em diferentes indústrias.

Sendo a engenharia química definida pela *Constitution of the American Institute of Chemical Engineers* como a “...aplicação dos princípios das ciências físicas (...) aos processos e aos equipamentos de processos nos quais se tratam substâncias visando a provocar modificações de estado, de energia ou de composição...”, percebe-se que a química e os processos de mistura e agitação estão correlacionados [5]. Assim, na indústria química são feitas misturas de matérias-primas em suspensão, emulsões, dissoluções de sólidos, combinações de diferentes líquidos com diferentes viscosidades, reações químicas de aceleração, promoções de transferências de calor, dispersões, combinações de químicos especiais, criações de explosivos, entre tantos outros processos com recurso a misturadores e agitadores [1].

Apesar de relacionada com a área anterior, a indústria farmacêutica distingue-se pelo grau de controlo durante os processos e pela rigidez das inspeções, com o intuito de diminuir as fontes de erro. Os equipamentos de mistura são aplicados em ensaios e na produção de soluções oftalmológicas, remédios, vacinas e produtos cosméticos como cremes ou loções, pomadas, desodorizantes, batons, vernizes, shampoos e pasta de dentes [1].

Na indústria petroquímica, na produção de petróleo, gás e seus derivados as condições de processo e a obtenção das corretas propriedades físicas dos fluidos são mais limitadas e menos complexas do que nas áreas anteriormente mencionadas. No entanto, devido às quantidades de produto envolvidas, os processos de agitação têm um grande relevo na produtividade e na redução dos custos de operação. Nesta área estão incluídas operações no sentido ascendente como a homogeneização do crude com a água, o controlo do fluido para os poços de perfuração ou a absorção de dióxido de carbono do gás natural e operações no sentido descendente como o controlo e a suspensão de iodo em tanques de armazenamento ou o controlo de pH [1].

Na indústria alimentar as operações de mistura permitem manter as propriedades constantes nos produtos, quer estes sejam líquidos, sólidos ou gases. Além do principal objetivo de homogeneizar conteúdos, existem objetivos secundários de mistura que incluem o controlo das taxas

de transferência de calor e de massa, a possibilidade de alcançar características do produto como a textura ou o sabor, e ainda assegurar a validade e a segurança dos mesmos. Na área da alimentícia, quer por movimentos manuais ou automatizados, a mistura pode ser aplicada à produção de massas, bebidas, óleos comestíveis, emulsões de sabor, entre tantos outros alimentos [2, 6].

Na indústria do tratamento de água, podem ser observados dois exemplos típicos: nas estações de tratamento de águas residuais (ETAR) o processo de tratamento implica os processos de filtração, decantação e o arejamento, nos quais são utilizados tanques retangulares de grandes dimensões e com profundidade considerável que permitem a mistura de toda a envolvente prevenindo as “zonas mortas”; por outro lado, na produção de água para consumo estão presentes operações de remoção de elementos patogénicos e contaminantes, de sal e sólidos dissolvidos de forma a assegurar a qualidade tanto a nível de sabor, odor e estética [7, 8].

2.3 Problemática dos processos de mistura

Os problemas de mistura podem surgir no início do projeto com a escolha inadequada de um equipamento, podem dever-se à falta de instrumentação para medir o desempenho, a qualidade e o cumprimento dos requisitos no decorrer das operações, ou podem estar relacionados com o excesso de mistura, que não acrescenta qualidade ao produto obtido e significa um consumo extraordinário de recursos e tempo [4]. A utilização de reservatórios para diversas funções também origina problemas de mistura quando as condições de operação são benéficas para uma operação e desvantajosas para outra. Nestes casos, é comum assegurarem-se condições ótimas em pequena escala de processo e aumentar-se, posteriormente, a escala do mesmo [1].

O aperfeiçoamento das operações e o cumprimento de objetivos em processos de mistura como assegurar o rendimento do processo ou garantir as propriedades finais de uma determinada quantidade de produto são, por isso, condições essenciais para uma produção bem-sucedida. Quando os objetivos não são cumpridos estão, geralmente, envolvidos custos de avaliação e de reformulação elevados, que podem levar ao adiamento ou ao cancelamento de um produto [1].

Para ilustrar as consequências relacionadas com o não cumprimento dos objetivos dos processos de mistura, considere-se o exemplo da indústria química na qual existem perdas de 5% no rendimento das operações de mistura. Por outro lado, na indústria farmacêutica, para além de se verificarem custos relacionados com baixos rendimentos operacionais e com problemas no aumento de escala dos processos, sobressaem-se os custos não contabilizados devido à perda de oportunidade, ou seja, a não comercialização dos produtos [1].

Durantes as últimas décadas têm sido desenvolvidos métodos e processos industriais tanto a nível académico como industrial como, o melhoramento das correlações tradicionais utilizadas, a execução de experiências mais efetivas e a introdução de *softwares* informáticos de simulação.

Estes desenvolvimentos permitem ter maior sensibilidade na seleção das substâncias e quantidades a misturar, resolver problemas mais complexos com maior segurança e qualidade, estimar a duração necessária para as operações e aumentar a escala das operações [1].

2.4 Tipos de agitadores e misturadores industriais

Com o principal objetivo de cumprir, de forma bem-sucedida, as operações de processo com base nos requisitos a que foram propostos, os agitadores e misturadores surgem em diversas formas e tamanhos. A diversidade existente dificulta a garantia de uma solução fiável para uma determinada aplicação e requer, por isso, conhecimentos especializados e experiência nos vários setores da indústria.

Ainda que não existam designações absolutas para os tipos de agitadores e misturadores existentes, considera-se necessário fazer uma referência às terminologias mais comuns, de modo a perceberem-se as capacidades técnicas dos diferentes equipamentos [1].

Misturadores com rotor

Os equipamentos de mistura de materiais fluidos mais comuns são os que contêm um rotor de agitação. Nestes equipamentos a energia elétrica é convertida em energia mecânica por meio de um motor rotativo ligado a um veio no qual está montado o rotor de agitação. Através da rotação do rotor, constituído por lâminas, o material é empurrado e movido até serem alcançados os objetivos do processo [1].

Os arranjos dos rotores podem ser classificados em axiais ou radiais conforme o ângulo do rotor em relação ao plano de rotação do mesmo. Assim, nos rotores de fluxo axial as pás fazem um ângulo menor do que 90° com o plano de rotação do rotor e o fluxo ocorre numa direção paralela ao veio do agitador. Por outro lado, nos rotores de fluxo radial as pás estão posicionadas de forma paralela ao eixo do rotor e o fluxo ocorre na direção do raio do rotor criando padrões distintos.

Misturadores portáteis

Apesar do nome transparecer facilidade de transporte, a sua designação deve-se à pouca potência e dimensão, sendo utilizados preferencialmente em laboratórios nos quais são montados com um grampo ou num suporte giratório. As pás do rotor podem ser de vários tipos, no entanto as mais utilizadas são semelhantes às hélices típicas de propulsores de barcos ou propulsores com três lâminas com perfil hidrodinâmico, representada pela figura 2.1, permitindo um fluxo de axial [1].



Figura 2.1 - Rotor de turbina com três pás de perfil hidrodinâmico [1]

Misturadores turbina

Este tipo de equipamentos é mais robusto que os anteriores e apresentam maior variedade de rotores, sistemas de vedação e gamas de motores. Podem ser utilizados em operações com viscosidade elevada ou com tolerâncias apertadas e a sua montagem é, geralmente, feita na vertical podendo estar alinhados com o centro do reservatório [1].

Misturadores com entrada no topo, lateral ou por baixo

Os misturadores com entrada no topo são montados na direção vertical, numa posição central, descentrados em relação ao centro ou ainda numa posição angular relativamente ao topo do reservatório. Na sua maioria têm um rotor de fluxo axial com propulsores de lâminas com perfil hidrodinâmico ou hélices típicas de propulsores de barcos. Os misturadores com entrada lateral são montados abaixo do nível de líquido, geralmente perto do fundo, de forma a assegurar a mistura de todo o conteúdo e implicam, por isso, um sistema de vedação. A sua utilização tem vantagens económicas ao dispensar suportes de montagem complexos e ao utilizar correias de transmissão e reduções de velocidade diretas. Os misturadores com entrada por baixo são utilizados quando os requisitos de processo ou a geometria não permitem a utilização dos equipamentos anteriores [1].

Misturadores para elevada viscosidade

Os misturadores para elevada viscosidade são caracterizados por trabalharem a velocidades baixas e momentos de torção elevados para poderem rodar os rotores de maiores dimensões, e por apresentarem tolerâncias mais apertadas em relação às paredes do reservatório. Nestes misturadores, é comum encontrar rotores com forma de âncora (figura 2.2), eficazes na redução rápida do tamanho, dispersão e redução de partículas e gotas de pó, ou ainda perfis helicoidais (figura 2.3), que permitem maior eficiência, especialmente em termos de fluxo axial [1].

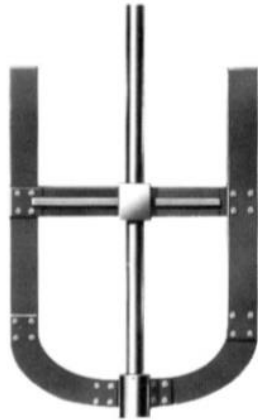


Figura 2.2 - Rotor estilo âncora [1]



Figura 2.3 - Rotor de fitas helicoidais [1]

Misturadores para elevadas forças de corte

Os misturadores para elevadas forças de corte utilizam pequenos rotores com 10 a 20% do diâmetro do reservatório, trabalham a velocidades elevadas (entre as 1000 até às 3600 min^{-1}) e, geralmente, utilizam lâminas com a forma de discos com dentes na borda ou de cilindros com entalhes (figura 2.4) [1].



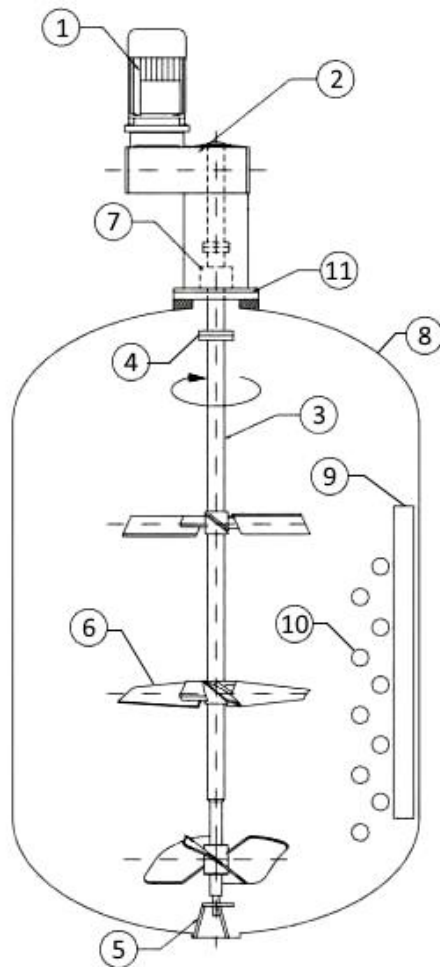
Figura 2.4 - Rotor-estator para alta viscosidade [1]

Misturadores de duplo movimento

Nos misturadores de duplo movimento, o movimento rotativo é produzido por dois veios, com pelo menos um rotor em cada um. Existe a possibilidade de movimento coaxial ou planetário, de operar a diferentes velocidades, de serem montados diferentes rotores e permite a combinação das características dos misturadores mencionados anteriormente, ampliando o leque de operações [1].

2.5 Componentes dos acionamentos de agitadores industriais

Os agitadores industriais são equipamentos compostos por peças ou mecanismos com formas normalizadas ou catalogadas, que podem ser alterados de modo a adaptarem-se a cada situação. Neste subcapítulo, seguindo o exemplo sugestivo da figura 2.5, abordam-se, resumidamente, os componentes constituintes dos acionamentos de agitadores industriais.



Legenda:

- 1) Motor
- 2) Redutor de velocidade
- 3) Veio do agitador
- 4) União de veios
- 5) Chumaceira de rolamento inferior
- 6) Rotor de agitação
- 7) Sistema de vedação
- 8) Reservatório de agitação
- 9) Defletor
- 10) Serpentina de aquecimento
- 11) Suporte para montagem

Figura 2.5 - Componentes constituintes dos acionamentos de agitadores industriais (adaptado de [9])

i. Motor

O motor é um componente essencial num acionamento na medida em que é a fonte de potência que proporciona o movimento rotativo necessário ao conjunto veio/rotor para exercerem as suas funções. Geralmente, são utilizados motores elétricos por serem transversais a diversas

aplicações. Estes motores apresentam diversas formas, tamanhos, fontes de potência e estão preparados para situações adversas como temperaturas extremas ou ambientes corrosivos e permitem a montagem em diferentes posições [1].

ii. Redutor de velocidade

Os redutores de velocidade, através de engrenagens de rodas dentadas ou sistemas de correias e polias transferem o movimento do motor para o veio, e são utilizados quando se pretendem velocidades de operação menores que as velocidades de operação dos motores elétricos. Na tabela 2.2, observam-se as diferenças entre as gamas de velocidade entre os motores elétricos e as velocidades utilizadas para alguns tipos de misturadores.

Tabela 2.2 - Gama de velocidades para os equipamentos de mistura (adaptado de [1])

Equipamento	Velocidade de rotação, n [$r \cdot \text{min}^{-1}$]
Motores elétricos	1800 a 1200
Maioria dos misturadores (referência)	350 a 30
Misturadores portáteis e com entrada lateral	420 a 170
Misturadores de turbina	125 a 37
Misturadores de viscosidade elevada	45 a 20

Estes componentes são compostos por um veio de entrada com uma roda dentada, designada de pinhão e por um veio de saída com uma roda dentada de maior dimensão ligada à primeira por contato. De formar similar aos motores, os redutores são projetados para satisfazer a maioria das aplicações podendo, por exemplo, serem montados num sistema fechado prevenindo a contaminação e riscos relacionados com a segurança dos operadores ou apresentarem diferentes orientações dos veios de entrada e saída [1].

iii. Veio do agitador

O veio é um componente essencial no acionamento, não só por transmitir o momento de torção proveniente do conjunto motorreductor para o rotor, mas também por ser importante no tempo de vida do equipamento.

O projeto e o dimensionamento do veio, consoante o esquema de montagem, dependem de fatores como a velocidade de operação, o tipo de rotor escolhido e das forças hidráulicas e mecânicas envolvidas na operação e devem ter em atenção as vibrações mecânicas que se situem próximas da frequência natural de oscilação do sistema prevenindo vibrações não amortecidas causadoras de flexão ou rutura no veio [1, 10].

iv. União de veios

De forma a ligar o motorreductor ao veio do agitador ou a unir veios seccionados, são utilizadas uniões de veios, também designadas de ligações de acoplamento, que podem ser rígidas, flexíveis ou elásticas.

As uniões de veios rígidas são utilizadas para fixação permanente dos veios e impedem a ocorrência de deslocamentos. Este tipo de acoplamentos apenas deve ser considerado quando existe precisão no alinhamento dos veios a ligar. As flanges com furação para uma ligação aparafusada ou soldada são exemplos de utilização em agitadores de maiores dimensões com necessidade de transmissão de maiores cargas e manutenção do alinhamento.

As uniões de veios flexíveis e elásticas, permitem alguns graus de liberdade, pequenos deslocamentos e distinguem-se pelo material do elemento do qual obtêm a sua flexibilidade. Nas uniões flexíveis são utilizados discos metálicos ou lâminas torcionalmente rígidos, enquanto nas uniões elásticas, são utilizados materiais como borracha ou plástico e por isso, são utilizadas para suavizar a transmissão do movimento e amortecer os efeitos de desalinhamento entre os veios [1].

v. Rolamentos

Os rolamentos são componentes fundamentais em todos os equipamentos com movimento rotativo e nos acionamentos de agitadores estão presentes no motor, no reductor e, em certos casos, no veio do agitador. Os rolamentos presentes no veio do agitador são montados em caixas de mancal que podem ser montadas à parte ou estar incluídas no sistema de vedação ou suporte do agitador.

Os rolamentos de esferas são os mais comuns e devido ao bom suporte axial, são aplicados em motores, alguns veios de alta velocidade e em agitadores portáteis. Contudo, são limitados axialmente não sendo aplicados em veios de transmissão compridos [1]. Os componentes dos rolamentos de esferas estão dispostos na figura 2.6.

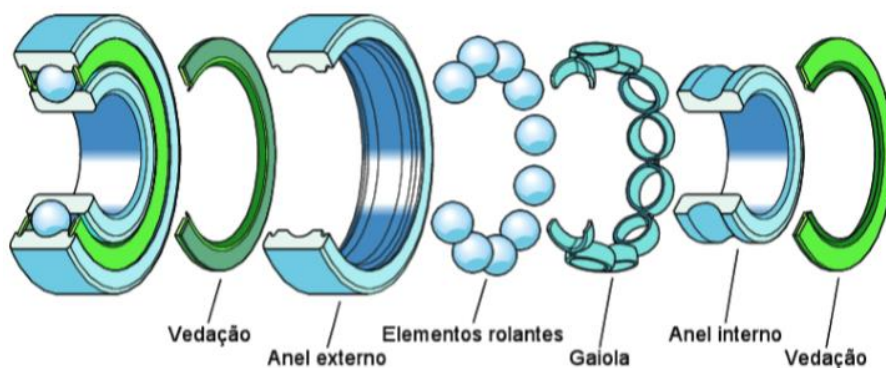


Figura 2.6 - Componentes de um rolamento de esferas [11]

Os rolamentos cónicos têm rolos cilíndricos no seu interior e são bastante utilizados em equipamentos de mistura devido à excelente capacidade de carga na direção radial e à considerável capacidade de carga axial numa direção. Através da combinação de rolamentos com diferentes orientações de montagem é possível torná-los capazes de suportar cargas nas duas direções [1].

Os rolamentos de rolos esféricos, conhecidos como autocompensadores, são compostos por duas fileiras de rolos e permitem suportar cargas em ambos os sentidos. Este tipo de rolamentos é utilizado no veio de saída dos agitadores (especialmente nos agitadores de entrada lateral) onde existem desalinhamentos e cargas de flutuação [1].

vi. Rotor de agitação

Os rotores de agitação, montados no veio do agitador, podem apresentar diversas formas e a sua escolha depende de inúmeras variáveis. Apesar de não ser foco de estudo neste trabalho, consideram-se as figuras 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4, como exemplos de configurações de rotores para os equipamentos abordados no subcapítulo 2.4.

vii. Sistemas de vedação

Os sistemas de vedação criam uma barreira entre o interior e o exterior do reservatório de mistura e são, por isso, utilizados em reservatórios fechados onde existem pressões elevadas, misturas de conteúdos considerados perigosos, tóxicos ou nocivos, e em qualquer aplicação com entrada por baixo da superfície líquida [1, 4]. A escolha do tipo e do material das vedações depende do conteúdo de mistura, da velocidade do agitador, da temperatura e da diferença de pressão existente (pressão de operação no tanque e a pressão externa) e deve ter em conta a presença de cargas de flexão que provocam deslocamento radial do veio na face da vedação [3]. São exemplos de sistemas de vedação: as caixas de enchimentos, os vedantes de imersão ou buchas ajustáveis, os vedantes mecânicos, os anéis de retenção, ou os vedantes hidráulicos ou de labirinto [1, 3, 4].

viii. Reservatório de agitação

Os reservatórios de agitação apresentam várias geometrias (cilíndricas, esféricas com bases planas, circulares ou cónicas), formas de montagem (vertical ou horizontal), materiais de construção e designações (recipientes de mistura ou tanques de armazenamento) [3, 4].

ix. Defletores

Em misturas de líquidos de baixa viscosidade a elevada rotação, o movimento tangencial do rotor produz vórtices que ao atingirem os componentes do agitador resultam em esforços mecânicos adicionais e na neutralização do processo de mistura. A implementação de defletores (tiras de material soldadas à superfície interior do reservatório) soluciona o problema ao interromper o fluxo de rotação do vórtice e permite a melhoria da estabilidade mecânica [3, 4, 12].

x. Serpentinhas de aquecimento

Em aplicações onde o revestimento da parede de um reservatório não é suficiente para fornecer ou remover grandes quantidades de calor, são aplicadas serpentinhas ou bobinas de aquecimento nas paredes interiores ou exteriores do reservatório. Estes componentes, com a forma de tubos de pequenas dimensões, funcionam como permutadores de calor e podem ser dispostos numa configuração helicoidal, vertical ou em conjuntos de tubos [3].

xi. Suporte para montagem

O projeto dos suportes para montagem dos acionamentos nos reservatórios de mistura pressupõe a consideração das cargas mecânicas existentes como o peso do equipamento, as forças de pressão e o momento de torção, mas sobretudo de cargas dinâmicas que podem pôr em causa a estrutura devido a oscilações. São exemplos de suportes para montagem de acionamentos as vigas de suporte (aplicadas em tanques abertos ou fechados), as flanges de bocal (aplicadas em reservatórios fechados com ou sem pressão), ou ainda, outras montagens como garras de suporte para agitadores portáteis [1].

2.6 Solicitações sobre os componentes dos acionamentos

Num acionamento de um agitador existem forças axiais e radiais transmitidas pelo veio e com origem no rotor. De notar que as forças existentes no conjunto podem sofrer alterações devido ao movimento aleatório do fluido e estão dependentes de parâmetros como a geometria e o material do rotor, a velocidade de rotação, do diâmetro do veio, da densidade do meio, da pressão interior do tanque e da configuração do apoio do veio que condiciona a ação das forças sobre os componentes do redutor [1].

As cargas axiais que atuam sobre o veio dependem do peso dos componentes do agitador (força descendente no veio), da pressão do reservatório (se o reservatório for fechado existem forças de pressão no sentido ascendente) e das forças hidráulicas presentes na operação de mistura (o rotor de fluxo axial cria uma força de impulso ascendente) [1].

As cargas radiais devem-se às cargas de torção criadas pelo momento de torção relativo à rotação do veio, que contribui para a existência de tensões internas no veio. Existem também cargas de flexão causadas pelas forças hidráulicas aleatórias no rotor e variam consoante a proporção destas forças e do comprimento do veio [1].

Na figura 2.7 representam-se as forças e momentos presentes no acionamento de um agitador.

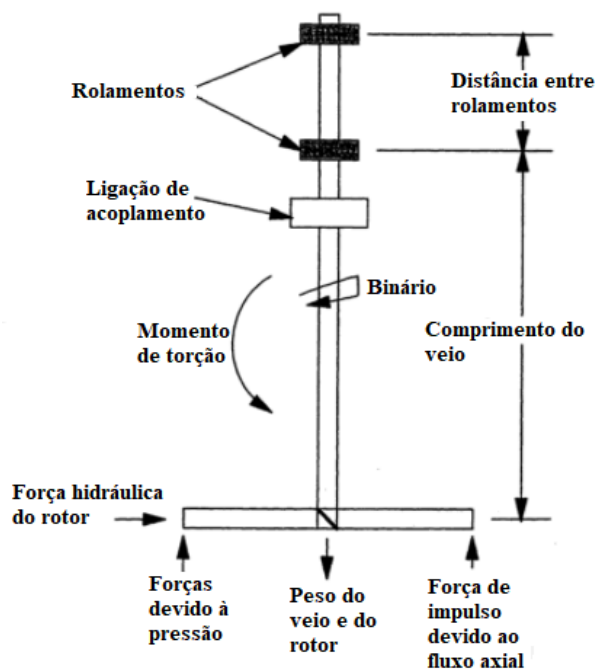


Figura 2.7 - Forças e momentos presentes num agitador (adaptado de [1])

2.7 Desalinhamentos dos componentes dos acionamentos

Em condições normais de operação, o desvio relativo da posição entre os eixos de dois veios de rotação colineares, nos pontos de transmissão de potência, é denominado de desalinhamento [13, 14]. Geralmente, os desalinhamentos podem-se classificar como axiais, paralelos, angulares ou torcionais (figura 2.8).

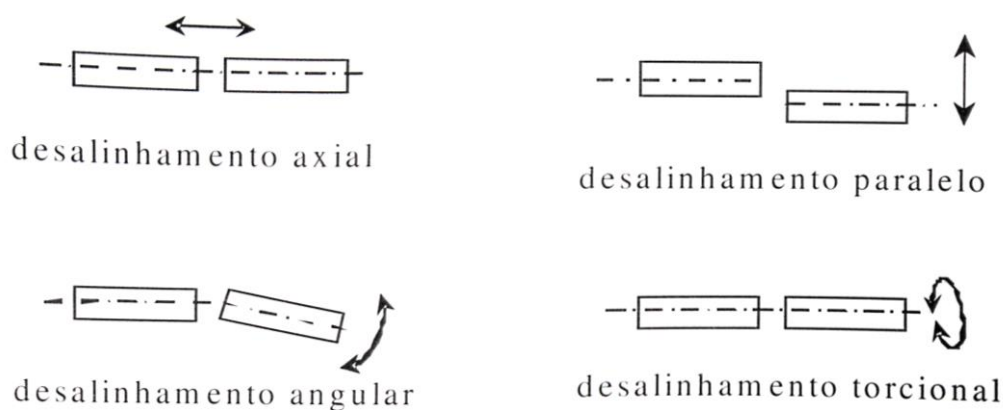


Figura 2.8 - Tipos de desalinhamentos (adaptado de [14])

Os desalinhamentos axiais ocorrem quando as faces das extremidades dos veios não coincidem. Os desalinhamentos paralelos caracterizam-se pelo paralelismo dos eixos dos veios e pela não coincidência dos pontos de transferência de potência. Os desalinhamentos angulares e torsionais, acontecem quando os eixos dos veios estão coincidentes no ponto de transferência de potência, mas formam, respectivamente, um ângulo na direção radial ou axial entre os dois veios [15, 16].

Problemáticas do desalinhamento nos componentes dos acionamentos

O desalinhamento de veios provoca o aparecimento de reações nas uniões de veios, que resultam no aumento da carga imposta aos componentes do acionamento e no aparecimento de vibrações mecânicas. Paralelamente ao desalinhamento, a localização da união de veios também tem influência na vibração, nomeadamente no modo de flexão [17]. Como visto anteriormente, as uniões de veios rígidas não toleram desalinhamentos e implicam operações de alinhamento de precisão. Por outro lado, as uniões de veios flexíveis aceitam pequenas quantidades de desalinhamento, paralelos e/ou angulares, sendo necessário que existam no mínimo dois pontos onde as uniões possam fletir para acomodar a condição de alinhamento [13, 14].

O desalinhamento presente em chumaceiras de rolamentos é um tema bastante abordado na comunidade científica, existindo diversos estudos que comprovam o impacto que, por exemplo, pequenas quantidades de desalinhamento paralelo têm no aumento das cargas induzidas às chumaceiras e que, conseqüentemente, levam à diminuição da vida operacional destes componentes [13].

A presença de desalinhamentos em sistemas de vedação mecânicos conduz ao desgaste e à redução substancial da vida útil dos seus componentes. Muitas vezes relacionado com a prática de tarefas de montagem inadequadas, este problema foi solucionado pelos fabricantes através da introdução de sistemas de vedação do tipo cartucho que diminuem a complexidade de montagem no local. No entanto a falha destes componentes é, geralmente, catastrófica e repentina, sendo necessário proceder a operações de remoção, reinstalação e substituição dos rolamentos [18].

Importância do alinhamento dos veios

O desalinhamento de veios causa cerca de 70% dos problemas relacionados com a presença de vibrações em máquinas rotativas. Derivado de fatores como: a velocidade do acionamento, o desvio máximo no ponto de flexão ou dos pontos de transmissão de potência e a distância entre ponto de flexão aos pontos de transmissão de potência, o desalinhamento afeta a eficiência do motor e aumenta a probabilidade de falha da máquina devido ao aumento de cargas nos rolamentos e nas uniões de veios [17].

Estudos indicam que a presença de um desalinhamento pode representar o decréscimo para metade da vida expeável do acionamento, dependendo do tipo de união de veios, da capacidade de carga dos rolamentos e das dimensões do motor [16].

Situações problemáticas como a anterior, podem ser resolvidas através da monitorização da condição, através da aplicação de células de medição de carga ou sensores que detetem desequilíbrios e desalinhamentos ou através da adoção de boas práticas de alinhamento. O cuidado no alinhamento durante a montagem dos equipamentos, para além de possibilitar o aumento da vida útil dos componentes do equipamento permite ainda: aumentar a fiabilidade e reduzir o tempo de inatividade da linha de produção, reduzir custos de manutenção, componentes consumidos e custos energéticos, reduzir cargas nas chumaceiras de rolamento, reduzir o risco de falha por fadiga dos veios, diminuir o desgaste dos componentes das uniões de veios e diminuir os níveis de vibração nas chumaceiras de rolamento, na caixa da máquina e nos rotores de agitação [18].

2.8 Vida útil dos componentes dos acionamentos

A vida útil de um componente presente num acionamento mecânico pode ser definida como o período de tempo entre a colocação do componente em serviço e o momento no qual é atingido o limite de defeito.

O limite de defeito define o grau de progresso do modo de falha que determina o início de atividades de manutenção como a substituição, reparação, verificações mais detalhadas e frequentes. Pode resultar também na decisão de risco calculado de continuar a operar sem recorrer a atividades convencionais de manutenção [19].

Vida útil de rolamentos

A vida útil de um rolamento é definida como o tempo real de serviço em condições reais de operação (número de rotações ou horas de trabalho a uma determinada velocidade angular constante) no qual um rolamento é capaz de realizar a sua função antes de aparecerem sinais de fadiga do metal nos seus anéis ou corpos rolantes [20].

A fadiga do metal das superfícies de contato rolantes é o principal modo de falha de chumaceiras de rolamentos e resulta de fatores como a temperatura elevada devido ao atrito, lubrificação insuficiente, contaminação ou por aplicação excessiva de cargas externas. A vida útil de rolamentos, devido aos diferentes valores que são obtidos para condições idênticas de operação, é apresentada como um valor estatístico referido a um grupo de rolamentos e a um certo grau de fiabilidade [14].

No projeto de rolamentos presentes em acionamentos é comum considerar-se uma vida média esperada de 30000 horas, mas nunca inferior a 5000 horas [10].

Apresentam-se dois métodos de cálculo de vidas úteis de rolamentos: o cálculo da vida nominal básica e o cálculo da vida nominal segundo a SKF.

a. Cálculo da vida nominal básica

A vida nominal básica (L_{10}), representa o número de rotações que 90% de um grupo de rolamentos idênticos é capaz de fazer antes de atingir o limite de fadiga e apresenta-se com base em valores hipotéticos de carga e velocidades [15].

Segundo a norma ISO 281:1990 a vida nominal básica, para situações com velocidades constantes, em milhões de rotações ou horas de trabalho é dada, respetivamente, pelas expressões [20]:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2.1)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 n}\right) L_{10} \quad (2.2)$$

Onde

L_{10} - Vida útil nominal básica (90% fiabilidade), em milhões de rotações

L_{10h} - Vida útil nominal básica (90% fiabilidade), em horas de trabalho

C - Capacidade de carga dinâmica básica, kN

P - Carga dinâmica equivalente, kN

n - Velocidade de rotação, $r \cdot \text{min}^{-1}$

p - Expoente da equação da vida útil (igual a 3 ou igual a 10/3 para rolamentos de esferas e rolos, respetivamente)

b. Cálculo da vida nominal segundo o cálculo SKF

Para contabilizar os efeitos da compensação das condições de lubrificação, da contaminação e do limite de fadiga do material, a SKF sugere uma fórmula de cálculo para determinar a vida útil nominal.

Segundo a norma ISO 281:1990/Amd 2:2000, a vida nominal segundo o cálculo SKF, para situações com velocidades constantes, em milhões de rotações ou horas de trabalho é dada, respetivamente, pelas expressões [20]:

$$L_{\gamma m} = a_1 a_{SKF} L_{10} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2.3)$$

$$L_{\gamma mh} = \left(\frac{10^6}{60 n}\right) L_{\gamma m} \quad (2.4)$$

Onde

a_1 - Fator de correção da vida para a fiabilidade

a_{SKF} - Fator SKF de modificação da vida útil

$L_{\gamma m}$ - Vida nominal calculada pela SKF (a $100 - n_{\text{fiabilidade exigida}}\%$), em milhões de rotações

$L_{\gamma mh}$ - Vida nominal calculada pela SKF (a $100 - n_{\text{fiabilidade exigida}}\%$), em horas de trabalho

γ - Probabilidade de falha

O fator de modificação da vida útil (a_{SKF}) tem em conta o coeficiente de viscosidade, o fator do nível de contaminação, varia consoante o tipo de rolamento e aplica o conceito do limite de carga de fadiga (P_u), cujos valores se encontram nas tabelas de produtos.

A condição do lubrificante é definida através do coeficiente de viscosidade (k) e usa a relação entre as viscosidades real e nominal quando se atinge a temperatura operacional de funcionamento. O coeficiente de viscosidade é dado pela expressão [20]:

$$k = \frac{v}{v_1} \quad (2.5)$$

Onde

k - Coeficiente de viscosidade

v - Viscosidade real de operação do lubrificante, mm^2/s

v_1 - Viscosidade nominal necessária para uma lubrificação correta, mm^2/s

A viscosidade nominal v_1 , necessária para uma lubrificação correta pode ser determinada com recurso à figura A.1 do Anexo A, sendo necessário o diâmetro médio do rolamento e a velocidade de rotação.

O fator do nível de contaminação (η_c) no processo de fadiga do rolamento está relacionado com parâmetros difíceis de quantificar e relacionar, como o tamanho do rolamento, a espessura do filme de lubrificante, o tamanho e a distribuição de partículas contaminantes sólidas e os tipos de contaminação. Por este motivo, os fabricantes de rolamentos apresentam em tabelas, como a tabela A.1 do Anexo A, valores de referência para os fatores do nível de contaminação dependentes das condições operacionais e sugerem a utilização de vedações integradas para evitar a contaminação do lubrificante [20].

Vida útil de veios de acionamentos mecânicos

A falha por fadiga resulta da aplicação de ciclos de carga ou sobrecarga, concentrações de tensão, folga insuficiente ou do arranjo incorreto das chumaceiras de rolamento, o que influencia a vida útil de veios de acionamentos mecânicos.

Geralmente, os veios de acionamentos mecânicos apresentam secções com diâmetros diferentes concebidas para acomodar chumaceiras de rolamentos ou chavetas para a montagem de engrenagens. Nestas zonas de transição entre superfícies situam-se pontos de concentração de tensões, nos quais em projeto é necessário assegurar a satisfação dos requisitos de resistência do material e a montagem dos componentes [21].

As análises das causas de falha em veios requerem, portanto, informações completas sobre as geometrias locais dos componentes, material, condição de carga, ambiente e restrições de trabalho. A metodologia para a estimativa da vida à fadiga de um veio consiste em quatro etapas: na análise do material e testes de dureza para identificar o tipo e a resistência do mesmo; realização de medições de rugosidade superficial na superfície do veio; no cálculo de cargas, tensões, deflexão linear máxima e deflexão angular máxima e comparação com os valores obtidos pelo Método dos Elementos Finitos, em inglês, *Finite Element Method* (FEM); e na estimativa da vida à fadiga através do diagrama de ciclo de tensão (S-N) [21].

i. Estimativa do limite de resistência à fadiga (S'_e)

Assumindo a falha de um veio por fadiga, a vida do mesmo baseia-se na tensão de resistência ou tensão de fadiga. Note-se que a tensão de fadiga segue uma forma constante e linear (em coordenadas logarítmicas) em função do número de ciclos N até um determinado ponto (entre 10^6 a 10^7 ciclos), a partir do qual se torna uma reta horizontal. Este ponto define o limite de resistência S_e para o material que é definido como o nível de tensão abaixo do qual pode ser carregado ciclicamente de forma infinita sem falha. O limite de resistência à fadiga aproximado, para aços de baixa e média resistência e tensão de resistência máxima à tração (S_{ut}) menor que 1400 MPa, pode ser definido da seguinte forma [22]:

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} \quad (2.6)$$

Onde S_{ut} é a resistência à tração que depende do tipo de material escolhido e pode ser obtida com recurso à tabela A.2 do Anexo B.

ii. Fatores de correção a resistência à fadiga

O limite teórico de resistência obtido em ensaios ou estimativas em testes estáticos, dado pela expressão anterior deve ser corrigido através da multiplicação de fatores de correção que consideram as condições físicas, operacionais e de carregamentos para cada aplicação. Assim, a tensão limite de fadiga corrigida no ponto crítico (S_e), é dada por [22]:

$$S_e = S'_e \cdot K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \quad (2.7)$$

Onde

S_e - Tensão limite de fadiga corrigida

S'_e - Tensão limite de resistência à fadiga

K_a - Fator de modificação de condição de superfície

K_b - Fator de modificação de tamanho

K_c - Fator de modificação de carregamento

K_d - Fator de modificação de temperatura

K_e - Fator de fiabilidade

K_f - Fator de concentração de tensões em fadiga

De seguida, apresentam-se, detalhadamente, cada um dos fatores da equação 2.7 [22]:

- Fator de modificação de condição da superfície (K_a)

Este fator é dado pela equação:

$$K_a = \delta \cdot (S_{ut})^\varepsilon \quad (2.8)$$

Onde os fatores δ e ε são constantes, definidas na tabela A.3 do Anexo B.

- Fator de modificação de tamanho (K_b)

Para carregamentos axiais considera-se $k_b = 1$, por outro lado para carregamentos sujeitos a flexão e torção o fator é dado por,

$$K_b = \begin{cases} (d/7.62)^{-0.107} & \text{se } 2.79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 1.51 \cdot d^{-0.157} & \text{se } 51 < d \leq 254\text{mm} \end{cases} \quad (2.9)$$

Onde d é o diâmetro menor da zona crítica do veio.

- Fator de modificação de carga (K_c)

Este fator equivale a 1, na presença de carregamentos combinados de torção e flexão; 0.85 para carregamentos axiais; ou 0.59 para carregamentos de fadiga torcional pura.

- Fator de modificação de temperatura (K_d)

Este fator deve ser considerado a temperaturas abaixo da temperatura ambiente prevenindo o aparecimento de fratura frágil, mas sobretudo a temperaturas superiores à temperatura ambiente visto a tensão de cedência ser influenciada com o aumento da temperatura. Assim, assume-se $K_d = 1$ para temperaturas de operação à temperatura ambiente e valores mais detalhados podem ser consultados na tabela A.4 do Anexo B.

- Fator de fiabilidade (K_e)

Este fator pode ser dado pela equação:

$$K_e = 1 - 0,08 \cdot z_\alpha \quad (2.10)$$

Onde z_α é uma variante de transformação. O fator K_e pode ser considerado igual a 1 para o caso mais desfavorável ou consultar a tabela A.5 do Anexo B para valores mais detalhados.

- iii. Fator de sensibilidade ao entalhe (q)

Os materiais apresentam diferentes sensibilidades de concentração de tensões, designadas de sensibilidade ao entalhe. Visto a ductilidade e a fragilidade dos metais estar relacionada com a resistência e a dureza, materiais de baixa resistência e pouco duros tendem a ter menor sensibilidade a descontinuidade face a materiais resistente e duros [23].

A sensibilidade ao entalhe, varia entre 0 e 1, e é definida por [22]:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (2.11)$$

Onde

q - Fator de sensibilidade ao entalhe

K_f - Fator de concentração de tensões em fadiga (dinâmico)

K_t - Fator de concentração de tensões para uma geometria particular (estático)

Rearranjando a equação 2.11 com vista a determinar K_f obtém-se:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (2.12)$$

O fator de concentração de tensão e a sensibilidade ao entalhe podem ser encontrados, respetivamente, nos diagramas das figuras A.2 e A.3, ambos presentes no Anexo B.

- iv. Cálculo da tensão no ponto crítico

A estimativa da vida útil de veios sujeitos à fadiga em projeto pressupõe o conhecimento da geometria do veio em análise e da zona mais suscetível à ocorrência de falha que, por norma, situa-se nas redondezas de pontos com momentos elevados e com diferenças de diâmetros acentuados.

Recorrendo aos diagramas de esforços e momentos fletores do veio, são calculados os momentos fletores máximos e localizados os pontos críticos. O cálculo da tensão de tração no ponto mais suscetível à ocorrência de falha é dado por [22]:

$$\sigma_{ponto\ crítico} = K_f \cdot \frac{M_{ponto\ crítico}}{I/c} \quad (2.13)$$

Onde

$\sigma_{ponto\ crítico}$ - Tensão no ponto crítico, *MPa*

K_f - Fator de concentração de tensões em fadiga

$M_{ponto\ crítico}$ - Momento no ponto crítico, *MPa*

I/c - Momento resistente da secção transversal de um círculo, em mm^3 , dado por:

$$I/c = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (2.14)$$

v. Construção do diagrama S-N

O diagrama tensão/número de ciclos (S-N) do veio, em coordenadas logarítmicas, apresenta dois regimes distintos, denominados de regime de fadiga de baixo ciclo (*Low Cycle Fatigue* - LCF) e regime de fadiga de alto ciclo (*High Cycle Fatigue* - HCF). Apesar de não existir uma linha divisória entre os dois regimes, é aceite pela comunidade científica que se situe entre 10^2 e 10^4 ciclos, sendo que neste estudo assume-se 10^3 ciclos. A tensão do material (S_m) a 10^3 ciclos, por ser próxima da tensão de resistência máxima à tração (S_{ut}), pode ser estimada por [24]:

$$S_m = 0.9 \cdot S_{ut} \quad (2.15)$$

Assumido que a tensão de fadiga segue uma forma de uma reta horizontal, ou seja, o limite de resistência dos veios acontece a partir de 10^6 ciclos, a equação da linha entre S_m e S_e pode ser escrita como [25]:

$$\log(S_n) = \log(\vartheta) + \lambda \log(N) \quad (2.16)$$

Onde S_n é a tensão de fadiga em qualquer N ciclos e ϑ e λ são constantes definidas por condições fronteira ($S_n = S_m$ em $N = N_1 = 10^3$ e $S_n = S_e$ em $N = N_2 = 10^6$). A equação que devolve o número de ciclos (N) para um valor da resistência à fadiga no ponto crítico ($S_m = \sigma_{ponto\ crítico}$) é obtida por substituição das condições fronteira na equação 2.16 e resolvendo ϑ e λ , sendo dada por:

$$N = \left(\frac{\sigma_{ponto\ crítico}}{\vartheta} \right)^{(1/\lambda)} \quad (2.17)$$

Onde

$$\vartheta = \frac{(f \cdot S_m)^2}{S_e} \quad (2.18)$$

$$\lambda = -\frac{1}{3} \cdot \log \left(\frac{f \cdot S_m}{S_e} \right) \quad (2.19)$$

Sendo f a fração de resistência à fadiga, retirada do diagrama da figura A.4 do Anexo B.

Vida útil dos lubrificantes

As superfícies de contato dos rolamentos carecem de uma correta lubrificação devido à existência de movimentos relativos de escorregamento e de rolamento dos componentes constituintes. De uma forma concisa, a utilização de lubrificantes tem o intuito de: evitar o contato metálico direto entre as superfícies dos componentes, proteger os materiais da corrosão, distribuir e dissipar o calor gerado e evitar a contaminação de partículas estranhas [15].

a. Massas lubrificantes

Em acionamentos com veios verticais e chumaceiras de apoio, é recorrente a utilização de massas lubrificantes caracterizada por ser resistente à humidade e pela maior capacidade de retenção quando comparada com a lubrificação a óleo.

Este tipo de lubrificação não requer a montagem de canais de lubrificação, permitindo operar durante longos períodos de tempo com pouca necessidade de manutenção. Porém, é apenas aplicada a baixas temperaturas (<100°C), não se adequa a situações com velocidades muito elevadas e requer cuidado na aplicação já que quantidades excessivas aumentam o atrito e, conseqüentemente, a temperatura de funcionamento [15].

b. Intervalos de relubrificação de massas lubrificantes

Os fatores que influenciam a vida útil de massas lubrificantes são extremamente complexos de calcular. Por este motivo, é comum estimar a vida útil de massas lubrificantes com base em dados empíricos e através do seu conhecimento é possível estimar o intervalo de relubrificação das mesmas. Para rolamentos de elevada precisão, o intervalo de relubrificação (t_f) pode ser obtido com recurso ao diagrama da figura 2.9. O intervalo de relubrificação ajustado (T_{relub}) através de fatores de correção é dado pela expressão [26]:

$$T_{relub} = t_f C_1 C_2 \dots C_8 \quad (2.20)$$

Os fatores de correção variam conforme o tipo e arranjo dos rolamentos, orientação do eixo do veio, cargas aplicadas, fiabilidade e condições operacionais.

Geralmente, os veios de transmissão operam sob condições de velocidade, carga e temperatura operacional variáveis. Se o espectro de velocidade/carga for conhecido e cíclico o suficiente, então os intervalos de relubrificação para o ciclo de trabalho total podem ser calculados a partir de [26]:

$$t_{ftotal} = \frac{100}{\sum \frac{a_i}{t_{fi}}} \quad (2.21)$$

Onde

t_{ftotal} - Intervalo de relubrificação total em horas

a_i - Tempo de ciclo total com velocidade n_i em %

t_{fi} - Intervalo de relubrificação com velocidade n_i em horas

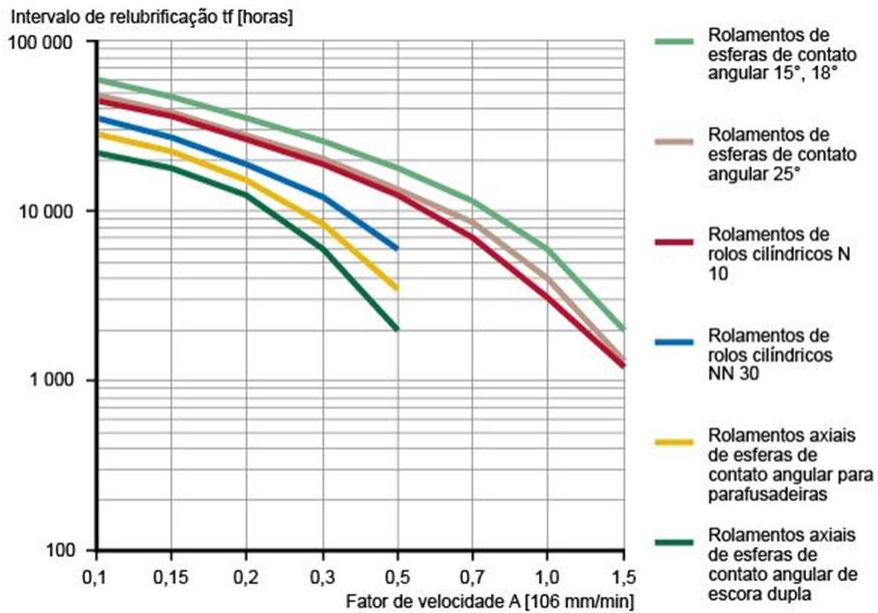


Figura 2.9 - Diretrizes para o intervalo de relubrificação com massa lubrificante [26]

Vida útil noutros componentes

As uniões de veios, por não apresentarem um indicador de desgaste que determine a sua manutenção, são exemplos de componentes nos quais é difícil de definir limites de defeito e, por conseguinte, a vida útil dos mesmos. Outros casos nos quais é difícil definir valores excessivos ou merecedores de atenção para manutenção por apresentarem modos de falha aleatórios, são os valores de vazamento/fuga ou severidade de vibrações numa vedação mecânica. Nestes casos o limite de defeito desafia uma quantificação rápida (tomada de decisão sobre pressão) e, com muita frequência, depende de julgamento subjetivo (depende da experiência e capacidade técnica) [19].

2.9 Rendimento dos componentes dos acionamentos

O rendimento de um processo ou acionamento mecânico pode ser definido pela razão entre a energia útil aplicada pela máquina e a energia fornecida para atuar a máquina. Quanto maior for esta razão, maior o grau de eficiência de um dado equipamento.

Em termos energéticos, o rendimento de um equipamento pode ser expresso por:

$$\eta = \frac{P_{ut}}{P_f} \quad (2.22)$$

Em que:

η - Rendimento do equipamento

P_{ut} - Potência útil ou potência no veio de saída da máquina, W

P_f - Potência fornecida ou potência no veio de entrada da máquina, W

O rendimento é uma forma de quantificar o aproveitamento de energia, isto é, a energia que não é dissipada. A fração de energia que não é utilizada, sendo dissipada, é designada de perda de energia ou perda de potência, e pode ser expressa por:

$$P_d = P_f - P_{ut} \quad (2.23)$$

Em que:

P_d - Potência dissipada, W

Através das expressões 2.22 e 2.23, o rendimento de uma máquina com perdas pode ser expresso por:

$$\eta = \frac{P_f - P_d}{P_f} \quad (2.24)$$

No estudo da eficiência de acionamentos é possível estudar os componentes individualmente ou agrupá-los em conjuntos. Para o caso de acionamentos de agitadores industriais consideram-se: o conjunto dos elementos motores (composto pelo motor elétrico, redutor de engrenagens e ligações mecânicas) e o conjunto dos elementos do veio do agitador (composto por uniões de veios, rolamentos e vedações mecânicas).

Por intermédio da utilização de fatores de consumo de energia que quantifiquem as perdas de potência nos diferentes componentes, a eficiência geral do acionamento, medida através do rendimento pode ser expressa por:

$$\eta_a = \eta_{em} \times \eta_{va} \quad (2.25)$$

Em que:

η_a - Rendimento geral do acionamento

η_{em} - Rendimento do conjunto dos elementos motores

η_{va} - Rendimento do conjunto dos elementos do veio do agitador

Rendimento dos elementos motores

O rendimento dos elementos motores do acionamento está associado a perdas de potência consequentes da conversão eletromecânica de energia (perdas elétricas, perdas magnéticas, perdas mecânicas e perdas parasitas) e resultantes das perdas mecânicas no motor, no redutor e nas uniões de veios [27].

Tendo em conta os fatores do consumo de energia de cada componente, o rendimento da parte motora de acionamento pode ser expresso por:

$$\eta_{em} = \eta_{me} \times \eta_{mr} \times \eta_r \quad (2.26)$$

Em que:

η_{me} - Rendimento do motor elétrico

η_{mr} - Rendimento da ligação entre o motor e o redutor

η_r - Rendimento do redutor de velocidades

Salienta-se que os fatores de consumo mencionados anteriormente têm em conta a ocorrência de sobrecargas no início e durante o funcionamento do sistema e podem ser obtidos a partir de curvas de potência ou por consulta de catálogos de fabricantes [28].

Com vista à melhoria da eficiência, a redução das perdas de potência é alcançável por intermédio da utilização de materiais construtivos de melhor qualidade, por via da alteração de características dimensionais e através do recurso a motores de elevada eficiência energética, como redutores com engrenagens helicoidais (em detrimento de redutores roda de coroa ou parafuso sem fim). Em muitas situações, estas alterações contribuem para a economia nos custos de funcionamento e do ciclo de vida dos equipamentos consumidores de energia [27].

Rendimento dos elementos do veio do agitador

No contexto dos acionamentos de agitadores industriais, ainda que não sejam as principais fontes de perdas de potência, pode ser considerado relevante o estudo da eficiência na ligação entre o redutor de velocidades e o rotor de agitação, ou seja, no conjunto dos elementos do veio do agitador.

As perdas de potência em veios de acionamentos dependem do tipo e número de componentes presentes no veio e das perdas de potência dos mesmos. Assim, conforme a montagem do acionamento, o rendimento pode ser calculado por:

$$\eta_{va} = \eta_{rol}^{N_{rol}} \times \eta_{uv}^{N_{uv}} \times \eta_{ved}^{N_{ved}} \quad (2.27)$$

Em que:

η_{rol} - Rendimento dos rolamentos

N_{rol} - Número de rolamentos

η_{uv} - Rendimento da união entre o veio do redutor e o veio do agitador

N_{uv} - Número de união de veios

η_{ved} - Rendimento das vedações mecânicas

N_{ved} - Número de vedações mecânicas

Sabendo que o rendimento é obtido através da expressão 2.24, apresentada anteriormente, de seguida analisam-se, individualmente, as respetivas perdas de potência dos componentes presentes neste conjunto.

a. Perdas de potência em rolamentos

Nos rolamentos a perda de energia advém, maioritariamente, de fenómenos de natureza térmica, nomeadamente do atrito que depende da carga aplicada e de fatores como o tipo e o tamanho de rolamento, a velocidade de funcionamento, da quantidade e das propriedades do lubrificante. As fontes de atrito nos rolamentos podem ser do tipo: rolante, deslizante, lubrificante ou de deslizamento [20].

A perda de potência devido ao atrito num rolamento pode ser calculada através da expressão [29]:

$$P_{loss} = M_{at} \cdot n \cdot 1.05 \times 10^{-4} \quad (2.28)$$

Em que:

P_{loss} - Perda de potência devido ao atrito, W

M_{at} - Momento de atrito total, $N \cdot mm$

n - Velocidade de rotação, $r \cdot \text{min}^{-1}$

O momento de atrito total de um rolamento em condições normais de operação, com boa lubrificação e $P = 0.1 \times C$, pode ser estimado com relativa precisão através da equação [20]:

$$M_{at} = 0.5 \cdot \mu \cdot P \cdot d_f \quad (2.29)$$

Em que:

M_{at} - Momento de atrito, $N \cdot mm$

μ - Coeficiente de atrito

P - Carga dinâmica equivalente, N

d_f - Diâmetro do furo, mm

Existem outras equações que permitem calcular de forma mais precisa o atrito de um rolamento. Entre elas, o “novo modelo SKF para o cálculo do momento de atrito”, engloba todas as fontes de atrito nos contatos e nas interações e considera, se necessário, as contribuições de vedações ou de outras fontes externas. Este modelo abordado é aplicável nas seguintes condições: a lubrificação com massa lubrificante ou com óleo (banho, injeção e jato); as cargas são maiores ou iguais que a carga mínima recomendada; as cargas são constantes em magnitude e direção; e folga operacional considerada normal [20, 29].

Para uma aproximação ainda mais precisa, o modelo possibilita a consideração de efeitos adicionais como a redução térmica de corte de entrada, a necessidade de reabastecimento ou outros efeitos da perda devido à resistência na lubrificação. A equação final do modelo para o cálculo do momento de atrito é então dada por [20]:

$$M_{at} = \Phi_{ish} \cdot \Phi_{rs} \cdot M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (2.30)$$

Em que:

M_{at} - Momento de atrito total, $N \cdot mm$

M_{rr} - Momento de atrito rolante que inclui efeitos da falta de lubrificante e aquecimento por corte de entrada, $N \cdot mm$

M_{sl} - Momento de atrito deslizante que inclui os efeitos da qualidade das condições de lubrificação, $N \cdot mm$

M_{seal} - Momento de atrito da(s) vedação(ões), $N \cdot mm$

M_{drag} - Momento de atrito devido a fontes adicionais de perdas, $N \cdot mm$

Φ_{ish} - Fator de redução térmica de corte de entrada

Φ_{rs} - Fator cinemático de redução de reabastecimento

b. Perdas de potência em uniões de veios

As perdas de potência em uniões de veios dependem do alinhamento entre os veios que se pretendem acoplar. Portanto, de forma a maximizar a eficiência das ligações, os movimentos angulares, axiais e/ou radiais que sejam superiores aos admissíveis devem ser minimizados.

c. Perdas de potência em vedações mecânicas

O cálculo das perdas de potência em vedações mecânicas é feito em função do número de vedações existentes no acionamento e da potência fornecida à entrada do motor, contabilizando as perdas por intermédio dos elementos motores.

Embora não exista um método científico para o cálculo de perdas de potência em vedações, é comum admitir perdas entre 0.38 e 3.8kW dependendo da dimensão do veio [28].

3 Metodologias de apoio à tomada de decisão

O presente capítulo pretende descrever as metodologias de apoio à tomada de decisão consideradas essenciais para o estudo comparativo e utilizadas no modelo de comparação. Neste capítulo apresentam-se as metodologias: Matriz de Decisão de Pugh e o Critério de Pugh, sendo este último referente à análise da complexidade de soluções de montagem.

3.1 Seleção de soluções e tomada de decisão em engenharia

As decisões tomadas em engenharia têm, geralmente, consequências pesadas e podem afetar o desempenho, o meio ambiente ou a segurança de uma sociedade [30]. Relativamente à área de projeto, na fase inicial de cada projeto são tomadas várias decisões importantes que têm um impacto visível no resultado final. O facto destas decisões se basearem em informações que podem ser incompletas, incertas ou em evolução, justifica a razão pela qual a seleção de soluções é uma área de projeto com interesse considerável e em desenvolvimento contínuo [31].

A seleção de soluções, denominada em inglês por *Concept Selection*, caracteriza-se por ser um processo de avaliação de soluções construtivas baseadas nas necessidades e requisitos de projeto definidas pelo cliente, envolve a comparação dos pontos fortes e fracos das soluções e pressupõe a escolha de uma ou mais soluções de um conjunto de soluções para investigação, testes ou desenvolvimentos adicionais [32, 33]. A seleção de soluções pode ser feita através do procedimento de avaliação dividido em três passos: triagem, comparação e tomada de decisão. A triagem tem o objetivo de reduzir as soluções geradas para um número relativamente pequeno, eliminando quaisquer soluções que não sejam viáveis ou aceitáveis. Este primeiro passo pode ser feito através de tarefas como a votação (cada membro da equipa vota e a solução com maior número de votos é a selecionada); a enumeração de prós e contras de cada solução; ou a construção de um protótipo e teste para fazer a seleção [33, 34]. A comparação tem o objetivo de avaliar

as vantagens e desvantagens relativas de cada solução. A tomada de decisão pode ser definida como o ato de escolher uma opção entre várias alternativas a fim de obter um conjunto de soluções para um problema [35].

Resumidamente, a tomada de decisão envolve três elementos-chave. Primeiro, deve haver pelo menos duas alternativas entre as quais o tomador de decisão pode escolher, sendo que o mesmo deve escolher uma e apenas uma alternativa entre as disponíveis. Em segundo lugar, para cada escolha possível, o tomador de decisões deve ter alguma expectativa sobre o futuro, ou seja, deve saber antecipadamente as consequências da sua escolha. Em terceiro lugar, o tomador de decisão deve ter uma preferência sobre os possíveis resultados das várias escolhas disponíveis [30].

Para tornar o processo de seleção de soluções mais transparente e confiável têm sido propostos vários métodos de avaliação baseados em critérios denominados de métodos de decisão multicritério, em inglês *Multi-Criteria Decision Making* (MCDM). Os métodos contam com diferentes abordagens para estimar o mérito, a classificação e o valor das alternativas comparadas, e o tempo necessário para realizar a avaliação varia de acordo com o método utilizado, com a quantidade de critérios de comparação e com as alternativas utilizadas [31].

Os métodos formais e sistemáticos mais comuns de MCDM incluem o método de avaliação de Pugh, em inglês *Pugh's Evaluation Method*; a matriz de decisão ponderada, em inglês *Weighted Decision Matrix*; e o processo de hierarquia analítica, em inglês *Analytical Hierarchy Process* (AHP). Paralelamente a estes métodos, são usados na indústria métodos menos estruturados, como a comparação absoluta, reuniões para revisão de soluções, listas de verificação ou avaliação (baseadas nas preferências e experiências pessoais), votação em variantes de soluções ou a seleção intuitiva de soluções [36].

A adoção métodos estruturados de seleção de soluções traduz-se em benefícios como: produtos com design mais competitivo e focados no cliente; melhorias na eficácia da tomada de decisão ao ser realizada em equipa; documentos do processo de decisão são incluídos no relatório de projeto; a pontuação das soluções para seleção da solução final é feita através de métodos objetivos [34].

3.2 Matriz de Decisão de Pugh

A Matriz de Decisão de Pugh, inventada por Stuart Pugh, também é conhecida como *Pugh's Evaluation Method* ou *Pugh's Concept Selection*. Esta metodologia, considerada uma técnica de aplicação simples, permite apoiar na construção de uma decisão acerca das soluções mais indicadas para uma determinada aplicação [37].

A metodologia da matriz de decisão deve ser utilizada depois de uma lista de soluções ter sido reduzida a um número aceitável de hipóteses com vista a reduzir a mesma lista a apenas uma opção e quando se pretende tomar uma decisão com base em vários critérios [38].

Esta técnica de decisão pressupõe a definição de critérios de avaliação ou de comparação que ajuízem/comparem soluções construtivas e implica a atribuição de pesos, o cálculo de fatores de ponderação e a atribuição de classificações aos resultados dos critérios. A classificação permite identificar os parâmetros com maior influência nos resultados e através da comparação das classificações totais é possível eleger a melhor solução sendo, geralmente, aquela que apresentar a maior pontuação [39].

Geralmente os critérios usados enquadram-se nas categorias gerais de eficiência, fiabilidade, capacidade, custo, tempo requerido ou apoio. No entanto, existem outros critérios para a seleção de um problema ou uma oportunidade de melhoria (como o retorno financeiro, recursos necessários, urgência do problema, interesse da equipa, dependência e efeito noutros sistemas, dificuldade de resolução, tempo necessário para resolver) e critérios para selecionar uma solução (como a extensão da resolução do problema, o custo e tempo para implementar, retorno sobre o investimento, disponibilidade de recursos, facilidade de implementação, custo de manutenção, facilidade de manutenção, segurança, saúde ou fatores ambientais, entre outros) [38].

A Matriz de Decisão de Pugh é apresentada sobre o formato de uma tabela. Nas linhas da tabela estão presentes os critérios e os subcritérios de comparação. Por outro lado, as soluções a comparar, os fatores de ponderação e as classificações atribuídas estão dispostas nas colunas da tabela. Sublinha-se que a disposição destes elementos na tabela não é rigorosa, existindo liberdade na sua colocação em linhas ou colunas.

Processo de Pugh

O processo para construção Matriz de Decisão de Pugh pode ser dividido em sete passos, pressupondo, à partida, que as soluções construtivas a comparar estão definidas. Enumeram-se então os passos para aplicação desta metodologia [40]:

- Passo 1: Identificar e clarificar os critérios de seleção primários e os critérios de seleção secundários, também designados de subcritérios. Ambos os critérios devem ter em consideração os requisitos de projeto e a sua escolha deve ser cuidada pois são determinantes na robustez e validade dos resultados. De forma a simplificar a avaliação aconselha-se a não exceder os 15 critérios e a remoção dos critérios menos importantes [33].
- Passo 2: Construir uma árvore de objetivos onde são hierarquizados os critérios e correspondentes subcritérios de comparação em ramificações.
- Passo 3: Conforme a importância relativa, distribuir pesos (de forma unitária) aos critérios de comparação e pesos relativos aos subcritérios de comparação (de notar que a

distribuição deve ser feita de forma livre e ponderada pelo utilizador deste processo). O fator de ponderação dos subcritérios de comparação é dado por:

$$w_i = p_{si} \cdot p_{ci} \quad (3.1)$$

Onde

w_i - Fator de ponderação do subcritério de comparação i

p_{si} - Peso relativo do subcritério de comparação i

p_{ci} - Peso do critério de comparação número i

- Passo 4: Calcular as soluções de projeto de cada subcritério e compará-las com uma solução de referência escolhida. A comparação é feita por meio da atribuição de pontuações (neste documento é utilizada uma escala de 0 a 4, sendo 0 a pior solução e 4 a melhor). A pontuação de cada subcritério de comparação é dada por:

$$C_i = w_i \cdot P_{ij} \quad (3.2)$$

Onde

C_i - Pontuação do subcritério de comparação i

w_i - Fator de ponderação do subcritério de comparação i

P_{ij} - Pontuação atribuída à solução j para o subcritério de comparação i

- Passo 5: Obter a pontuação total de cada solução construtiva (a solução construtiva melhor classificada é considerada a melhor pelo processo de Pugh), dada por:

$$P_T = \sum_{i=0}^{n_s} C_i \quad (3.3)$$

Onde

P_T - Pontuação total para a solução construtiva j

n_s - Número do subcritério de comparação

C_i - Pontuação do subcritério de comparação i

- Passo 6: Considerar, se possível, a combinação das qualidades de cada solução construtiva.
- Passo 7: Tomar a decisão, registrar as razões que levaram à decisão e anexar os documentos no relatório do processo de projeto.

A utilização desta metodologia pode ter diferentes resultados: pode resultar uma solução claramente superior às restantes, sendo a tomada de decisão geralmente direta (a equipa de projeto escolhe a solução melhor pontuada e planeia o seu desenvolvimento); podem resultar duas ou

mais soluções com pontuações semelhantes (neste caso as vantagens e desvantagens de cada solução devem ser discutidas); pode ser definida uma solução claramente “perdedora” que pode ser rejeitada (de notar que os poucos elementos positivos de soluções com pontuações altamente negativas podem, geralmente, ser usados para melhorar outras soluções); pode não existir uma solução claramente “vencedora”, devido há insuficiência de informações para discriminar as opções (nesta situação será necessário refinar os critérios escolhidos, usar uma abordagem de seleção alternativa, retardar a tomada de decisão final ao escolher uma solução provisória ou obter as informações em falta) [33, 40].

Exemplo de aplicação

Para ilustrar a aplicação da Matriz de Decisão de Pugh apresenta-se de seguida um exemplo onde se pretende comparar diferentes soluções construtivas de torradeiras elétricas para uso doméstico (figuras 3.1, 3.2 e 3.3).



Figura 3.1 - Torradeira de 2 entradas



Figura 3.2 - Torradeira de 4 entradas



Figura 3.3 - Torradeira tipo passadeira

Neste caso foram determinados critérios exclusivamente orientados para o utilizador, entre os quais a boa qualidade de queima, a capacidade do equipamento, a vida útil do equipamento e a facilidade de utilização [40].

Na figura 3.4 apresenta-se o formato da árvore de objetivos, onde se apresentam os critérios de comparação (caixas verdes) e os respetivos os subcritérios de comparação (ramificações a vermelho).

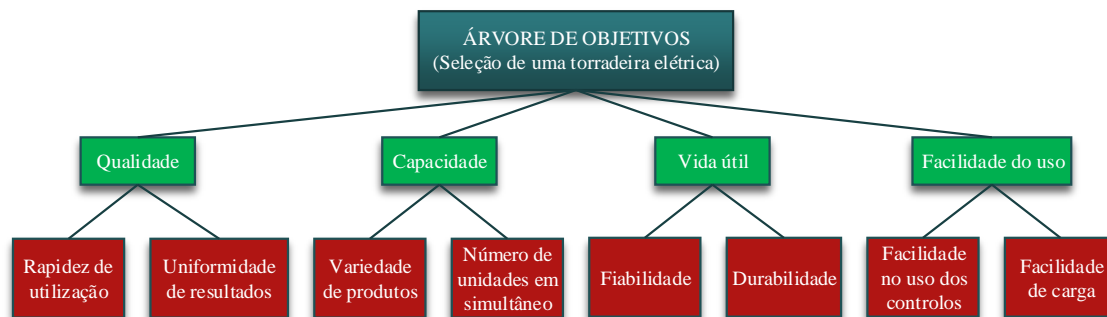


Figura 3.4 - Exemplo de uma árvore de objetivos

Para os modelos de torradeiras em questão foram investigadas as características correspondentes aos critérios e subcritérios definidos. Da pesquisa efetuada pode-se considerar que a utilização e a durabilidade dos equipamentos são equivalentes. A torradeira do tipo passadeira destaca-se pela uniformidade da queima, pela variedade de produtos a torrar e pelo número de unidades possíveis de torrar em simultâneo. No entanto, o mesmo equipamento tem controlos de difícil utilização e menor fiabilidade devido à manutenção requerida.

Na tabela 3.1 encontram-se resumidas as características de cada uma das soluções em comparação [40].

Tabela 3.1 - Características das soluções construtivas a comparar

Critérios de comparação	Subcritérios de comparação	Torradeira de 2 entradas	Torradeira de 4 entradas	Torradeira tipo passadeira
Qualidade da queima	Rapidez de utilização	Igual	Igual	Igual
	Uniformidade de resultados	Médio	Médio	Alto
Capacidade do equipamento	Variedade de produtos	Baixo	Baixo	Alto
	Número de unidades em simultâneo	Baixo	Médio	Alto
Vida útil do equipamento	Fiabilidade	Média	Média	Baixo
	Durabilidade	Igual	Igual	Igual
Facilidade de utilização	Facilidade do uso dos controlos	Igual	Igual	Difícil
	Facilidade de carga	Fácil	Difícil	Média

Para o exemplo em questão onde se comparam soluções para uso doméstico, define-se previamente o critério da facilidade de utilização como o critério com maior peso. Considerando que

o cliente pretendia uma solução que permitisse aplicar vários tipos e unidades de produto, o critério da capacidade do equipamento superiorizou-se aos dois restantes (qualidade da queima e vida útil do equipamento). A nível dos subcritérios de comparação foi dado maior peso aos subcritérios que interessam a um utilizador com pretensões para uso doméstico, nomeadamente a rapidez de utilização, a fiabilidade e a facilidade do uso dos controlos.

Algumas considerações da construção da matriz de decisão: foram distribuídos unitariamente os pesos dos critérios de comparação e os pesos relativos dos subcritérios de cada critério de comparação; as pontuações seguiram a escala de 5 pontos (de 0 a 4, sendo 0 a pior solução e 4 a melhor); foram utilizadas as expressões 3.1, 3.2 e 3.3 definidas anteriormente.

Tomando como referência a solução construtiva da torradeira de 2 entradas (geralmente a mais utilizada) e tendo em conta as características apresentadas anteriormente na tabela 3.1, apresenta-se na tabela 3.2 a forma da Matriz de Decisão de Pugh para o exemplo em análise.

Tabela 3.2 - Exemplo de aplicação da Matriz de Decisão de Pugh

Matriz de Decisão de Pugh					Soluções construtivas		
Critério de seleção	Peso	Subcritério de seleção	Peso relativo	Fator de ponderação	Torradeira de duas entradas	Torradeira de quatro entradas	Torradeira do tipo passadeira
Qualidade	0,2	Rapidez de utilização	0,8	0,16	2	2	2
		Uniformidade de resultados	0,2	0,04	2	2	4
Capacidade	0,3	Variedade de produtos	0,5	0,15	2	2	4
		Número de unidades em simultâneo	0,5	0,15	2	3	4
Vida útil	0,1	Fiabilidade	0,7	0,07	2	2	1
		Durabilidade	0,3	0,03	2	2	2
Facilidade no uso	0,4	Facilidade do uso dos controlos	0,7	0,28	2	2	1
		Facilidade de carga	0,3	0,12	2	0	1
Total:		1	Total:		2	1,91	2,21

Com a aplicação da Matriz de Decisão de Pugh, à primeira vista, observa-se que não há soluções que possam ser imediatamente descartadas. Tendo em conta as pontuações obtidas, de uma forma muito grosseira, conclui-se que a torradeira do tipo passadeira é aquela que melhor se adequa à aplicação. Para desfazer as dúvidas em relação à solução a escolher, sugere-se uma nova análise ao incluir outros critérios como o custo de aquisição, o custo de manutenção, a segurança do utilizador, o sabor do produto após utilização ou a facilidade de remoção.

3.3 Critério de Pugh para Avaliação da Complexidade

A avaliação e comparação de soluções construtivas em projeto de sistemas mecânicos pode ser feita pela análise de complexidade. A complexidade de um sistema mecânico refere-se à composição, relacionamento e montagem de um conjunto de componentes pertencentes a uma peça, componente, produto ou sistema, sendo dependente do número, da diversidade e das interligações entre os mesmos [41]. A complexidade de peças e componentes relaciona-se com a complexidade de fabrico, envolvendo aspetos como o tipo de operação de fabrico, o número de etapas para construção das peças ou componentes e o grau de precisão dos campos de tolerância. Por outro lado, a complexidade de um conjunto relaciona-se com a montagem, sendo um conjunto mais ou menos complexo conforme o maior ou menor número, diversidade e interfaces entre as peças ou componentes [42].

Para medir e comparar a complexidade de soluções construtivas pode ser utilizado o Critério de Pugh que pressupõe o cálculo do fator de complexidade de Pugh. Este fator é calculado através da expressão [37]:

$$C_f = \frac{K}{N_f} \cdot \sqrt[3]{N_p \times N_t \times N_i} \quad (3.4)$$

Onde

C_f - Fator de complexidade de Pugh

K - Fator de conveniência

N_f - Número de funções que o produto fornece

N_p - Número de componentes que compõem o conjunto de montagem escolhido

N_t - Número de tipos de componentes

N_i - Número de interfaces, junções e conexões dentro do conjunto de montagem

O número de interfaces refere-se ao número de contatos entre as superfícies dos componentes por via de vedações, engrenagens, fixações e de movimentos relativos de rotação, deslizamento, ajustes de pressão, ajustes de folga, entre outros.

A utilização deste critério pode também ser feita utilizando a equação simplificada do fator de complexidade, dada pela expressão [42]:

$$C_f = \sqrt[3]{N_p \times N_t \times N_i} \quad (3.5)$$

Utilizando qualquer uma das expressões 3.4 ou 3.5, a solução construtiva que apresentar o maior valor corresponde à solução mais complexa. As soluções mais complexas caracterizam-se, geralmente, por terem maior número de componentes e maior número de etapas de montagem.

A consideração da complexidade de um produto ou sistema em projeto pode ter efeitos benéficos como: a diminuição do número de peças a serem fabricadas; a diminuição do número de interfaces, que permite diminuir as fontes de deterioração e desgaste; a diminuição do número de elementos de união e articulação; a diminuição do custo de montagem; a maior confiabilidade do conjunto e melhorias na manutenção [42].

A aplicação do critério de Pugh implica o conhecimento das soluções construtivas e dos componentes que se pretendem comparar. Muitas vezes, em fases iniciais de projeto ou na presença de um variado número de soluções construtivas disponíveis, não é possível conhecer detalhadamente os esquemas de montagem das soluções construtivas. Nestes casos, deixando as soluções construtivas em aberto, o critério pode ser aplicado a esquemas de montagem simplificados. Se não for possível simplificar os esquemas, este critério permite a diminuição da complexidade de cálculo de soluções construtivas mais complexas ao desdobrá-las em subconjuntos de componentes tão pequenos quanto se queira.

4 Estudo comparativo de esquemas de montagem de agitadores industriais

O presente capítulo apresenta a empresa com a qual foi feita uma parceria no desenvolvimento desta dissertação e descreve os esquemas de montagem de agitadores industriais utilizados por esta empresa nos quais se baseia o estudo comparativo.

Neste capítulo são apresentados os processos de dimensionamento de acionamentos de agitadores industriais existentes na empresa e identificadas as oportunidades de melhoria.

Paralelamente, o capítulo visa a apresentação da proposta do Modelo do Estudo Comparativo aplicado aos esquemas de montagem apresentados e a explicação, de forma detalhada e fundamentada, dos critérios de comparação utilizados. Neste capítulo, será ainda apresentada a aplicação informática associada ao modelo de comparação e descritos os respetivos passos de utilização.

4.1 A empresa SEW-EURODRIVE Portugal

A SEW-EURODRIVE é uma empresa multinacional com origem alemã, fundada por Christian Pähr em 1931 em Bruchsal, começou por ser uma pequena-média empresa familiar que fabricava motores elétricos tendo crescido no seguimento da segunda guerra mundial. Na década de 60, o presidente Ernst Blickle criou o conceito de sistema modular, onde combinava motores e redutores de forma flexível e com custos menores que a concorrência [43]. Através do princípio “*Think global – act local*”, a empresa pretendeu espalhar o seu “*know-how*” e a sua ideia inovadora a vários parceiros locais, tendo vindo a crescer e tornar-se uma referência e líder no mercado internacional na área da tecnologia e automação de acionamentos [44]. Atualmente, está presente em todo o mundo contando com 15 fábricas e 77 *Drive Technology Centers* em 50 países, nos

quais trabalham mais de 16.000 colaboradores sendo que 550 estão envolvidos em áreas de investigação e desenvolvimento de novos produtos [43].

Nota-se, portanto, que a tradição aliada à inovação têm feito parte da filosofia da empresa permitindo satisfazer as necessidades dos clientes ao proporcionar-lhes uma ampla variedade de soluções para projetos e outros serviços. No seu portefólio de produtos, a empresa apresenta motorreductores, redutores, motores, acionamentos para instalação descentralizada, soluções de acionamento, variadores eletrónicos de velocidade, sistemas completos de automação, soluções para a indústria 4.0, entre outros, fornecendo serviços de consultoria, manutenção e assistência técnica.

A empresa está presente em Portugal, através da SEW-EURODRIVE Portugal, desde 1990, altura em que foi construída a fabrica na região de Coimbra (Mealhada) para montagem e assistência técnica de equipamentos SEW, sendo alvo de sucessivas melhorias e investimentos em instalações e equipamentos que permitiram progredir e aumentar a capacidade produtiva [45]. A presença da empresa em Portugal é considerada um caso de sucesso tendo sido premiada por diversas ocasiões a nível de inovação, devido à sua contribuição para a economia portuguesa na indústria de bens de equipamento e ao ser líder de mercado nacional no que se refere à venda de acionamentos eletromecânicos.

4.2 Caraterização do processo de dimensionamento de acionamentos existente na empresa

Resumidamente, o processo de dimensionamento de acionamentos de agitadores industriais pode ser dividido em duas fases: fase inicial de definição dos requisitos de projeto e a fase de dimensionamento dos componentes do acionamento.

Na fase inicial são anotados, em fichas de dados da empresa, os valores referentes aos requisitos de projeto como as características de carga como a potência, velocidades, forças, momentos de inércia das massas, e ainda o número de arranques, períodos de trabalho e as geometrias das engrenagens e dos veios. Uma vez preenchido o conjunto de fichas de dados e tendo em consideração os rendimentos e fatores de serviço, é calculada a potência exigida e determinada a rotação de saída necessária para o acionamento [46].

A segunda fase do processo pode ser dividida segundo os conjuntos de componentes que compõem o acionamento de um agitador industrial, como o motorreductor, o agitador e outros componentes. O dimensionamento do motorreductor é efetuado em função das condições de operação e envolve a escolha do motor elétrico e do reductor de velocidades. O dimensionamento do agitador, por sua vez, engloba a análise e escolha de diversos componentes, entre eles: o veio do agitador, uniões de veios, chumaceiras de rolamentos, sistemas de vedação e o rotor de agitação. O dimensionamento do conjunto de outros componentes abrange o reservatório de agitação, suportes de montagem, defletores nas paredes do reservatório e bobinas para transmissão de calor.

Na figura 4.1 apresentam-se as duas fases de dimensionamento e os conjuntos de componentes que compõem o acionamento de um agitador industrial.

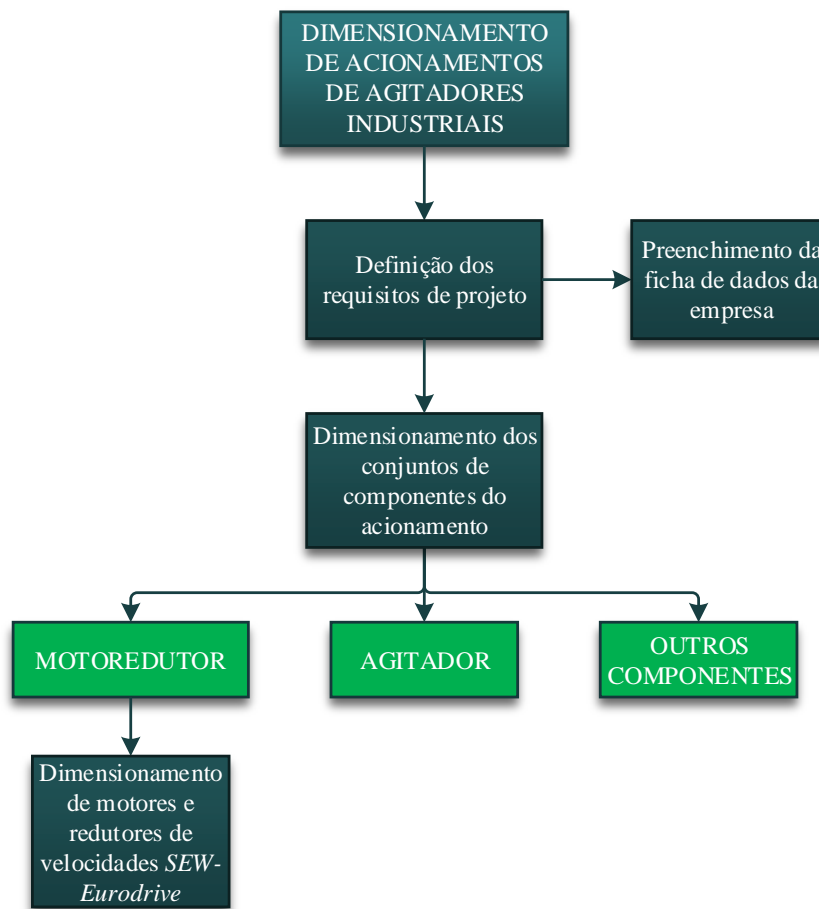


Figura 4.1 - Processo de dimensionamento de acionamentos de agitadores

4.2.1 Procedimento de projeto de redutores

A empresa SEW-EURODRIVE, apresenta nos seus catálogos, procedimentos para o planeamento de projeto de acionamentos de agitadores industriais.

Por consulta do catálogo de redutores da série MC, verifica-se que os procedimentos se focam sobretudo na escolha do motorreductor e iniciam-se numa primeira fase pelo preenchimento, em conjunto com o cliente, de algumas folhas de dados nos quais são definidos: os requisitos técnicos, a especificidade da aplicação, as condições ambientais, as possibilidades de fixação, o tipo de conexão com a máquina a ser acionada, entre outros parâmetros.

O motorreductor SEW-EURODRIVE caracteriza-se por ser uma unidade construtiva única, que consiste num motor elétrico acoplado a um redutor de velocidades, formando uma solução compacta e com elevado rendimento.

Os critérios de escolha do redutor de velocidades mais adequado para uma aplicação são, entre outros, os requisitos da aplicação, o espaço disponível, as cargas aplicadas e ainda atributos adicionais, como a implementação de sistemas de vedação ou de lubrificação.

Na figura 4.2 apresenta-se o fluxograma utilizado na empresa para o projeto de redutores de velocidades aplicados a agitadores industriais.

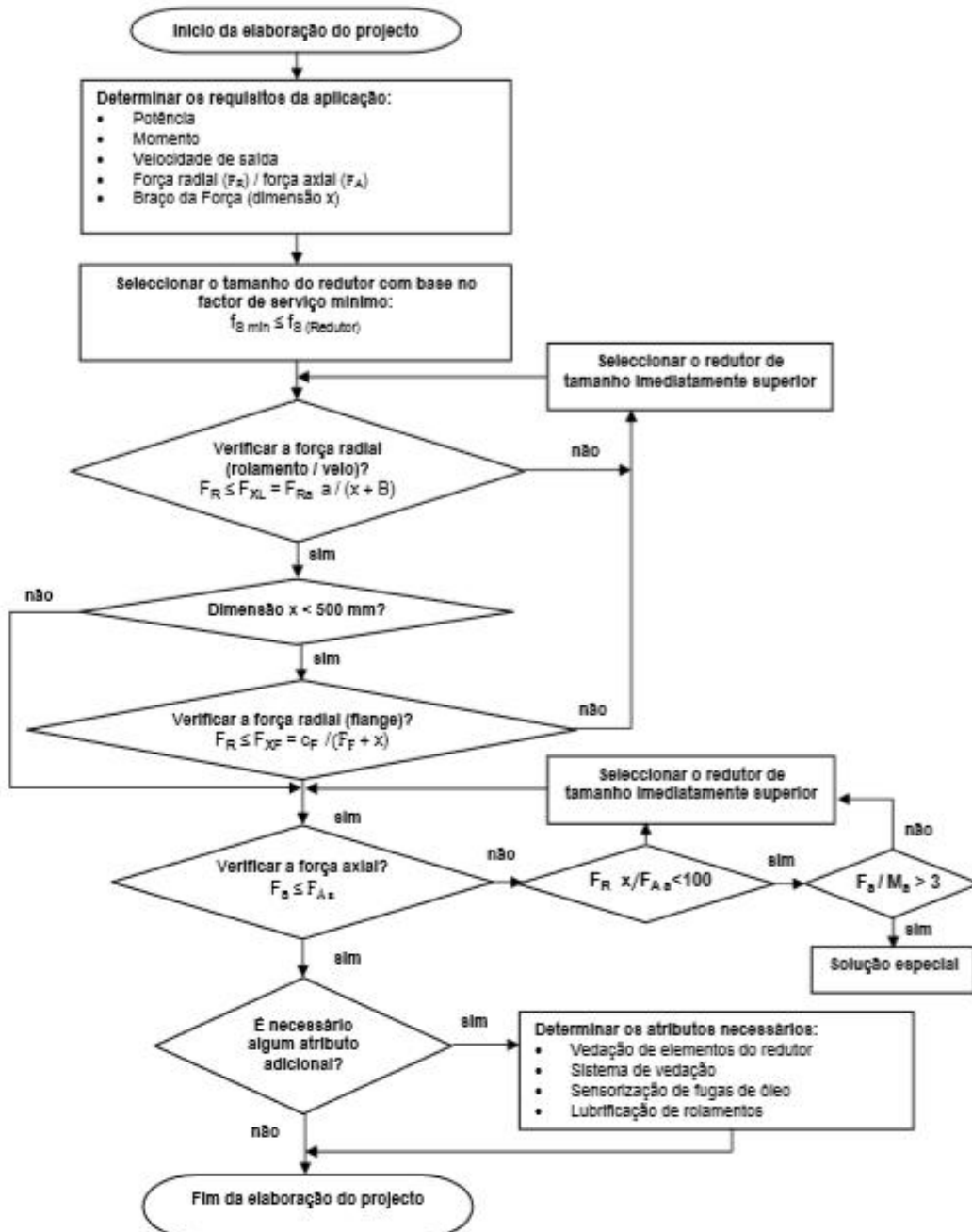


Figura 4.2 - Fluxograma para o projeto de redutores de velocidades (adaptado de [47])

Legenda do fluxograma:

a - Fator de conversão

B - Fator de conversão do redutor

c_F - Constante do redutor

F_a - Carga axial presente durante a operação, N

F_F - Constante do redutor

F_R - Carga radial presente durante a operação, N

F_{Ra} - Carga radial admissível, N

F_{XF} - Carga radial admissível para a flange, N

F_{XL} - Carga radial admissível para a chumaceira de rolamento, N

x - Comprimento entre a linha de ação da força e linha média da chumaceira de rolamento mais solicitado do veio do agitador, mm

T_s - Momento de saída, $N \cdot mm$

F_{Aa} - Carga axial admissível, N

4.2.2 Esquemas de montagem dos acionamentos de agitadores industriais

O estudo efetuado nesta dissertação baseia-se em esquemas de montagem de agitadores industriais, frequentemente utilizados pela empresa SEW-EURODRIVE, nos quais a forma de apoio do veio do agitador varia. Geralmente, o veio do agitador pode ser apoiado de quatro formas possíveis:

- Sem chumaceiras de rolamento no veio do agitador;
- Com uma chumaceira de rolamento, externa à caixa redutora, e localizada na zona superior do veio do agitador;
- Com uma chumaceira de rolamento, externa à caixa redutora, e localizada na zona inferior do veio do agitador;
- Com duas chumaceiras de rolamento, externas à caixa redutora, e localizadas, uma na zona superior do veio do agitador e outra na zona inferior do veio do agitador.

Em seguida, são apresentadas e descritas as quatro configurações de apoio do veio do agitador baseadas nos esquemas de montagem cedidos pela empresa. Nestes esquemas é possível observar o acionamento do agitador e o respetivo conjunto de acionamento motor, composto pelo motorreductor. Em todos os esquemas de montagem existem chumaceiras de rolamento no interior da caixa redutora que permitem o suporte do veio de saída do redutor.

Configuração n°1

Nesta configuração o veio do redutor é acoplado ao veio do agitador através de uma união de veios rígida e não existem chumaceiras de rolamento no veio do agitador (figura 4.3).

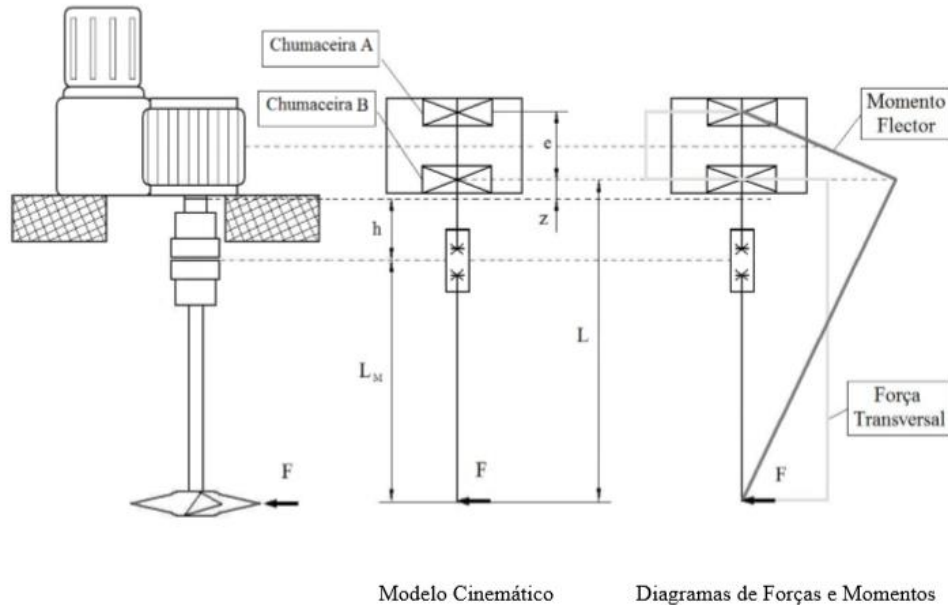


Figura 4.3 - Configuração n°1 (adaptado de [48])

O modelo cinemático correspondente à configuração 1 é constituído pelo veio do agitador de comprimento L_M , pela união de veios rígida, e pelo veio de saída do redutor de comprimento L_R , que é suportado por duas chumaceiras de rolamento (A e B). O comprimento do veio de saída do redutor é dado por:

$$L_R = e + z + h \quad (4.1)$$

Onde

L_R - Comprimento do veio de saída do redutor, *mm*

e - Comprimento entre os rolamentos da caixa redutora, ou seja, a distância entre os planos médios das chumaceiras de rolamento A e B, *mm*

z - Comprimento entre o plano médio do rolamento B da caixa redutora e a face externa da caixa redutora, *mm*

h - Comprimento entre a face externa da caixa redutora e o ponto de acoplamento entre os dois veios, *mm*

Na figura 4.3 é ainda possível notar a existência de uma força concentrada F aplicada na extremidade inferior do veio do agitador. Como visto anteriormente, esta força, na sua componente radial, deve-se à presença de forças hidráulicas aleatórias no rotor e de cargas de torção

criadas pelo momento de torção relativo à rotação do veio. Dependendo dos casos, a componente axial da força F , resultado do peso dos componentes do agitador, da pressão do reservatório e de forças hidráulicas verticais, pode ser desprezada.

Normalmente, o comprimento L , utilizado para efeitos de projeto e dimensionamento, é definido como a distância entre a linha de atuação da força F e o plano médio da chumaceira de rolamento B. O comprimento L é então dado por:

$$L = L_M + h + z \quad (4.2)$$

A força concentrada F provoca um esforço transversal constante ao longo de toda a parte inferior do veio. Na chumaceira de rolamento B surge uma reação normal com sentido oposto a da força F . O momento fletor máximo ocorre na chumaceira de rolamento B, o que significa que esta é a chumaceira de rolamento mais solicitada. Os momentos flectores mínimos ocorrem nas extremidades do veio.

Configuração n°2

Nesta configuração o veio do redutor é acoplado ao veio do agitador através de uma união de veios rígida e existe uma chumaceira de rolamento localizada na zona superior do veio do agitador (figura 4.4).

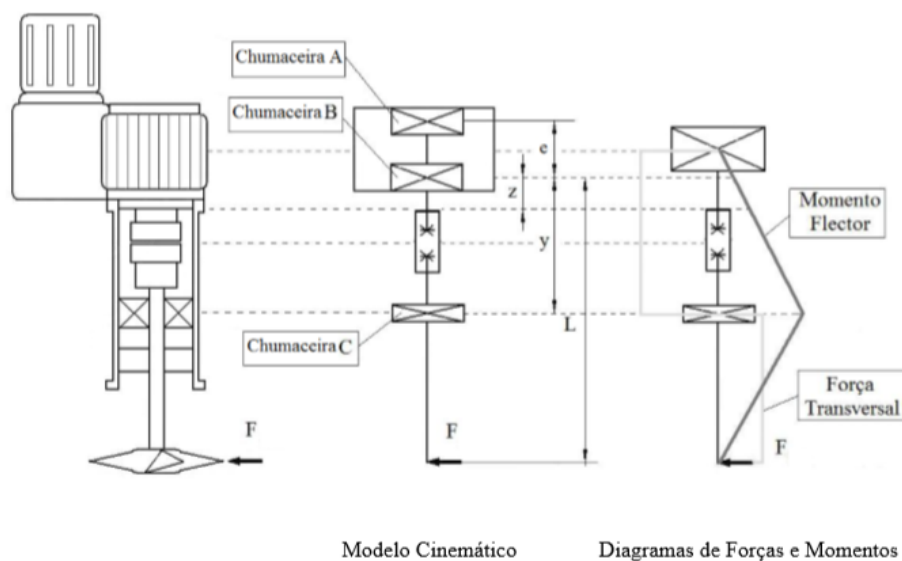


Figura 4.4 - Configuração n°2 (adaptado de [48])

O modelo cinemático correspondente à configuração 2 é constituído pelo veio de saída do redutor, suportado por duas chumaceiras de rolamento (A e B), pela união de veios rígida e pelo veio do agitador, suportado pela chumaceira de rolamento C.

Para efeitos de comparação, considera-se que o comprimento L desta configuração é igual ao comprimento L da configuração 1. A distância y corresponde à distância entre os planos médios das chumaceiras de rolamento B e C.

A solicitação da força concentrada F provoca um esforço transversal constante ao longo de toda a parte inferior do veio. Na chumaceira de rolamento C surge uma reação normal com sentido oposto ao da força F .

Este modelo constitui um sistema estaticamente indeterminado. A análise do modelo pressupõe a aplicação de métodos de cálculo como o método de supressão de apoios onde é elaborado um sistema estaticamente determinado equivalente, ou de métodos energéticos aplicados ao cálculo de estruturas. Aplicando o método de supressão de apoios e analisando o diagrama de forças e momentos, observa-se que o momento fletor máximo ocorre na chumaceira de rolamento C e os momentos mínimos nas extremidades do veio.

Configuração nº3

Nesta configuração o veio do redutor é acoplado ao veio do agitador através de uma união de veios rígida e existe uma chumaceira de rolamento localizada na zona inferior do veio do agitador (figura 4.5).

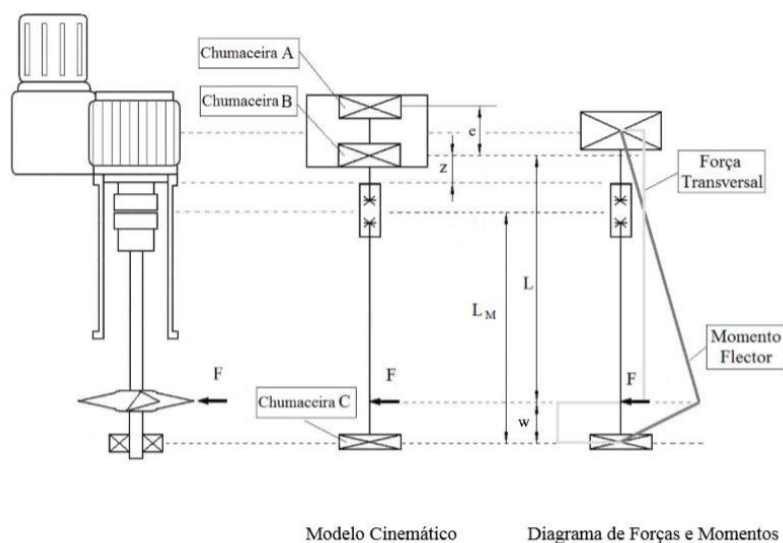


Figura 4.5 - Configuração nº3 (adaptado de [48])

O modelo cinemático correspondente à configuração 3 é constituído pelo veio de saída do redutor, suportado por duas chumaceiras de rolamento (A e B), pela união de veios rígida e pelo veio do agitador, suportado pela chumaceira de rolamento D.

Para efeitos de comparação, considera-se que o comprimento L desta configuração é igual aos comprimentos L das configurações 1 e 2. A distância w corresponde à distância entre o ponto de aplicação da força F e o plano médio da chumaceira de rolamento D.

Este modelo constitui um sistema estaticamente indeterminado. A análise do modelo presuppõe a aplicação de métodos de cálculo como o método de supressão de apoios onde é elaborado um sistema estaticamente determinado equivalente, ou de métodos energéticos aplicados ao cálculo de estruturas. Aplicando o método de supressão de apoios e analisando o diagrama de forças e momentos, observa-se que o momento fletor máximo ocorre na linha de ação da força F e os momentos mínimos ocorrem nas extremidades do veio.

Configuração nº4

Nesta configuração o veio do redutor é acoplado ao veio do agitador através de uma união de veios elástica, ou semi-rígida, e existem duas chumaceiras de rolamento nas extremidades do veio do agitador. Uma das chumaceiras de rolamento está localizada na zona superior do veio do agitador, e a outra localiza-se na extremidade inferior do veio do agitador (figura 4.6).

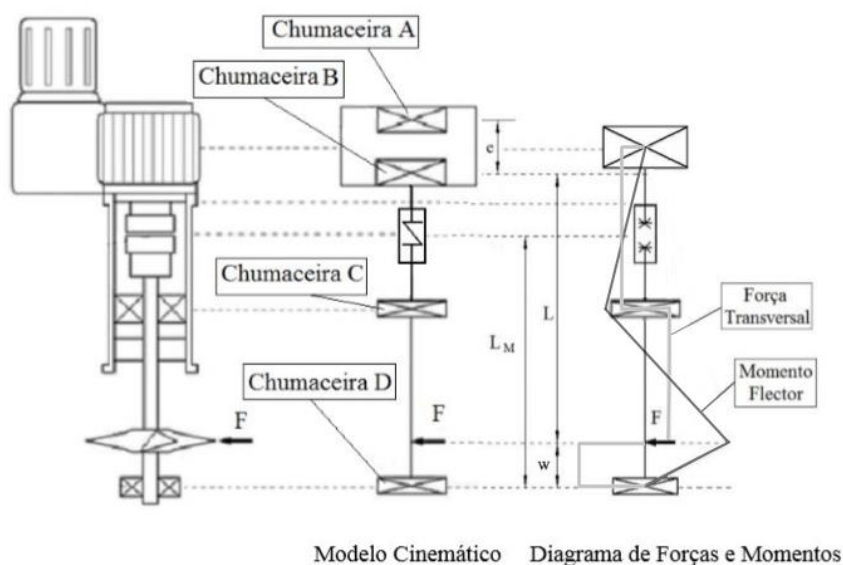


Figura 4.6 - Configuração nº4 (adaptado de [48])

O modelo cinemático correspondente à configuração 4 é constituído pelo veio de saída do redutor, suportado por duas chumaceiras de rolamento (A e B), pela união de veios elástica e pelo veio do agitador, suportado por duas chumaceiras de rolamento C e D.

Para efeitos de comparação, considera-se que o comprimento L desta configuração é igual aos comprimentos L das configurações anteriores e as distâncias y e w corresponde às distâncias já apresentadas nas configurações 2 e 3, respetivamente.

Nesta configuração, o acoplamento elástico entre o veio de saída do redutor e o veio do agitador atenua a transmissão dos efeitos de aplicação da carga F sobre os componentes do redutor. No entanto, considerando o conjunto de veios como uma peça única, este modelo constitui um sistema estaticamente indeterminado, sendo necessário aplicar métodos de cálculo como o método de supressão de apoios ou métodos energéticos aplicados ao cálculo de estruturas. Aplicando o método de supressão de apoios e analisando o diagrama de forças e momentos, observa-se que o momento fletor máximo ocorre na linha de ação da força F e os momentos mínimos ocorrem nas extremidades do veio.

4.3 Identificação das oportunidades de melhoria do processo de dimensionamento

Como visto anteriormente, os procedimentos de projeto de acionamentos existentes na empresa referem-se sobretudo ao dimensionamento do conjunto motorreductor.

Sendo uma empresa que também oferece soluções do tipo “chave na mão” a nível de projetos completos de acionamentos, os engenheiros de projeto podem seguir o planeamento de projeto de acionamentos de agitadores apresentado nas figuras A.5, A.6, A.7 e A.8 do Anexo C. Este planeamento situa-se antes do dimensionamento individual de cada componente e pressupõe a decisão do engenheiro, em conjunto com o cliente, sobre as soluções construtivas do acionamento inteiro e dos seus elementos (etapa 4.14 da figura A.7 do Anexo C).

Este estudo surge então da necessidade da empresa SEW-EURODRIVE em criar uma base científica para seleção dos esquemas de montagem de acionamentos de agitadores industriais, apresentados na secção 4.2.2, que tem ao dispor dos seus clientes. Desta forma, neste estudo é apresentada uma proposta de um modelo de dimensionamento que analisa e compara as soluções de montagem, com vista a apoiar um engenheiro de projeto na seleção e escolha dos esquemas mais adequados a cada aplicação.

4.4 Proposta do modelo do estudo comparativo entre esquemas de montagem

Neste subcapítulo é apresentado o modelo do estudo comparativo para seleção dos esquemas de montagem de acionamentos de agitadores industriais utilizados pela empresa SEW-EURODRIVE. Este modelo, apresentado no fluxograma da figura A.9 do Anexo D, surge na sequência da fase de dimensionamento do conjunto do agitador. A inserção do modelo no processo de dimensionamento de acionamentos, apresentado anteriormente, pode ser verificada na figura 4.7.

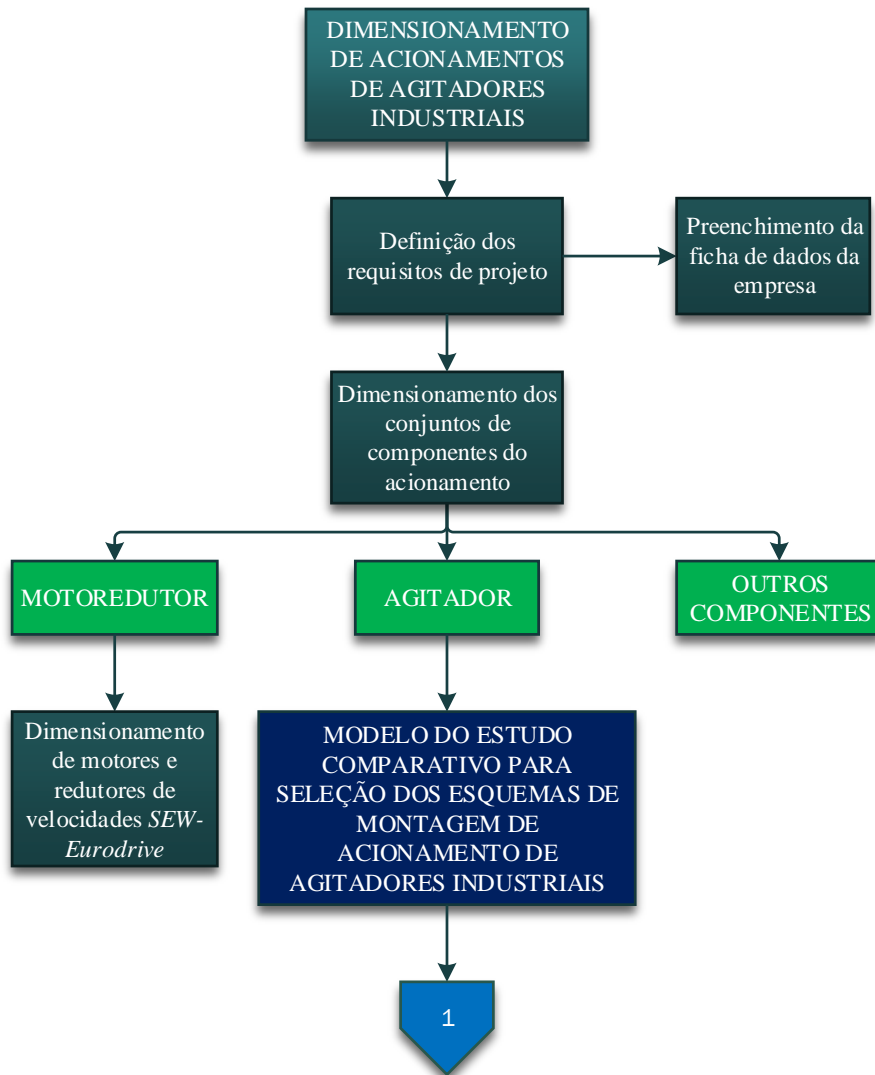


Figura 4.7 - Proposta do modelo no processo de dimensionamento

De seguida serão explicados, de forma detalhada e fundamentada, os pormenores do modelo do estudo comparativo e a sua utilização.

4.4.1 Seleção inicial dos esquemas de montagem

O modelo do estudo comparativo inicia-se, utilizando critérios de seleção, pela triagem das soluções de montagem de acionamentos de agitadores em comparação. Esta ferramenta de seleção inicial permite, ao engenheiro projetista obter a, ou as, soluções de montagem mais adequadas a uma certa aplicação.

Critérios de seleção inicial

Na concepção desta ferramenta, investigaram-se critérios que distinguíssem as soluções de montagem e possibilitassem, sempre que possível, chegar apenas a uma solução.

De entre os vários critérios analisados, dependentes dos requisitos de projeto do acionamento e adequados às soluções em estudo, foram escolhidos os seguintes critérios de seleção inicial:

1. Limitação espacial e compacidade do esquema de montagem;
2. Alinhamento dos componentes do acionamento de montagem;
3. Relação comprimento/diâmetro do veio do agitador;
4. Contato com a substância de mistura.

De seguida serão explicados, de forma detalhada e fundamentada, os critérios de seleção inicial escolhidos.

1. Limitação espacial e compacidade dos esquemas de montagem

Os esquemas em estudo podem ser caracterizados pelo espaço radial existente em redor do local de montagem e pelo espaço axial ocupado pelos seus componentes ao longo do veio do agitador. Por esta razão, a limitação espacial e a compacidade dos acionamentos foram consideradas características relevantes na comparação dos esquemas de montagem.

Em esquemas de montagem onde, em torno do acionamento, existe espaço radial suficiente verifica-se que, tanto as operações de montagem como as operações de manutenção, como a desmontagem e substituição de componentes ou inspeções e revisões, são facilitadas [50].

Por outro lado, o espaço axial também pode ser um fator de seleção de um esquema de montagem. Em aplicações onde o espaço axial é limitado, dever-se-á optar por esquemas de montagem compactos nesta direção, ou seja, com o menor número de componentes posicionados ao longo do veio.

Em seguimento observação anterior, considera-se que o esquema de montagem 1, por possuir menos componentes e por não conter apoios ao longo do veio do agitador, é o mais apropriado para aplicações onde o espaço de montagem existente na direção axial é limitado.

Os restantes esquemas de montagem necessitam de comprimento suficiente para acomodar os rolamentos e as respetivas chumaceiras, sendo expectável que sejam aplicados em situações onde a escolha de um esquema de montagem em função do espaço existente não constitui um constrangimento.

2. Alinhamento dos componentes do acionamento de montagem

O alinhamento dos componentes nos acionamentos em estudo foi considerado um critério fundamental a ter em conta na seleção inicial dos diferentes esquemas. Como foi visto anteriormente no subcapítulo 2.7, a precisão do alinhamento é uma condição para garantir a fiabilidade e o prolongamento da vida útil dos componentes.

A distinção dos quatro esquemas de montagem em estudo quanto à precisão necessária para o alinhamento, pode ser feita em função da união de veios existente em cada esquema.

Anteriormente, observou-se que as uniões de veios rígidas não toleram desalinhamentos. Por esta razão, os esquemas de montagem 1, 2 e 3, sujeitos a desalinhamentos coaxiais e angulares, requerem tarefas de alinhamento precisas e cuidadas, de forma a assegurar o bom funcionamento do conjunto e minimizar o desgaste dos componentes. Por outro lado, as uniões de veios flexíveis acomodam certos níveis de desalinhamento podendo, portanto, compensá-los quando as operações de alinhamento executadas são menos precisas.

Inerentes à precisão do alinhamento estão as capacidades técnicas e os equipamentos existentes para executar as operações de alinhamento durante a montagem ou após a realização de operações de manutenção nos equipamentos.

Assim, se as operações de alinhamento forem efetuadas pela empresa SEW-EURODRIVE, assegura-se a qualidade do alinhamento sendo este efetuado com rigor e precisão visto utilizarem sistemas de alinhamento a laser. Desta forma, qualquer um dos esquemas de montagem pode ser escolhido, independentemente do número e tipo de componentes constituintes.

Caso contrário, a seleção dos esquemas de montagem será feita em função da precisão de alinhamento necessária para os montar. Assim, se existir capacidade de alinhamento de precisão que garanta um alinhamento dentro dos parâmetros de uma união de veios rígida, como a utilização de sistemas de alinhamento a laser, qualquer um dos esquemas de montagem pode ser selecionado. Em alternativa, na falta de capacidade de alinhamento de precisão, a escolha do esquema de montagem 4 é considerada a mais adequada, visto conter uma união de veios flexível que compensa os desalinhamentos. Apesar desta particularidade, deve-se notar que este tipo de uniões não é infalível e que são afetadas por desalinhamentos. Salienta-se ainda que, neste tipo de montagem, é necessário cuidado no alinhamento das caixas de mancal dos rolamentos no veio do agitador.

O esquema de montagem 1 pode ser considerado uma solução única se com recurso a equipamentos de precisão for possível alcançar desvios (lineares e angulares) dos veios próximos dos limites de uma união de veios rígida. Esta distinção em relação aos esquemas de montagem 2 e 3 deve-se à ausência de suportes dos rolamentos no veio do agitador que tornam o alinhamento menos crucial.

Exemplos de valores de tolerâncias admissíveis no alinhamento de uniões de veios rígidas podem observadas na tabela 4.1 ou em catálogos de fabricantes.

Tabela 4.1 - Tolerâncias admissíveis em alinhamento de uniões de veio rígidas [51]

Momento de torção	Tolerâncias admissíveis
Acima de 10.5 kN·m	Desvio angular de 0.30''
De 8 a 16 kN·m	Desvio linear entre 0.5 e 0.6 mm

3. Relação comprimento/diâmetro do veio do agitador

A determinação do comprimento do veio do agitador, como foi visto anteriormente, está relacionada com a disposição axial necessária para acomodar os componentes, como os suportes dos rolamentos e os rotores de agitação. O comprimento depende também da geometria do reservatório, nomeadamente da sua altura [52, 53].

Em geral, veios longos estão mais suscetíveis à ocorrência de deflexão. As vibrações decorrentes desta situação produzem ruído excessivo e contribuem para o desgaste e falha prematura de engrenagens, rolamentos e vedações [22]. A deflexão pode também afetar negativamente a qualidade de mistura das substâncias [4].

Para minimizar os efeitos da deflexão em máquinas rotativas aconselha-se o suporte entre apoios dos componentes condutores de carga e, se existir, a diminuição do comprimento do veio que não se encontra apoiado [22].

A utilização de chumaceiras de rolamento permite reduzir as cargas existentes nos elementos de suporte do veio da caixa redutora e os momentos fletores presentes ao longo do veio. Além disso, a aplicação de rolamentos ajuda a estabilizar o veio do agitador e a reduzir a deflexão do veio causada por cargas hidráulicas [4, 53, 54].

Na sequência das observações anteriores, o esquema de montagem 1 é rejeitado à partida por não incluir apoios no veio. O esquema de montagem 2, à semelhança do anterior, também não é considerado uma boa solução segundo este critério visto que, geralmente, dependendo das dimensões consideradas verificam-se deflexões no veio do agitador da mesma ordem de grandeza das existentes no esquema de montagem 1 e constata-se o aumento dos esforços na caixa redutora.

Assim, em situações onde se pretende um acionamento com comprimento do veio do agitador extenso, sugere-se a seleção dos esquemas de montagem 3 ou 4.

4. Contacto com a substância de mistura

Este último critério de seleção inicial aborda a possibilidade de contato dos componentes presentes no veio do agitador com a substância de mistura. Este critério baseia-se na necessidade de limpeza do reservatório e de substituição dos lubrificantes nos sistemas de vedação e rolamentos em situações críticas.

As condições ambientais presentes no reservatório onde se pretende colocar o acionamento do agitador são determinantes na escolha dos componentes e dos arranjos utilizados. A reflexão sobre os fatores ambientais durante o projeto pode prevenir a contaminação dos componentes, evitar o desgaste e a falha acelerada dos mesmos.

Geralmente, os processos de agitação em ambientes adversos (ambientes secos com presença de poeiras, humidade ou materiais corrosivos) implicam a preparação dos acionamentos com materiais resistentes e compatíveis com o produto a misturar e sistemas de vedação [55]. A boa qualidade destes sistemas é influenciada pelos desalinhamentos provocados pelas forças hidráulicas de agitação e as fugas e contaminações resultantes aceleram o desgaste dos rolamentos e diminuem a sua vida útil [54, 56].

Apesar da sua adaptabilidade, em casos críticos como, por exemplo, a exposição ou o contato com uma substância de mistura radioativa ou corrosiva que põem em causa a saúde dos técnicos, considera-se impraticável a montagem de rolamentos e respetivas caixas de mancal em contato com a substância de mistura. Nestas situações aconselha-se o uso do esquema de montagem 1 onde não há apoios no interior do reservatório ou do esquema de montagem 2, sublinhando que a vedação do rolamento do veio do agitador deve situar-se numa posição externa ao reservatório e inatável com o produto de mistura.

Procedimento para a seleção inicial dos esquemas de montagem

Uma vez definidos e explicados os critérios de seleção primários, procurou-se estabelecer uma sequência lógica a ser aplicada no momento de seleção inicial dos esquemas de montagem que interligasse os critérios definidos.

A sequência estabelecida baseou-se na avaliação dos critérios apresentados anteriormente em termos de importância e a assenta sobre o princípio de possibilitar a maior diferenciação dos esquemas de montagem, ou seja, de alcançar o maior número de soluções únicas.

Na figura 4.8 é então apresentado, sob a forma de fluxograma, o procedimento de seleção inicial dos esquemas de montagem correspondente à primeira parte do modelo do estudo comparativo.

Uma vez encontrada uma solução de montagem para a aplicação, o utilizador deve seguir o procedimento de projeto, ou seja, dimensionar os componentes do acionamento individualmente. No entanto, como é perceptível, podem ser obtidas algumas soluções com várias hipóteses de escolha que serão distinguidas, mais tarde, através da segunda parte do modelo de estudo comparativo.

De notar, que no seguimento da questão nº7 surge a solução “Procurar solução especial”. Como fora explicado anteriormente, para comprimentos de veio longo não é viável a utilização dos esquemas de montagem 1 e 2. Assim, o utilizador desta ferramenta deverá procurar uma solução de montagem especial ou redefinir os requisitos de projeto.

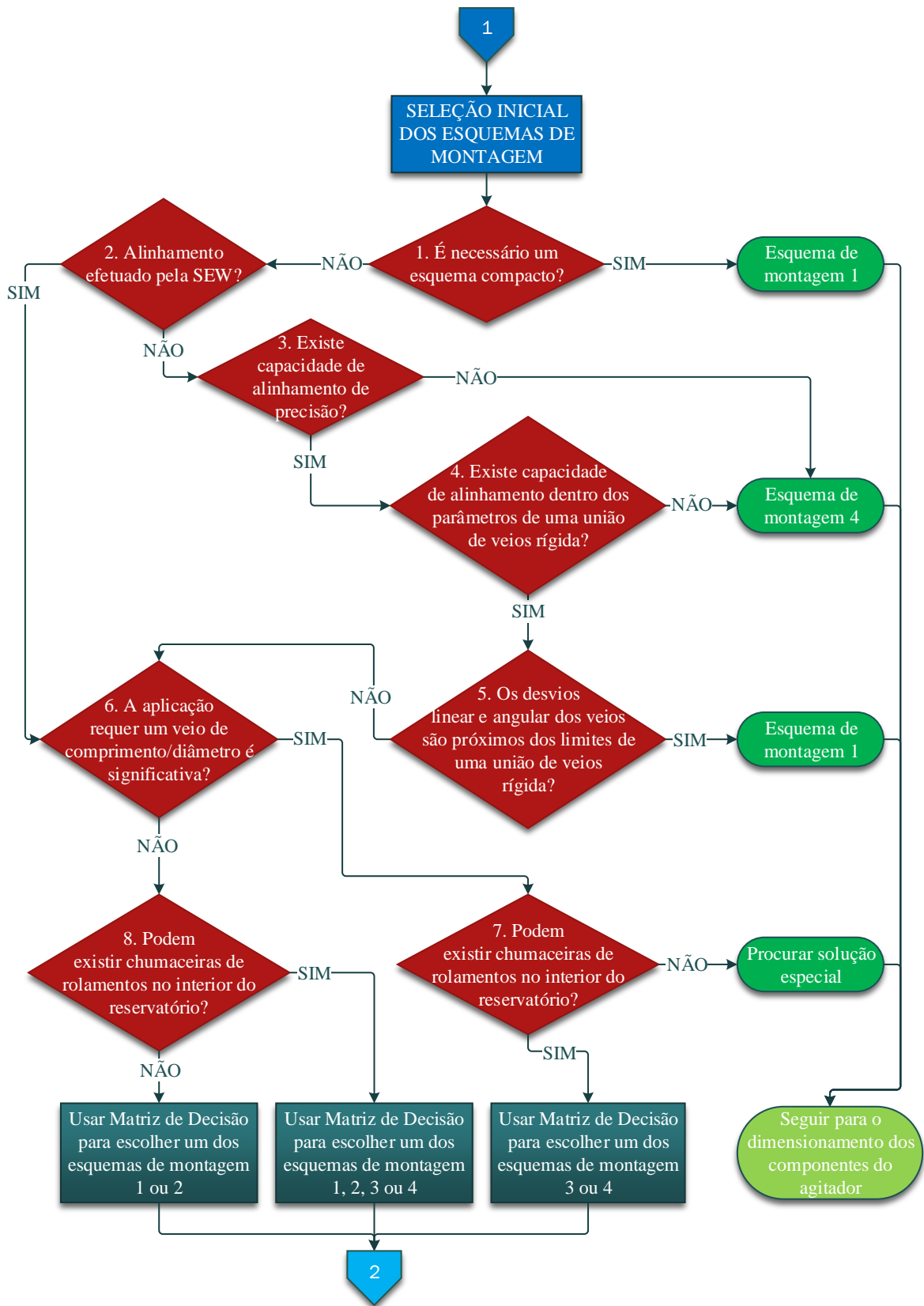


Figura 4.8 - Procedimento de seleção inicial dos esquemas de montagem

4.4.2 Comparação das soluções de montagem

No caso de não ter sido obtida apenas uma solução de montagem após a utilização do procedimento de seleção inicial, nesta segunda parte do modelo do estudo comparativo são comparadas as soluções de montagem restantes através da utilização da metodologia da Matriz de Decisão de Pugh, apresentada no subcapítulo 3.1.

Critérios de comparação

A metodologia da Matriz de Decisão de Pugh implica o estabelecimento de critérios de comparação para ajuizar as opções de montagem. A escolha destes critérios, depende dos requisitos de projeto do acionamento e carece de alguma atenção dada a importância que têm na robustez e na validade dos resultados.

De entre os vários critérios analisados, adequados às soluções de montagem em estudo, foram escolhidos os seguintes critérios de comparação:

1. Vida útil dos componentes do acionamento do agitador;
2. Montagem do acionamento do agitador;
3. Rendimento do acionamento do agitador;
4. Custos do acionamento do agitador.

De seguida serão explicados, de forma detalhada e fundamentada, os critérios de comparação escolhidos.

1. Vida útil dos componentes do acionamento do agitador

Definida como o período entre a colocação dos componentes mecânicos do acionamento em serviço e o momento anterior ao aparecimento de sinais de fadiga e defeitos, a vida útil dos componentes é considerada um critério de comparação adequado e relevante no estudo comparativo de acionamentos compostos por diversos componentes.

No modelo criado, a vida útil de cada componente é definida como subcritério de comparação e apenas foram considerados os componentes para os quais é possível quantificar a vida útil através de fórmulas de cálculo existentes. Assim, calculam-se as vidas úteis das chumaceiras de rolamento, dos veios do agitador e da massa lubrificante dos rolamentos.

i. Vida útil das chumaceiras de rolamento

O cálculo da vida útil das chumaceiras de rolamento é apenas direcionado aos esquemas de montagem que contêm uma ou mais chumaceiras de rolamento no veio do agitador (esquemas de montagem 2, 3 e 4).

A vida útil, nestes esquemas de montagem, é maioritariamente influenciada pelas cargas aplicadas, sendo as mesmas dependentes da posição do rolamento ao longo veio do agitador. Para aproximar o estudo o mais possível da realidade, a vida útil pode também ser distinguida consoante o tipo de lubrificação existente e a temperatura envolvente em redor dos rolamentos colocados numa posição em contato com a substância de mistura.

O cálculo da vida útil das chumaceiras de rolamento, como visto no subcapítulo 2.8, baseia-se nas expressões de cálculo da vida nominal segundo a SKF. Para facilitar os cálculos e quando os rolamentos utilizados são da marca SKF, sugere-se a utilização do *software* de cálculo denominado de SKF Bearing Calculator – Bearing Rating Life. No modelo de cálculo da figura 4.9 apresentam-se os parâmetros necessários a introduzir no *software* que permitem obter o valor da vida útil nos rolamentos de cada esquema de montagem, ou seja, o *output* do modelo de cálculo relativo ao subcritério de comparação “Vida útil dos componentes do acionamento do agitador – Chumaceiras de rolamento”.

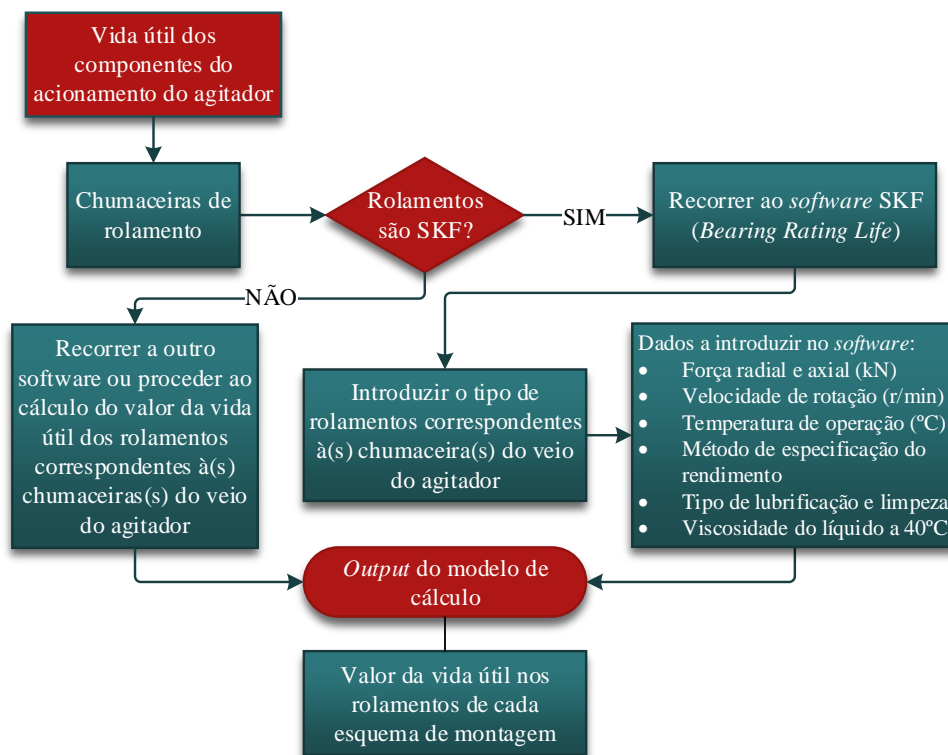


Figura 4.9 - Modelo de cálculo da vida útil das chumaceiras de rolamento

ii. Vida útil do veio do agitador

Geralmente, a vida útil de veios é determinada pela falha dos mesmos por fadiga. Este tipo de falha acontece devido a ciclos de carga ou sobrecarga, concentrações de tensão, folga insuficiente ou montagem incorreta dos rolamentos. Neste trabalho, o cálculo da vida útil de veios é feito com recurso ao método da estimativa da vida de um componentes sujeito à falha por fadiga.

Esta metodologia consiste em quatro etapas: a análise do material e testes de dureza para identificar o tipo e a resistência do mesmo; medições de rugosidade superficial na superfície do veio; cálculo de cargas, tensões, deflexões linear e angular máximas; e, por fim, a estimativa da vida à fadiga através do diagrama de ciclo de tensão, também denominadas de curvas S-N [21].

A análise das causas de falha requer, portanto, informações completas sobre as geometrias e disposição axial dos componentes, material, tipos de carregamento e condições ambientais. Conhecendo a geometria do veio em análise e as forças e momentos presentes no mesmo, são construídos os diagramas de forças e momentos fletores que permitem estimar o ponto mais suscetível à ocorrência de falha por fadiga, de forma a assegurar a satisfação dos requisitos de resistência do material e a montagem dos componentes. Geralmente estes pontos são denominados de pontos de concentração de tensões ou pontos críticos, e localizam-se em zonas onde os veios não apresentam diâmetro uniforme, ou seja, zonas de transição de superfícies, como declives ou chavetas, para a montagem de rolamentos ou engrenagens [21].

O cálculo da vida útil de veios baseia-se nas expressões de cálculo do método da estimativa da vida útil de veios sujeitos à falha por fadiga, expostas em 2.8. No modelo de cálculo da figura 4.10 apresentam-se os parâmetros necessários que permitem obter o valor da vida útil dos veios de cada esquema de montagem, ou seja, o *output* do modelo de cálculo relativo ao subcritério de comparação “Vida útil dos componentes do acionamento do agitador – Veio do agitador”.

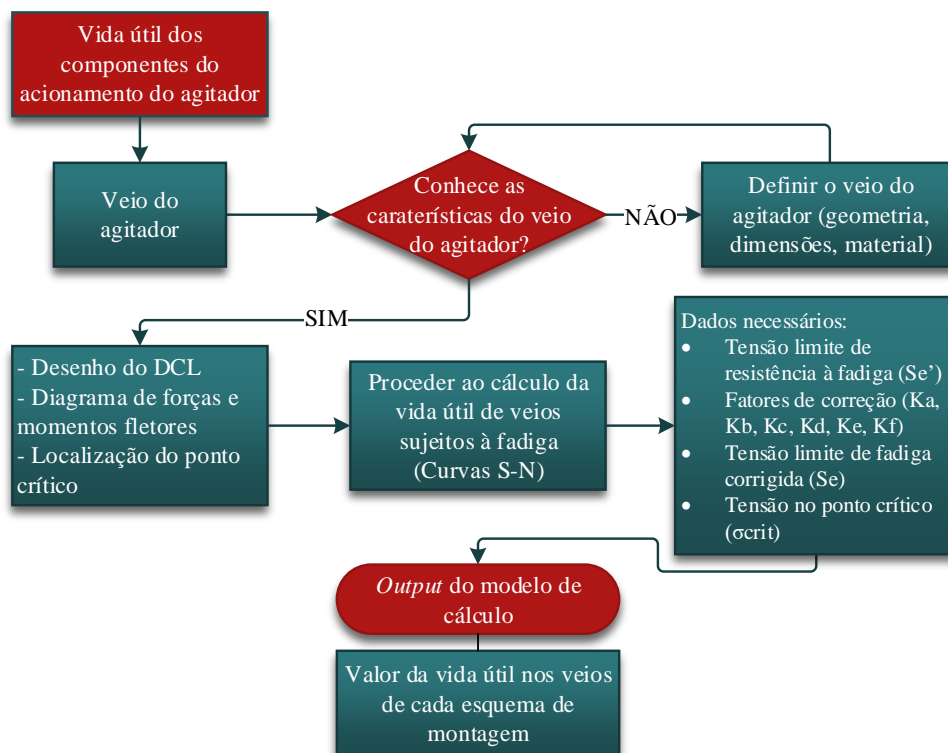


Figura 4.10 - Modelo de cálculo da vida útil de veios rotativos

iii. Vida útil dos lubrificantes

Como visto anteriormente, no subcapítulo 2.8, a lubrificação das superfícies de contato dos rolamentos é necessária para assegurar os movimentos relativos de rolamento e de escorregamento dos componentes interiores.

Em esquemas de montagem com o eixo vertical e onde são utilizadas chumaceiras de apoio, recorre-se ao uso de massas lubrificantes. Este tipo de lubrificação caracteriza-se por evitar a contaminação de partículas estranhas, ser resistente à humidade e ter a vantagem de operar durante longos períodos de tempo com pouca necessidade de manutenção. Porém, revela-se desadequada para velocidades muito elevadas e requer atenção na quantidade aplicada já que o excesso provoca o aumento a temperatura de funcionamento [22].

Os fatores que influenciam a vida útil de massas lubrificantes são extremamente complexos de calcular. Por este motivo a vida útil de massas lubrificantes é estimada com base em dados empíricos e a sua determinação permite estimar o intervalo de relubrificação [26]. Este intervalo pode ser ajustado através do uso de fatores de correção consoante o tipo e arranjo de rolamento, orientação do veio, carga aplicada, fiabilidade e condições operacionais.

Quando as condições operacionais são variáveis e o espectro de velocidade/carga for conhecido e cíclico o suficiente, podem-se estimar os intervalos de relubrificação para o ciclo de trabalho total. O cálculo da vida útil de massas lubrificantes baseia-se nas expressões de cálculo expostas no subcapítulo 2.8. A utilização destes valores no modelo fica ao critério do engenheiro, sendo recomendado o uso dos *softwares* internos da empresa para o cálculo da vida útil de lubrificantes.

2. Montagem do acionamento do agitador

A montagem do acionamento do agitador no local de operação envolve diversas tarefas de montagem que dependerão da complexidade do esquema escolhido, em particular do número de componentes e ligações que foi considerado um subcritério de comparação. O segundo subcritério de comparação da montagem refere-se ao tempo de montagem das soluções.

i. Número de componentes e ligações

O número de componentes e ligações existentes numa solução construtiva depende, entre outros fatores, do tipo de ambiente e das condições operacionais. Em certas aplicações a necessidade de implementar sistemas de vedação e canais de lubrificação aumenta o número total de componentes.

Para avaliar e comparar soluções construtivas utiliza-se o Critério de Pugh para avaliação da complexidade, apresentado no subcapítulo 3.1, que implica o conhecimento prévio dos desenhos esquemáticos das mesmas soluções e dos seus componentes constituintes. No modelo de cálculo da figura 4.11 apresentam-se os passos e dados necessários para proceder ao cálculo do fator de complexidade, baseado na expressão 3.1, sendo que o valor *output* obtido corresponde

ao subcritério de comparação “Montagem do acionamento do agitador – Número de componentes e ligações”.

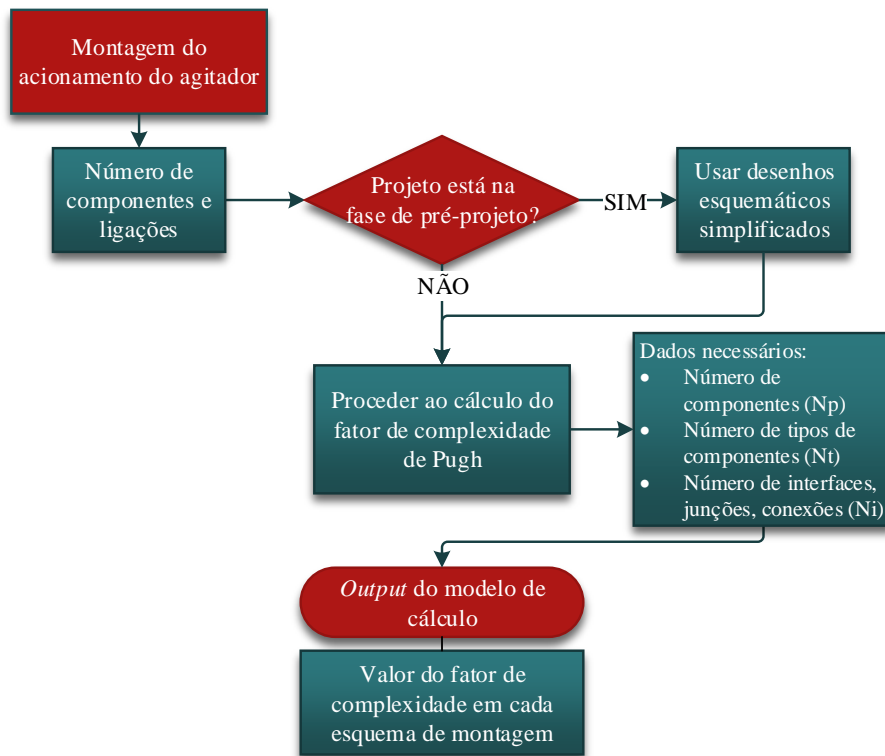


Figura 4.11 - Modelo de cálculo do fator de complexidade

O modelo de cálculo proposto distingue as fases de projeto no momento da utilização do Modelo de Estudo Comparativo. Assim, em fases iniciais de projeto (pré-projeto), assume-se o cálculo do fator de complexidade apenas referente aos arranjos cinemáticos simplificados nos quais as soluções construtivas que os compõem são deixadas em aberto. Por outro lado, em fases de projeto mais adiantadas, as soluções construtivas podem ser desdobradas em subconjuntos, tão pequenos quanto se queira, de forma a facilitar o cálculo.

ii. Tempo de montagem

A escolha de uma solução construtiva com base no tempo de montagem implica o conhecimento do tempo gasto em cada passo do procedimento de montagem, incluindo as etapas de alinhamento e de posicionamento de equipamentos auxiliares. A medição do tempo de montagem pode ser feita com base em estimativas ou de forma mais precisa com a utilização de sensores nas linhas de montagem.

O tempo de montagem foi considerado critério de comparação aplicável ao modelo proposto e dependendo do menor ou maior rigor na medição pode, respetivamente, ser encarado apenas como carácter informativo ou um critério a ter em conta numa linha de montagem onde é necessário cumprir os intervalos de montagem com rigor absoluto.

3. Rendimento do acionamento do agitador

De uma forma geral, observa-se que as perdas de potência maiores e mais significativas do acionamento de um agitador industrial ocorrem nos componentes da parte motora do acionamento, nomeadamente no motor elétrico e no redutor de velocidades. Apesar disso, o rendimento dos elementos do veio do agitador pode ser considerado um critério de comparação e de desempenho entre soluções de montagem se a eficiência total do acionamento for afetada.

De forma similar ao critério da vida útil dos componentes do acionamento, definiram-se as perdas de potência de cada componente do veio do agitador como subcritério de comparação.

O rendimento dos elementos do veio do agitador, considerando perdas de potência, pode ser obtido através das expressões 2.24 e 2.27.

Salienta-se que o cálculo das perdas de potência nas chumaceiras de rolamento é efetuado com base nas expressões apresentadas no subcapítulo 2.9. Para facilitar os cálculos e quando os rolamentos utilizados são da marca SKF, sugere-se a utilização do *software* de cálculo denominado de SKF Bearing Calculator – Power loss. No modelo de cálculo da figura 4.12 apresentam-se os parâmetros necessários a introduzir no *software* que permitem obter da perda de potência nos rolamentos de cada esquema de montagem, ou seja, o *output* do modelo de cálculo relativo ao subcritério de comparação “Rendimento do acionamento do agitador – Chumaceiras de rolamento”.

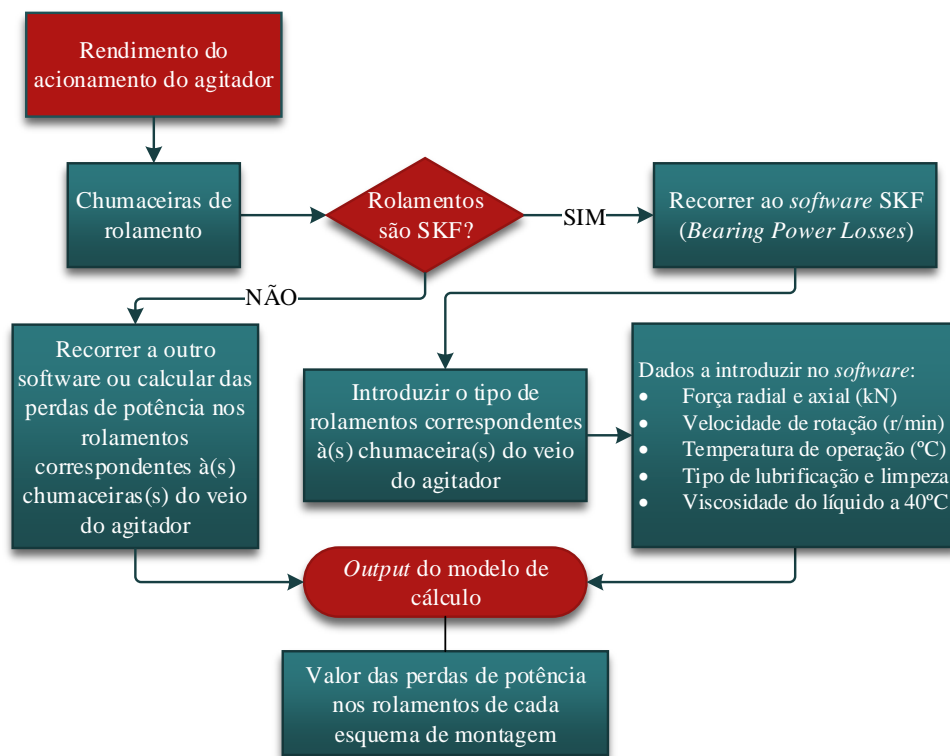


Figura 4.12 - Modelo de cálculo do rendimento de rolamentos

4. Custos do acionamento do agitador

Do ponto de vista do engenheiro utilizador deste estudo comparativo, pode ser interessante comparar as soluções de montagem apresentadas por meio dos custos de montagem ou dos custos dos componentes.

Assim, com base em estimativas ou de forma mais rigorosa através de orçamentos da empresa, podem-se contabilizar os custos unitários dos componentes, os custos de mão de obra e os custos de equipamentos auxiliares para montagem dos componentes.

Procedimento para a comparação das soluções de montagem

Uma vez definidos e explicados os critérios de comparação, nesta segunda fase do modelo desenvolvido comparam-se as soluções, obtidas na primeira parte do modelo, através da metodologia da Matriz de Decisão de Pugh.

A metodologia em questão pressupõe a construção de uma árvore de objetivos onde são apresentados, hierarquicamente, os critérios e as ramificações correspondentes aos subcritérios dos critérios de comparação.

A árvore de objetivos referente à comparação de acionamentos de agitadores é apresentada na figura 4.13.



Figura 4.13 - Árvore de objetivos dos esquemas de montagem

Após a construção da árvore de objetivos, procurou-se estabelecer um procedimento a ser aplicado na utilização da segunda parte do modelo do estudo comparativo. Este procedimento, ilustrado na figura 4.14, apresenta, de uma forma resumida, os passos relativos à aplicação da metodologia da Matriz de Decisão de Pugh.

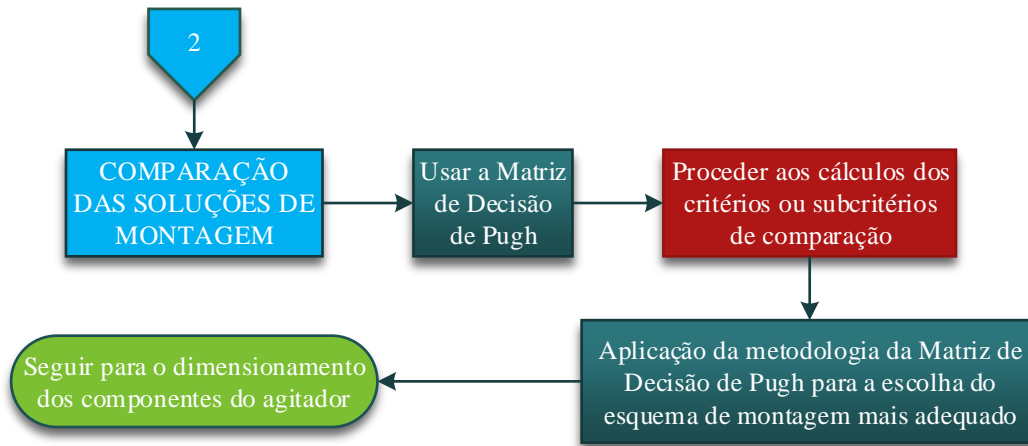


Figura 4.14 - Comparação das soluções de montagem

Através dos modelos de cálculo apresentados anteriormente (figuras 4.9, 4.10, 4.11 e 4.12) é possível obter os valores quantitativos que definem os subcritérios de comparação. No seguimento desta fase, a metodologia presume a atribuição de pontos aos valores obtidos e o cálculo das classificações totais para cada solução de montagem. Desta forma o utilizador pode tomar a decisão sobre a solução mais adequada à aplicação em questão.

Uma vez conhecida solução construtiva do esquema de montagem, o utilizador deve prosseguir com o dimensionamento dos restantes componentes do agitador.

4.4.3 Aplicação informática de apoio ao estudo comparativo

Com o intuito de apoiar um engenheiro de projeto no momento de escolha e seleção dos esquemas de montagem de acionamentos de agitadores industriais, foi concebida uma aplicação informática (em Excel) baseada no modelo de estudo comparativo deste trabalho.

De seguida serão apresentados os dois programas referentes às duas partes do modelo do estudo comparativo e descritos os respetivos passos de utilização.

Programa de seleção inicial dos esquemas de montagem

O primeiro programa é utilizado no momento de escolha e seleção inicial dos esquemas de montagem de acionamentos de agitadores industriais e baseia-se nos critérios de seleção primários e na sequência lógica definidos anteriormente.

Dependendo dos requisitos de projeto, este programa fornece ao utilizador as soluções de montagem que assegurem os mesmos requisitos escolhidos.

Nesta folha de cálculo é pedido ao utilizador que, com base nos requisitos do projeto em curso, responda com “SIM” ou “NÃO” a algumas questões relacionadas com os critérios de seleção.

Inicialmente, o utilizador começa por colocar todos os espaços de resposta em branco e responde à questão nº1 relativa ao primeiro critério de comparação apresentado anteriormente (Limitação Espacial).

Se a resposta à questão nº1 for “SIM”, na célula “SOLUÇÃO(ÕES)”, relativa às soluções de montagem, surge “Esquema de montagem 1”. Se a resposta à questão nº1 for “NÃO” surge na segunda linha de questões a pergunta nº2.

O mesmo princípio, baseado na figura 4.8 apresentada anteriormente, foi utilizado para as restantes questões.

Sublinha-se que todas as células devem estar em branco até à questão antecedente ter sido respondida. De notar ainda que, nem todas as questões necessitam de ser respondidas para ser obtida uma solução. A ausência da resposta à respetiva questão traduz-se na mensagem “Para encontrar a(s) solução(ões) responda às questões e preencha os espaços em branco” que surge na célula “SOLUÇÃO(ÕES)”.

A folha de cálculo “Programa de seleção inicial” correspondente à interface do programa de seleção inicial é apresentada na tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Folha de cálculo “Programa de seleção inicial”

Programa de seleção inicial		
Critérios de seleção	Questões:	Resposta
LIMITAÇÃO ESPACIAL	1. É necessário um esquema compacto?	
ALINHAMENTO DOS COMPONENTES	2. Alinhamento é efetuado pela SEW-Eurodrive?	
	3. Existe capacidade de alinhamento de precisão na montagem?	
	4. Existe capacidade de alinhamento dentro dos parâmetros de uma união de veios rígida?	
	5. Os desvios linear e angular dos veios são próximos dos limites de uma união de veios rígida?	
COMPRIMENTO DO VEIO DO AGITADOR	6. Requer veio do agitador longo?	
CONTATO COM A SUBSTÂNCIA DE MISTURA	7. Podem existir suportes no veio do agitador?	
	8. Podem existir suportes no veio do agitador?	
SOLUÇÃO(ÕES):	Para encontrar a(s) solução(ões) coloque todos os espaços de resposta em branco e comece por responder à questão 1.	

Programa de comparação dos esquemas de montagem

Na sequência da utilização da folha de cálculo “Programa de seleção inicial” correspondente à interface do programa de seleção inicial, e uma vez obtida uma solução com várias hipóteses de escolha, foi criada uma outra aplicação informática (em Excel) para o estudo comparativo dos esquemas de montagem obtidos.

Esta ferramenta tem como base os critérios de comparação e as sequências de passos relativos a cada subcritério expostos anteriormente. Dependendo dos requisitos de projeto inseridos nas folhas adequadas para o efeito, este programa fornece ao utilizador os valores correspondentes ao cálculo de cada subcritério.

A aplicação informática é constituída por 10 folhas de cálculo e estão organizadas da seguinte forma:

- Interface do programa relativa à definição dos requisitos de projeto
 - Folha de cálculo “Estimativa dos pontos críticos”
 - Folha de cálculo “Rolamentos no veio do agitador”
 - Folha de cálculo “Tensão limite de fadiga”
- Interface do programa relativa ao estudo comparativo
 - Folha de cálculo “Atribuição de pesos aos critérios de comparação”
 - Folha de cálculo “Vida útil dos rolamentos”
 - Folha de cálculo “Vida útil do veio do agitador”
 - Folha de cálculo “Montagem do acionamento do agitador”
 - Folha de cálculo “Rendimento mecânico dos rolamentos”
 - Folha de cálculo “Custos do acionamento do agitador”
 - Folha de cálculo “Matriz de Decisão do Estudo Comparativo”

a. Interface do programa relativa à definição dos requisitos de projeto

Como foi possível observar no subcapítulo 2.4, os esquemas de montagem relativos a agitadores industriais contêm diferentes componentes e uma variedade de opções extensas, que se revelam importantes para satisfazer o maior número de requisitos dos clientes.

As soluções de montagem de um ponto de vista geral, variam no número de apoios, na posição dos mesmos ao longo do veio do agitador e no comprimento deste último. Assim, nas folhas de cálculo que se seguem, sugere-se, na medida do possível, a uniformização das variáveis e dos requisitos de projeto presentes nas várias soluções de montagem.

Na descrição das folhas de cálculo que se seguem surgem os esquemas de montagem A e B, referentes a soluções construtivas de acionamentos de agitadores industriais hipotéticos.

- Folha de cálculo “Estimativa dos pontos críticos”

Esta folha de cálculo permite ao utilizador que, de uma forma esquematizada, apresente as forças e momentos fletores, nos planos horizontal e vertical, presentes no veio do agitador de cada esquema de montagem.

Os valores inseridos nesta folha de cálculo são obtidos por análise dos diagramas de corpo livre (DCL) quando na zona do rotor de agitação está aplicada uma carga que é igual nos diferentes esquemas a analisar. Apresenta-se o aspeto desta folha de cálculo na tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Folha de cálculo "Estimativa dos pontos críticos"

Estimativa dos pontos críticos		
	Esquema A	Esquema B
Localização do ponto crítico		
Momento fletor, M_f (Nm)		
Momento torsor, M_t (Nm)		
Esforço axial, N_a (N)		

Geralmente os pontos críticos encontram-se na superfície externa da peça, em locais onde coexistem momentos fletores, momentos torsores e concentrações de tensão. Os ressaltos existentes na zona de montagem dos rolamentos e as ranhuras para acomodar chavetas podem representar pontos de concentração de tensões, sendo por isso considerados ponto críticos [22].

Em cada esquema de montagem, ao comparar os momentos fletores de vários pontos ao longo do veio do agitador são estimados os pontos críticos correspondentes aos pontos de momentos fletores máximos. A estimativa do local e do valor do carregamento nestes pontos são necessárias nos cálculos da vida útil dos componentes do veio do agitador e na obtenção do limite de resistência à fadiga corrigido.

- Folha de cálculo “Rolamentos no veio do agitador”

Esta folha de cálculo auxilia a definição dos rolamentos presentes no veio do agitador, necessária para proceder aos cálculos da vida útil dos rolamentos e nos cálculos das perdas de potência nos rolamentos. O utilizador da aplicação informática deve preencher nos espaços em vazio a designação, as respetivas características dimensionais e as capacidades de carga dos rolamentos presentes no veio do agitador de cada esquema de montagem.

Apresenta-se o aspeto da folha de cálculo, para comparação de dois esquemas de montagem A e B na tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Folha de cálculo "Rolamentos no veio do agitador"

Definição dos rolamentos do veio do agitador		
	Esquema A	Esquema B
Posição do rolamento no veio do agitador		
Designação		
Diâmetro do furo, d (mm)		
Diâmetro externo, D (mm)		
Largura, b (mm)		
Carga dinâmica, C (kN)		
Carga estática, C ₀ (kN)		

- Folha de cálculo "Tensão limite de fadiga"

A folha de cálculo "Tensão limite de fadiga" permite obter o limite de resistência à fadiga corrigido necessário nos cálculos da vida útil dos veios. Pede-se ao utilizador da aplicação informática que preencha as células coloridas da folha de cálculo, sendo que o sistema de cores distingue o tipo de valores a inserir em cada célula. Assim, nas células verdes, inserem-se os valores de acordo com a folha de cálculo "Estimativa dos pontos críticos" do veio do agitador; nas células laranjas são inseridos os valores relacionados com o material e com as dimensões do diâmetro do veio do agitador; por fim, nas células amarelas inserem-se os valores relacionados com os fatores para o cálculo da tensão limite de fadiga corrigido, obtidos pela análise de gráficos e tabelas apresentadas no subcapítulo 2.8.

O formato da folha de cálculo, para comparação de dois esquemas de montagem A e B é apresentado na tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Folha de cálculo "Tensão limite de fadiga"

Cálculo da tensão limite de fadiga			
	Esquema A	Esquema B	Observações:
Localização do ponto crítico			Ver folha "Estimativa dos pontos críticos"
Tensão de cedência, σ_{ced} (MPa)			
Resistência à tração, S_{ut} (MPa)			Tabela A.2 - Anexo A
Limite de resistência à fadiga, $S_{e'}$ (MPa)			Equação 2.6
Diâmetro menor da zona crítica, d (mm)			
Fatores para o cálculo da tensão limite de fadiga corrigida			Observações:
Fator de superfície, k_a			Equação 2.8
a			Tabela A.3 - Anexo A
b			
Fator de tamanho, k_b			$51 < d \leq 254$ mm
Fator de carga, k_c			
Fator de temperatura, k_d			Tabela A.4 - Anexo A
Fator de fiabilidade, k_e			Tabela A.5 - Anexo A
Limite de resistência à fadiga corrigido, S_e (MPa)			Equação 2.7

b. Interface do programa relativa ao estudo comparativo

De seguida apresentam-se as folhas de cálculo relativas ao estudo comparativo dos esquemas de montagem. Nas folhas correspondentes aos subcritérios de comparação são obtidos valores que permitem a comparação quantitativa dos esquemas de montagem.

- Folha de cálculo “Atribuição de pesos aos critérios de comparação”

Nesta folha de cálculo atribuem-se pesos aos critérios e respetivos subcritérios de comparação definidos e organizados anteriormente numa árvore de objetivos adequada ao estudo comparativo dos esquemas de montagem.

Na coluna relativa aos pesos dos critérios de comparação, pede-se ao utilizador da aplicação informática que defina a importância de cada critério de comparação atribuindo pesos de forma unitária (a soma total deverá ser igual a 1). O mesmo tipo de distribuição deve ser feito na coluna dos subcritérios de comparação e o fator de ponderação, como visto anteriormente, é o produto dos pesos dos subcritérios pelos respetivos pesos dos critérios de comparação. De salientar que a atribuição dos pesos, por parte do utilizador da aplicação informática, deve ser efetuada de forma livre e ponderada, devendo ter em consideração os requisitos de projeto e a disponibilidade por parte do cliente em cumprir os mesmos. A folha de cálculo em questão pode ser vista na tabela 4.6.

Tabela 4.6 - Folha de cálculo "Atribuição de pesos aos critérios de comparação"

Atribuição de pesos aos critérios de comparação				
Critérios de comparação	Peso dos critérios de comparação	Subcritérios de comparação	Peso relativo dos subcritérios de comparação	Fator de ponderação
Vida útil dos componentes do acionamento do agitador		Rolamentos		0,00
		Veios		0,00
		Lubrificantes		0,00
Montagem do acionamento do agitador		Número de componentes e ligações		0,00
		Tempos de montagem		0,00
Rendimento do acionamento do agitador		Rendimento mecânico		0,00
Custos do acionamento do agitador		Custos de montagem		0,00
		Custos dos componentes		0,00

- Folha de cálculo “Vida útil dos rolamentos”

O cálculo da vida útil dos rolamentos é direcionado aos esquemas de montagem que contêm rolamentos no veio do agitador e baseia-se nas expressões de cálculo da vida nominal segundo a SKF (subcapítulo 2.8). Consideram-se os seguintes passos de utilização e os dados a inserir no programa SKF para o cálculo da vida útil de rolamentos:

1. Inserir a designação do rolamento presente no veio do agitador definido na folha de cálculo “Rolamentos no veio do agitador”;

2. Selecionar o cálculo da vida do rolamento;
3. Introduzir valores das forças radiais e, se necessário, axiais obtidas na folha de cálculo “Estimativa dos pontos críticos”;
4. Introduzir valores da velocidade de rotação, temperaturas de operação e selecionar o método de especificação (definição do tipo de lubrificante) e a viscosidade, de acordo com os requisitos de projeto e mantendo a uniformidade entre os esquemas de montagem;
5. Correr o *software* SKF.

O programa gera um *output* com o valor do número de ciclos e outros parâmetros relativos às características dos rolamentos. Os valores do número de ciclos em cada esquema de montagem são os resultados do subcritério de comparação e devem ser introduzidos nas células a verde da folha de cálculo “Vida útil dos rolamentos”. De forma a aproximar a uma situação real, é possível distinguir a temperatura de operação em função da posição dos rolamentos relativamente à substância de mistura. Assim, distinguem-se rolamentos imersos na substância de mistura sujeitos a temperaturas mais elevadas que podem afetar a vida útil dos mesmos. Nesta folha de cálculo existe ainda uma segunda tabela onde através das variáveis obtidas no *output* do *software* SKF é possível calcular as vidas úteis dos rolamentos de acordo com a equação 2.3, obtendo o valor mais aproximado no número de ciclos de vida dos rolamentos. A forma desta folha de cálculo, para comparação de dois esquemas de montagem A e B, é apresentada na tabela 4.7.

Tabela 4.7 - Folha de cálculo "Vida útil dos rolamentos"

Cálculo da vida útil de rolamentos			
	Esquema A	Esquema B	Observações:
Posição do rolamento			Ver folha "Definição dos rolamentos"
Designação do rolamento SKF			Ver folha "Definição dos rolamentos"
Força radial (kN)			Ver folha "Estimativa dos pontos críticos"
Força axial (kN)			Ver folha "Estimativa dos pontos críticos"
Velocidade de rotação (r/min)			Definida nos requisitos de projeto
Temperatura de operação (°C)			Distinção da temperatura em rolamentos submersos na substância de mistura
Método de especificação do rendimento			
Tipo de lubrificação e limpeza			Distinção da contaminação nos rolamentos submersos na substância de mistura
Viscosidade a 40°C (mm ² /s)			Figura A.1 - Anexo A
Vida útil L10h			Inserir valor do output do software SKF
aSKF			Ver output do software SKF
a1			Ver output do software SKF
(C/P)			Ver output do software SKF
p			
Ln _m			
L10 _{mh}			

- Folha de cálculo “Vida útil do veio do agitador”

Nesta folha de cálculo, para cada esquema de montagem, é determinado o número de ciclos de vida do veio do agitador sujeito à fadiga.

O utilizador deve preencher as células coloridas da folha de cálculo, tendo em conta os valores relativos ao momento no ponto crítico do veio em cada esquema de montagem, obtidos na folha de cálculo “Estimativa dos pontos críticos” e os fatores de resistência do veio.

Sublinha-se que, como explicado anteriormente, algumas variáveis devem ser iguais de forma a manter a uniformidade na comparação dos diferentes esquemas de montagem. Entre estas variáveis estão, por exemplo, o material do veio, os diâmetros e os raios de entalhe.

No final, a aplicação informática, apresentada pela tabela 4.8, devolve, nas células verdes, o número de ciclos de vida das peças obtido pela equação 2.17.

Tabela 4.8 - Folha de cálculo "Vida útil do veio do agitador"

Vida útil de veios sujeitos à fadiga			
	Esquema A	Esquema B	Observações:
Localização do ponto crítico			Ver folha "Estimativa dos pontos críticos"
Momento no ponto crítico, M_{crit} (N.m)			Ver folha "Estimativa dos pontos críticos"
Diâmetro menor da zona crítica, d (mm)			
Diâmetro maior da zona crítica, D (mm)			
Raio do entalhe, r (mm)			
Módulo da secção transversal, I/c (mm ³)			Equação 2.14
Tensão do material, S_m (Mpa)			Equação 2.15
Fator de concentração de tensões, K_f			Equação 2.12
Sensibilidade ao entalhe (q)			Figura A.3 - Anexo A
Raio do entalhe, r (mm)			
Resistência à tração, S_{ut} (MPa)			Figura A.2 - Anexo A
Fator de concentração de tensão, kt			
D/d			
r/d			
Tensão no ponto crítico, σ_{crit} (Mpa)			Equação 2.13
Fração de resistência à fadiga, f			Figura A.4 - Anexo A
a			Equação 2.18
b			Equação 2.19
N ciclos de vida da peça			Equação 2.17

- Folha de cálculo “Montagem do acionamento do agitador”

Esta folha de cálculo, apresentada pela tabela 4.9, engloba os subcritérios de comparação: fator de complexidade de montagem e o tempo de montagem das soluções esquemáticas.

Tabela 4.9 - Folha de cálculo "Montagem do acionamento do agitador"

Montagem do acionamento do agitador				
O projeto encontra-se na fase de pré-projeto?				
Procedimento:		Resposta à pergunta anterior		
Parâmetro	Esquema A	Esquema B		
Fator de complexidade de montagem				
Tempo de montagem				

Primeiramente, o utilizador da aplicação informática deve responder à questão: “O projeto encontra-se na fase de pré-projeto?”.

Encontrando-se o projeto numa fase inicial, onde possivelmente não são conhecidas as soluções construtivas a aplicar no projeto, o programa devolve a resposta: “Simplifique os cálculos do fator de complexidade utilizando desenhos simplificados de cada esquema de montagem e preencha a tabela 4.10”.

Por outro lado, numa fase mais avançada, onde são conhecidos os desenhos esquemáticos dos subconjuntos e dos componentes, é possível efetuar cálculos mais detalhados. Neste caso o programa devolve a resposta: “Com os desenhos esquemáticos de cada esquema de montagem, proceda ao cálculo detalhado do fator de complexidade preenchendo a tabela 4.10”.

O cálculo detalhado do fator de complexidade de montagem é feito pela análise do número de componentes, número de tipos de componentes e pelo número de conexões em cada subconjunto das soluções construtivas presentes em cada esquema de montagem. Assim, de forma a esquematizar e simplificar este cálculo, foi criada a tabela 4.10, apresentada de seguida.

Tabela 4.10 - Fatores de complexidade em cada esquema de montagem

Parâmetro	Símbolo	Esquema A	Esquema B		
Número de componentes	N_p				
Número de tipos de componentes	N_t				
Número de conexões	N_i				
Fator de complexidade	C_f				

Uma vez analisado cada subconjunto, na tabela 4.9 da folha de cálculo, são somados os valores correspondentes a cada esquema de montagem.

A linha da folha de cálculo “Montagem do acionamento do agitador” relativa aos parâmetros do tempo de montagem do acionamento deve ser preenchida com as estimativas de valores para cada esquema de montagem. O preenchimento destas linhas é considerado facultativo, uma vez que, como visto anteriormente, pode não haver informação suficiente para o fazer.

- Folha de cálculo “Rendimento mecânico dos rolamentos”

Tal como no cálculo da vida útil dos rolamentos, o cálculo das perdas de potência nos rolamentos também é direcionado aos esquemas de montagem que contêm rolamentos no veio do agitador e baseia-se nas expressões de cálculo da perda de potência devido ao atrito segundo a SKF (subcapítulo 2.9).

Os passos de utilização e os parâmetros necessários para o cálculo das perdas de potência através do programa SKF são descritos de seguida:

1. Inserir a designação do rolamento presente no veio do agitador introduzido na folha de cálculo “Rolamentos no veio do agitador”;
2. Seleccionar o cálculo da perda de potência do rolamento;
3. Introduzir valores das forças radiais e, se necessário, axiais obtidas na folha de cálculo “Estimativa dos pontos críticos”;
4. Introduzir valores da velocidade de rotação, temperaturas de operação e seleccionar o método de especificação (definição do tipo de lubrificante) e a viscosidade, de acordo com os requisitos de projeto e mantendo a uniformidade entre os esquemas de montagem;
5. Correr o *software* SKF.

O programa gera um *output* com o valor da perda de potência e outros parâmetros relativos às características dos rolamentos. Os valores da perda de potência em cada esquema de montagem são os resultados do subcritério de comparação e devem ser introduzidos nas células a branco da folha de cálculo “Rendimento mecânico dos rolamentos”.

Na tabela 4.11 apresenta-se o aspeto da folha de cálculo, para comparação de dois esquemas de montagem A e B.

Tabela 4.11 - Folha de cálculo “Rendimento mecânico dos rolamentos”

Rendimento mecânico dos rolamentos			
	Esquema A	Esquema B	Observações:
Posição do rolamento no veio do agitador			Ver folha "Definição dos rolamentos"
Designação			Ver folha "Definição dos rolamentos"
Força radial, Fr (N)			Ver folha "Estimativa dos pontos críticos"
Força axial, Fa (N)			Ver folha "Estimativa dos pontos críticos"
Velocidade de rotação, ns (r/min)			Definida nos requisitos de projeto
Temperatura de operação, °C			
Viscosidade a 40°C, mm ² /s			Figura A.1 - Anexo A
Tipo de lubrificação			
Perda de potência, Ploss (W)			Inserir valor do output do software SKF

- Folha de cálculo “Custos do acionamento do agitador”

Uma vez conhecidos os custos de aquisição e de montagem, o utilizador da aplicação informática pode preencher a folha de cálculo “Custos do acionamento do agitador”, com vista a comparar os custos totais dos componentes e de montagem de cada solução construtiva.

À semelhança da comparação dos esquemas de montagem em função dos tempos de montagem, salienta-se que a utilização do critério de comparação relacionado com os custos do acionamento do agitador é de carácter opcional.

A forma desta folha de cálculo, para comparação de dois esquemas de montagem A e B, é apresentada na tabela 4.12.

Tabela 4.12 - Folha de cálculo "Custos do acionamento do agitador"

Custos do acionamento			
Custos dos componentes			
Nº	Designação	Esquema A	Esquema B
1	Rolamento superior do veio do agitador		
2	Rolamento inferior do veio do agitador		
...	...		
TOTAL:			
Custos de montagem			
Nº	Designação do componente	Esquema A	Esquema B
1	Rolamento superior do veio do agitador		
2	Rolamento inferior do veio do agitador		
...	...		
TOTAL:			

- Folha de cálculo “Matriz de Decisão do Estudo Comparativo”

Na folha de cálculo “Matriz de Decisão do Estudo Comparativo” são apresentadas as classificações gerais para cada esquema de montagem que permitem apoiar um engenheiro de projeto no momento de escolha e seleção do esquema de acionamento de um agitador industrial.

A forma da folha de cálculo, para comparação de dois esquemas de montagem A e B, é apresentada na tabela 4.13.

Tabela 4.13 - Folha de cálculo "Matriz de Decisão do Estudo Comparativo"

Matriz de Decisão do Estudo Comparativo									
Selecione na caixa ao lado as soluções obtidas no decorrer da utilização do programa inicial									
Esquema de montagem	Critérios de comparação	Vida útil dos componentes do acionamento do agitador			Montagem do acionamento do agitador		Redimento do acionamento do agitador	Custos do acionamento do agitador	
	Subcritérios de comparação	Rolamentos L10h	Veios L10h	Lubrificantes	Fator de complexidade	Tempos de montagem	Rendimento mecânico	Custos de montagem	Custos dos componentes
	Fator de ponderação								
A	Solução								
	Pontuação (0-4)								
	Classificação								Total: 0
B	Solução								
	Pontuação (0-4)								
	Classificação								Total: 0

O utilizador desta aplicação informática deve começar por seleccionar na célula a vermelho as soluções obtidas no “Programa de seleção inicial”. Tendo em conta os esquemas de montagem da empresa SEW-EURODRIVE, as opções de escolha para esta célula são: “Esquemas de montagem 1 ou 2”; “Esquemas de montagem 3 ou 4” ou “Esquemas de montagem 1, 2, 3 ou 4”.

O preenchimento da folha de cálculo criada deve seguir a metodologia da Matriz de Decisão de Pugh já apresentada anteriormente.

Nas linhas “Solução” são apresentados os valores obtidos nos critérios e subcritérios de comparação relativos a cada esquema de montagem.

Nas linhas “Pontuação”, pede-se ao utilizador que classifique cada uma das soluções obtidas segundo a escala de pontuação de 5 pontos (0-4), sendo o valor 4 a melhor classificação.

Por sua vez, nas linhas “Classificação” é obtida a classificação de cada subcritério pela multiplicação da pontuação pelo fator de ponderação calculado anteriormente na folha de cálculo “Atribuição de pesos aos critérios de comparação”.

Por fim, a classificação geral para cada esquema de montagem é apresentada nas células “Total”, sendo dada pela soma das classificações anteriores.

A solução esquemática com pontuação mais elevada é eleita como a melhor, sendo considerada a mais adequada à aplicação em questão.

Durante e no final da aplicação do modelo, aconselha-se a verificação dos parâmetros introduzidos e a confirmação da satisfação dos requisitos de projeto.

5 Estudos de caso e validação do modelo

No presente capítulo são apresentados dois estudos de caso, baseados em dados reais, que visam o teste e validação do modelo de estudo comparativo e da respetiva aplicação informática apresentados anteriormente.

Neste capítulo, aplicados a cada estudo de caso são, portanto, apresentados os passos de utilização das ferramentas do modelo. Posteriormente à recolha dos resultados numéricos é feita uma análise dos resultados obtidos e a discussão dos mesmos numa perspetiva geral da aplicação do modelo.

5.1 Estudo de Caso nº1

Considere-se o estudo de caso seguinte:

“Procura-se uma solução de montagem para um acionamento de um agitador vertical que misture uma substância líquida a cerca de 80°C. Pretende-se montar o equipamento num reservatório com 2000mm de altura onde é possível o apoio do veio do agitador. Considera-se que as operações de alinhamento, tanto na montagem inicial como após operações de manutenção, são executadas pela empresa SEW-EURODRIVE. O projeto encontra-se numa fase avançada e os desenhos esquemáticos dos componentes são conhecidos.”

5.1.1 Definição dos requisitos de projeto

O estudo de caso segue o exemplo de seleção de um redutor para um agitador indicado para misturas de densidade variável onde foi escolhido um redutor da série MC da marca SEW-EU-RODRIVE. Assim, consideram-se os dados da máquina a acionar e do motor [57]:

- Velocidade de rotação: $n = 65 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$;
- Momento de saída: $T_S = 10 \text{ kN} \cdot \text{m}$;
- Momento de saída máximo: $T_{S_{\text{máx}}} = 14 \text{ kN} \cdot \text{m}$;
- Duração de serviço diário: 24 h/dia ;
- Frequência de arranque: 5 arranques por hora;
- Potência nominal: $P_N = 75 \text{ kW}$;
- Velocidade de rotação do motor: $n_M = 1500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$;
- Temperatura de ambiente: 35°C ;
- Outros: Ambiente com poeiras.

Com estes dados foi selecionado o redutor MC3PVSF05, do tipo helicoidal com veios maciços paralelos. Consultando as características técnicas presentes em catálogos e ficheiros *outputs* de seleção de motorredutores cedidos pela empresa (figuras A.10, A.11, A.12 e na tabela A.6 do Anexo E), nas tabelas 5.1 e 5.2 apresentam-se, de forma resumida, os dados necessários para proceder com o modelo.

Tabela 5.1 - Dados relativos ao redutor MC3PVSF05

Força axial máxima admissível no veio de saída do redutor	F_a	20 kN
Força radial máxima admissível no veio de saída do redutor	F_r	40 kN
Velocidade de rotação à saída	n_2	$65.56 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$
Momento de saída do redutor	M_2	$10536 \text{ N} \cdot \text{m}$
Potência nominal	P_N	75 kW
Velocidade de rotação à entrada	n_1	$1480 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$
Material do veio		$42\text{CrMo}4$
Dimensões do veio		$D120 \times 210 \text{ mm}$

Tabela 5.2 - Dados relativos à engrenagem do veio de saída do redutor

Número de dentes	z_E	72
Módulo normal	m_n	4
Ângulo de pressão normal	α_n	20°
Ângulo do rotor de agitação	β	10°
Diâmetro do passo	p_d	328.998 mm

Conhecidas as especificações da engrenagem de saída do veio do redutor, foram calculados os valores necessários, de forças e momentos na roda dentada E , para o estudo das forças presentes no veio. Estes valores são apresentados na tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Forças e momentos na roda dentada

Momento torsor	M_t^E	10536.000 $N \cdot m$
Força tangencial	F_t^E	72055.102 N
Força axial	F_a^E	12705.248 N
Força radial	F_r^E	26630.464 N
Momento fletor	M_a^E	1857.779 $N \cdot m$

Definição das dimensões e da disposição axial dos componentes

Os requisitos de projeto indicam uma altura do reservatório de 2 m. Assim, para esta aplicação admite-se que a força F está aplicada a 1500 mm do plano médio do rolamento mais próximo da saída da caixa redutora, sendo esta distância denominada L .

Tendo em conta as dimensões do veio de saída do redutor e o ponto de acoplamento, considerou-se que os rolamentos superiores nos esquemas 2 e 4 se situam a 500 mm do rolamento da caixa redutora B (distância y) e que os rolamentos inferiores nos esquemas 3 e 4 estão montados a 200 mm do ponto de aplicação da força F (distância w).

Por consulta do catálogo do redutor em questão, foram admitidas as distâncias e (referente à distância entre os rolamentos A e B da caixa redutora) e z (referente à distância da roda dentada da caixa redutora ao rolamento B), referentes a distâncias dos rolamentos e da roda dentada da caixa redutora.

Na tabela 5.4 estão reunidas as dimensões correspondentes à disposição axial dos componentes do veio do agitador do Estudo de Caso nº1.

Tabela 5.4 - Dimensões admitidas para o Estudo de Caso nº1

Dimensão	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
e (mm)	280	280	280	280
z (mm)	160	160	160	160
y (mm)	-	500	-	500
l (mm)	1500	1500	1500	1500
w (mm)	-	-	200	200

Definição dos rolamentos

Partindo do princípio que a caixa redutora é igual nas quatro soluções construtivas dos esquemas de montagem, os rolamentos que se encontram no seu interior são também idênticos (denominados de A e B). Independentemente da aplicação, estes rolamentos são resistentes, rígidos, capazes de suportar cargas radiais elevadas e, dependendo do arranjo, de suportar cargas axiais nos dois sentidos.

Nos esquemas de montagem 2, 3 e 4, os rolamentos que apoiam o veio do agitador são montados numa posição posterior à ligação de acoplamento (denominados de C e D nas posições superior e inferior, respetivamente). De um modo geral, os rolamentos escolhidos para estas posições, devem capazes de suportar cargas radiais elevadas e não necessitam de suportar cargas axiais, pois assume-se serem suportadas pelos rolamentos da caixa redutora. Caso seja possível o contato com a substância de mistura, a escolha destes rolamentos deve ter em conta o tipo de material da chumaceira de apoio, o método e o tipo de lubrificação, sistemas de vedação e a montagem em situações de manutenção.

Para o esquema de montagem 4, um caso particular onde existe uma união de veios flexível, devem ser escolhidos rolamentos cujo arranjo permita o apoio axial correto do veio do agitador. Além disso, sendo uma união de veios tolerável a desalinhamentos, pressupõe-se a escolha de rolamentos com função de compensação de desalinhamento durante o funcionamento.

Os rolamentos da caixa redutora são conhecidos por consulta da figura A.11 do Anexo E. Tendo em conta que são rolamentos cónicos, capazes de compensar desalinhamentos, suportar cargas axiais e que o diâmetro dos veios se mantém, os mesmos rolamentos e o respetivo arranjo (tipo X) foram considerados no esquema de montagem 4. Nos esquemas de montagem 2 e 3, existindo uma união de veios rígida que suporta o veio na direção axial, optou-se por rolamentos puramente radiais para suportar o veio do agitador.

Na tabela 5.5 que se segue, apresentam-se as principais características e requisitos para os rolamentos a montar nos veios do agitador de cada esquema de montagem.

Tabela 5.5 - Características e requisitos dos rolamentos do veio do agitador

Rolamento superior no esquema de montagem 2	Rolamento inferior no esquema de montagem 3
<ul style="list-style-type: none"> Tipo de material Lubrificação Vedação integrada ou chumaceira vedada Montagem e desmontagem Suportar cargas radiais elevadas (rolamentos da caixa redutora suportam componente axial) Deve permitir deslocamento axial 	<ul style="list-style-type: none"> Tipo de material Lubrificação Vedação integrada ou chumaceira vedada Montagem e desmontagem Suportar cargas radiais elevadas (rolamentos da caixa redutora suportam componente axial) Deve permitir deslocamento axial e compensar desalinhamento para grandes dimensões do veio
Rolamento superior no esquema de montagem 4	Rolamento inferior no esquema de montagem 4
<ul style="list-style-type: none"> Tipo de material Lubrificação Vedação integrada ou chumaceira vedada Montagem e desmontagem Suportar cargas combinadas elevadas (cargas axiais nos dois sentidos) Bidirecional se for montado num arranjo de chumaceira fixa, ou unidirecional se for montado num arranjo de chumaceira ajustada (sentido oposto a D) Compensar erros de alinhamento e o desalinhamento em funcionamento Elevada rigidez 	<ul style="list-style-type: none"> Tipo de material Lubrificação Vedação integrada ou chumaceira vedada Montagem e desmontagem Suportar cargas combinadas elevadas (cargas axiais nos dois sentidos) Montado num arranjo de chumaceira livre deve permitir deslocamento axial, ou unidirecional se for montado num arranjo de chumaceira ajustada (sentido oposto a C) Compensar erros de alinhamento e o desalinhamento em funcionamento Elevada rigidez

Na tabela 5.6 apresentam-se os rolamentos selecionados para o acionamento do agitador para o Estudo de Caso nº1 (opção por rolamentos da marca SKF visto serem os utilizados pela empresa).

Tabela 5.6 - Rolamentos para o Estudo de Caso nº1

Dimensão	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
Rolamento A	32028 X	32028 X	32028 X	32028 X
Rolamento B	32028 X	32028 X	32028 X	32028 X
Rolamento C	-	NU 228 ECM	NU 228 ECM	32028 X
Rolamento D	-	NU 228 ECM	NU 228 ECM	32028 X

5.1.2 Aplicação do modelo de estudo comparativo ao Estudo de Caso nº1

De seguida, descreve-se a aplicação do modelo de estudo comparativo ao Estudo de Caso nº1 e apresentam-se as folhas de cálculo referentes à interface da aplicação informática.

Programa de seleção inicial dos esquemas de montagem

A folha de cálculo “Programa de seleção inicial”, correspondente à primeira parte do modelo de estudo comparativo, foi utilizada com vista a filtrar as soluções de montagem com base nos requisitos de projeto.

- Folha de cálculo “Programa de seleção inicial”

Nesta folha de cálculo foram respondidas as questões relacionadas com os critérios seleção tendo em conta os requisitos de projeto considerados anteriormente.

No preenchimento das células de resposta relembram-se alguns aspetos: considerou-se que existe precisão nas operações de alinhamento durante as operações de montagem do acionamento por serem executadas pela empresa SEW-EURODRIVE e que o comprimento do veio de 1500mm não é considerado longo para veios de agitadores.

O preenchimento da folha de cálculo referente à primeira parte do modelo é visível na tabela 5.7.

Tabela 5.7 - Programa de seleção inicial no Estudo de Caso nº1

Programa de seleção inicial		
Critérios de seleção	Questões:	Resposta
LIMITAÇÃO ESPACIAL	1. É necessário um esquema compacto?	NÃO
ALINHAMENTO DOS COMPONENTES	2. Alinhamento é efetuado pela SEW-Eurodrive?	SIM
	3.	
	4.	
	5.	
COMPRIMENTO DO VEIO DO AGITADOR	6. Requer veio do agitador longo?	NÃO
CONTATO COM A SUBSTÂNCIA DE MISTURA	7.	
	8. Podem existir suportes no veio do agitador?	SIM
SOLUÇÃO(ÕES):	Usar Matriz de Decisão para escolher um dos esquemas de montagem 1, 2, 3 e 4	

A solução “Usar Matriz de Decisão para os esquemas 1, 2, 3 e 4” obtida pela utilização desta folha de cálculo, indica que todas as soluções esquemáticas continuam a ser hipóteses de aplicação ao Estudo de Caso nº1. Assim sendo, procedeu-se ao estudo comparativo de forma a perceber qual a solução de montagem mais indicada a aplicar ao estudo de caso.

Programa de comparação dos esquemas de montagem

O estudo comparativo dos esquemas obtidos na primeira parte do modelo foi realizado por meio do programa de comparação dos esquemas de montagem. Nesta segunda parte da aplicação informática, foram definidos primeiramente os requisitos de projeto e, posteriormente, aplicados os critérios de comparação.

a. Interface do programa relativa à definição dos requisitos de projeto

- Folha de cálculo “Estimativa dos pontos críticos”

Sabendo que o veio de saída do redutor suporta uma força F_{Ra} de 40kN em $X = 166mm$, a força radial (F_r) máxima, a 1500mm do rolamento B, é de 10kN. Considerou-se que a força axial (F_a) de 5kN.

Na zona do rotor de agitação do veio do agitador de cada esquema de montagem, foram aplicadas as cargas radial e axial definidas anteriormente. Por meio da análise dos respetivos diagramas de corpo livre obtiveram-se as localizações, momentos e esforços dos pontos críticos, cujos valores são apresentados na tabela 5.8.

Tabela 5.8 - Estimativa dos pontos críticos no Estudo de Caso nº1

Estimativa dos pontos críticos				
	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
Localização do ponto crítico	Rolamento B	Rolamento C	Força F	Força F
Momento fletor, M_f (Nm)	15000,000	10000,000	1643,393	1558,674
Momento torsor, M_t (Nm)	10536,000	10536,000	10536,000	10536,000
Esforço axial, N_a (N)	5000,000	5000,000	4411,765	4166,667

- Folha de cálculo “Rolamentos no veio do agitador”

Uma vez definidos os rolamentos presentes no veio do agitador (tabela 5.6), apresentam-se na folha de cálculo, dada pela tabela 5.9, as respetivas designações, as características dimensionais e as capacidades de carga dos mesmos rolamentos para cada esquema de montagem.

Tabela 5.9 - Rolamentos no veio do agitador no Estudo de Caso nº1

Definição dos rolamentos do veio do agitador				
Posição do rolamento no veio do agitador	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4	
	superior	inferior	superior	inferior
Designação	NU 228 ECM	NU 228 ECM	32028 X	32028 X
Diâmetro do furo, d (mm)	140	140	140	140
Diâmetro externo, D (mm)	250	250	210	210
Largura, b (mm)	42	42	45	45
Carga dinâmica, C (kN)	450	450	404	404
Carga estática, C0 (kN)	510	510	585	585

- Folha de cálculo “Tensão limite de fadiga”

A obtenção do limite de resistência à fadiga corrigido, necessário nos cálculos da vida útil dos veios, implicou as seguintes considerações:

- O material do veio do agitador é AISI 1050;
- O diâmetro menor do veio do agitador é 130 mm e o maior é de 140 mm;
- O acabamento superficial do veio do agitador é feito por maquinação;
- O veio do agitador está sujeito a carregamentos combinados de torção e flexão.

Para manter a uniformidade na comparação dos diferentes esquemas de montagem, o material do veio e os diâmetros foram considerados iguais nos quatros esquemas de montagem. Na tabela 5.10 é representado o preenchimento da folha de cálculo “Tensão limite de fadiga” aplicada ao Estudo de Caso nº1.

Tabela 5.10 - Tensão limite de fadiga no Estudo de Caso nº1

Cálculo da tensão limite de fadiga					
Localização do ponto crítico	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4	Observações:
	Rolamento B	Rolamento C	Força F	Força F	
Tensão de cedência, σ_{ced} (MPa)	340	340	340	340	Matweb AISI 1050
Resistência à tração, S_{ut} (MPa)	620	620	620	620	
Limite de resistência à fadiga, $S_{e'}$ (MPa)	310	310	310	310	
Diâmetro menor da zona crítica, d (mm)	130	130	130	130	
Fatores para o cálculo da tensão limite de fadiga corrigida					Observações:
Fator de superfície, k_a	0,82072	0,82072	0,82072	0,82072	Acabamento superficial: Maquinado
a	4,51	4,51	4,51	4,51	
b	-0,265	-0,265	-0,265	-0,265	51<d<=254mm
Fator de tamanho, k_b	0,70321	0,70321	0,70321	0,70321	
Fator de carga, k_c	1	1	1	1	Carregamentos combinados
Fator de temperatura, k_d	1,01	1,01	1,01	1,01	
Fator de fiabilidade, k_e	0,659	0,659	0,659	0,659	Fiabilidade de 99,999%
Limite de resistência à fadiga corrigido, S_e (MPa)	119,083	119,083	119,083	119,083	

b. Interface do programa relativa ao estudo comparativo

- Folha de cálculo “Atribuição de pesos aos critérios de comparação”

Considerando que o cliente solicitava um acionamento com menor complexidade de montagem, foi atribuída maior importância ao critério da montagem. Sem desvalorizar o tempo médio entre falhas e a necessidade de um bom rendimento geral foi atribuída igual importância aos critérios da vida útil dos componentes e ao rendimento do acionamento, respetivamente.

Neste estudo de caso não foram considerados os subcritérios da vida útil dos lubrificantes, tempos de montagem e o critério dos custos do acionamento. Para estes parâmetros não foram, portanto, atribuídos pesos.

Na tabela 5.11 é apresentada a atribuição dos pesos aos critérios e respetivos subcritérios de comparação.

Tabela 5.11 - Atribuição de pesos aos critérios no Estudo de Caso nº1

Atribuição de pesos aos critérios de comparação				
Critérios de comparação	Peso dos critérios de comparação	Subcritérios de comparação	Peso relativo dos subcritérios de comparação	Fator de ponderação
Vida útil dos componentes do acionamento do	0,25	Rolamentos	0,50	0,13
		Veios	0,50	0,13
		Lubrificantes	0,00	0,00
Montagem do acionamento do agitador	0,50	Número de componentes e ligações	1,00	0,50
		Tempos de montagem	0,00	0,00
Rendimento do acionamento do	0,25	Rendimento mecânico	1,00	0,25
Custos do acionamento do agitador	0,00	Custos de montagem	0,50	0,00
		Custos dos componentes	0,50	0,00

- Folha de cálculo “Vida útil dos rolamentos”

Para o estudo de caso em questão, a temperatura de operação em função da posição dos rolamentos relativamente à substância de mistura foi distinguida. Assim, considerou-se que os rolamentos do veio do agitador imersos operavam a uma temperatura de 80°C e que, por outro lado, os rolamentos não imersos operavam a uma temperatura ambiente de 35°C.

Neste estudo, o tipo de contaminação também foi diferenciado consoante a posição dos rolamentos no veio do agitador. Nos rolamentos inferiores, por estarem imersos na substância, foi considerado algum grau de contaminação (*Slight typical contamination*) ao contrário dos rolamentos superiores onde a limpeza é elevada (*High cleanliness*).

De notar ainda que os valores da velocidade de rotação e da viscosidade do lubrificante foram considerados idênticos nos três esquemas de montagem (2, 3 e 4).

Seguindo os passos descritos no modelo de cálculo da figura 4.9 e considerando as tabelas A.7, A.8, A.9 e A.10 do Anexo E referentes aos ficheiros *output* obtidos da utilização do programa SKF para o cálculo da vida útil de rolamentos, apresenta-se, na tabela 5.12, o preenchimento da folha de cálculo relativa à vida útil dos rolamentos dos esquemas de montagem 2, 3 e 4 para o Estudo de Caso nº1.

Tabela 5.12 - Vida útil dos rolamentos no Estudo de Caso nº1

Cálculo da vida útil de rolamentos				
	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4	
Posição do rolamento	superior	inferior	superior	inferior
Designação do rolamento SKF	NU 228 ECM	NU 228 ECM	32028 X	32028 X
Força radial (kN)	35473,801	8216,967	2981,451	7793,368
Força axial (kN)	-	-	833,333	4166,667
Velocidade de rotação (r/min)	65,56	65,56	65,56	65,56
Temperatura de operação (°C)	35	80	35	80
Método de especificação do rendimento	Cleanliness classification (recommended)			
Tipo de lubrificação e limpeza	High cleanliness (sealed bearing)	Slight typical contamination	High cleanliness (sealed bearing)	Slight typical contamination
Viscosidade a 40°C (mm ² /s)	150			
Vida útil L10h	1,00E+06	1,00E+06	1,00E+06	1,00E+06
aSKF	50,000	0,280	50,000	0,230
a1	1,000	1,000	1,000	1,000
(C/P)	12,700	54,700	135,600	47,400
p	3,333	3,333	3,000	3,000
Ln _m	238954,790	173959,888	124666300,800	24494,178
L10mh	6,07E+07	4,42E+07	3,17E+10	6,23E+06

A utilização do *software* SKF resultou em valores de vidas úteis superiores a 1 milhão de horas para os três casos. Para distinguir as soluções de forma mais concreta e obter valores mais aproximados do número de ciclos de vida dos rolamentos, foi utilizada a equação 2.3 da vida nominal SKF (L10mh).

- Folha de cálculo “Vida útil do veio do agitador”

Tendo em conta os valores relativos ao momento no ponto crítico do veio de cada esquema de montagem obtidos na folha de cálculo “Estimativa dos pontos críticos” (tabela 5.8), apresenta-se na tabela 5.13 o preenchimento da folha de cálculo relativa à vida útil do veio do agitador de cada esquema de montagem sujeito à fadiga.

Tabela 5.13 - Vida útil do veio do agitador no Estudo de Caso nº1

Vida útil de veios sujeitos à fadiga				
	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
Localização do ponto crítico	Rolamento B	Rolamento C	Força F	Engrenagem E
Momento no ponto crítico, M _{crit} (N.m)	15000	10000	1643,393	1558,674
Diâmetro menor da zona crítica, d (mm)	130	130	130	130
Diâmetro maior da zona crítica, D (mm)	140	140	140	140
Raio do entalhe, r (mm)	3	3	3	3
Módulo da secção transversal, I/c (mm ³)	215689,788	215689,788	215689,788	215689,788
Tensão do material, S _m (Mpa)	558	558	558	558
Fator de concentração de tensões, K _f	2,032	2,032	2,032	2,032
Sensibilidade ao entalhe (q)	0,86	0,86	0,86	0,86
Raio do entalhe, r (mm)	3	3	3	3
Resistência à tração, S _{ut} (MPa)	620,00	620,00	620,00	620,00
Fator de concentração de tensão, k _t	2,2	2,2	2,2	2,2
D/d	1,07692	1,07692	1,07692	1,07692
r/d	0,02308	0,02308	0,02308	0,02308
Tensão no ponto crítico, σ _{crit} (Mpa)	141,31	94,21	15,48	14,68
Fração de resistência à fadiga, f	0,86	0,86	0,86	0,86
a	1933,82083	1933,82083	1933,82083	1933,82083
b	-0,20176	-0,20176	-0,20176	-0,20176
N ciclos de vida da peça	4,281E+05	3,194E+06	2,463E+10	3,201E+10

Os números de ciclos de vida para cada veio, obtidos pela equação 2.17 e solução do critério da vida útil do veio do agitador, surgem nas células verdes.

- Folha de cálculo “Montagem do acionamento do agitador”

Uma vez definido nos requisitos de projeto deste Estudo de Caso nº1 que “O projeto se encontra numa fase avançada e que os desenhos esquemáticos dos componentes são conhecidos.”, responde-se “SIM” à pergunta feita nesta folha de cálculo.

Os desenhos esquemáticos e os respetivos componentes que se seguem, a implementar nas diferentes soluções de montagem, são exemplos de possíveis soluções a utilizar. A opção por estas soluções teve em conta questões relacionadas com as condições ambientais presentes durante o funcionamento do acionamento, nomeadamente a presença de humidade.

No caso em questão em que o veio do agitador apresenta um diâmetro constante e pequeno, é possível montar os rolamentos sem necessidade de os desmontar. Por esta razão, os rolamentos foram considerados subconjuntos de vários componentes, não sendo necessário contabilizar o fator de complexidade de montagem dos mesmos na montagem do acionamento. De forma similar, com o intuito de facilitar os cálculos do fator de complexidade, não foram considerados os componentes do conjunto do rotor de agitação e os componentes do conjunto do motorreductor.

De seguida, consoante o subconjunto de componentes das soluções construtivas consideradas, apresentam-se a obtenção dos parâmetros necessários ao cálculo e os cálculos do fator de complexidade de montagem.

i. Análise dos parâmetros necessários ao cálculo do fator de complexidade de montagem de uma flange rígida

Nos esquemas de montagem 1, 2 e 3 considera-se que são utilizadas uniões de veios do tipo flange rígida para ligar o veio do redutor ao veio do agitador. Na figura 5.1 é apresentada a flange e os respectivos componentes.

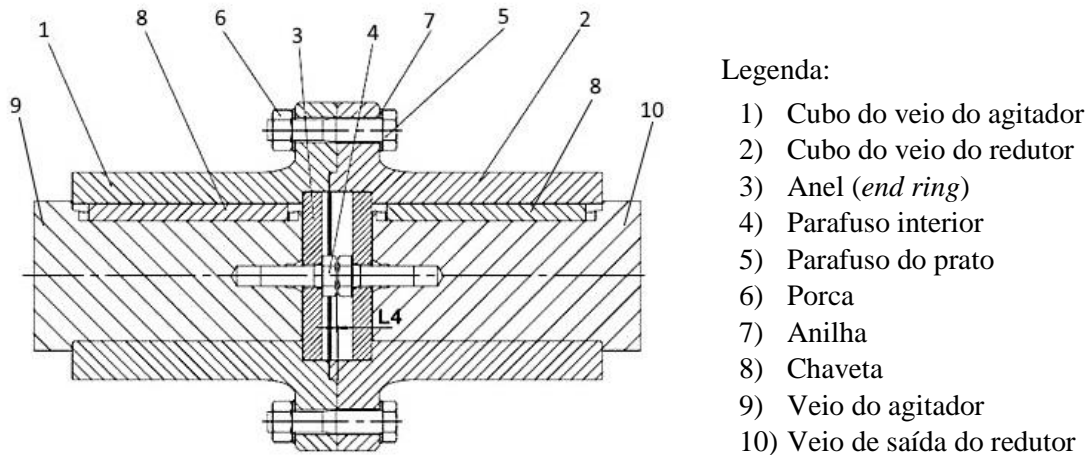


Figura 5.1 - União de veio do tipo flange rígida (adaptado de [58])

Na tabela 5.14 é apresentada a matriz de complexidade do componente em análise, na qual são apresentados os tipos e as quantidades de componentes necessários para a montagem e ainda o número de conexões de contato entre os componentes (vermelho claro).

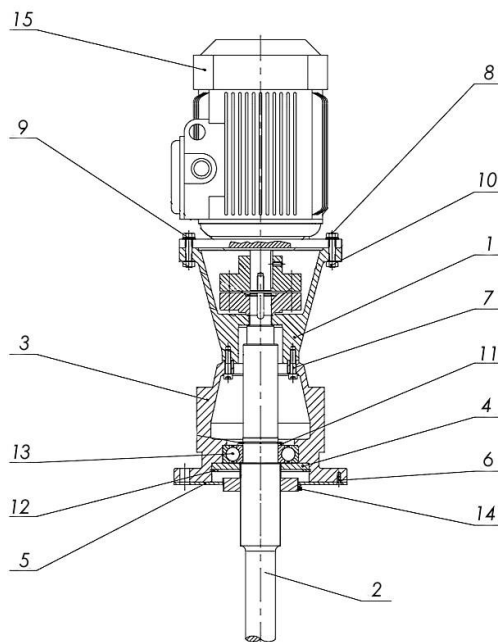
Tabela 5.14 - Matriz de complexidade da união rígida

Componentes	Quantidade	Designação	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Soma:
Cubo do veio do agitador	1	1											0
Cubo do veio do redutor	1	2	1										1
Anel (<i>end ring</i>)	2	3	1	1									2
Parafuso interior	2	4			2								2
Parafuso do prato	6	5	6	6									12
Porca	6	6	6			6							12
Anilha	6	7		6		6							12
Chaveta	2	8	1	1									2
Veio do agitador	1	9	1		1	1					1		4
Veio de saída do redutor	1	10		1	1	1					1		4
Total:	28	10											51

ii. Análise dos parâmetros necessários ao cálculo do fator de complexidade de montagem de uma chumaceira de rolamentos com vedação na zona superior do veio do agitador

Nos esquemas de montagem 2 e 4, o subconjunto relativo ao suporte de rolamentos na zona superior do veio do agitador é feito através de uma chumaceira de rolamentos com sistema de

vedação. Para o estudo de caso em questão a solução construtiva baseou-se no desenho esquemático da figura 5.2 e contém uma vedação *V-ring*.



Legenda:

- 1) Caixa lanterna
- 2) Veio do agitador
- 3) Mancal de rolamentos
- 4) Tampa de rolamentos
- 5) Flange base
- 6) Parafuso da vedação
- 7) Parafuso da caixa
- 8) Parafuso hexagonal
- 9) Anilha plana
- 10) Porca hexagonal
- 11) Anilha
- 12) Freio
- 13) Rolamento
- 14) V-ring
- 15) Flange do acionamento

Figura 5.2 - Solução construtiva para a chumaceira de rolamentos superior com vedação (adaptado de [58])

Na tabela 5.15 é apresentada a matriz de complexidade da chumaceira de rolamentos superior em análise. Nesta tabela são apresentados os tipos e as quantidades de componentes necessários para a montagem do subconjunto em questão e ainda o número de conexões de contato entre os componentes (vermelho claro).

Tabela 5.15 - Matriz de complexidade da chumaceira de rolamentos superior com vedação

Componentes	Quantidade	Designação	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	15	16	17	Soma:
Caixa lanterna	1	1																	0
Veio do agitador	1	2																	0
Mancal de rolamentos	1	3	1																1
Tampa de rolamentos	1	4		1	1														2
Flange base	1	5	1	1	1														3
Parafuso da vedação	4	6			4		4												8
Parafuso da caixa	6	7	6		6														12
Parafuso hexagonal	4	8									4								0
Anilha plana	4	9								4									4
Porca hexagonal	4	10	4							4									8
Anilha	1	11		1															1
Freio	1	12		1	1	1													3
Rolamento	1	13		1	1	1							1	1					5
V-ring	1	14		1			1												2
Flange do acionamento	1	15	1							4	4								9
Total:	32	15																	58

iii. Análise dos parâmetros necessários ao cálculo do fator de complexidade de montagem de uma chumaceira de rolamentos com vedação na zona inferior do veio do agitador

Nos esquemas de montagem 3 e 4, o subconjunto relativo ao suporte de rolamentos na zona inferior do veio do agitador é feito através de uma chumaceira de rolamentos com sistema de vedação. Para o estudo de caso em questão a solução construtiva baseou-se no desenho esquemático da figura 5.3 e inclui um sistema de vedação do tipo labirinto.

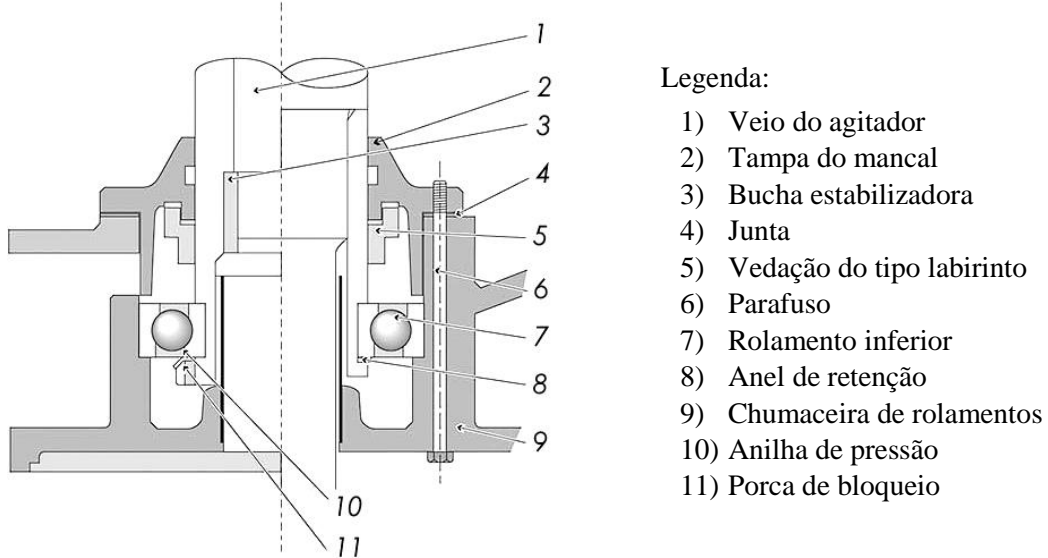


Figura 5.3 - Solução construtiva para a chumaceira de rolamentos inferior com vedação (adaptado de [59])

Na tabela 5.16 é apresentada a matriz de complexidade da chumaceira de rolamentos superior em análise, sendo possível observar os tipos e as quantidades de componentes necessários para a montagem do subconjunto em questão e ainda o número de conexões de contato entre os componentes (vermelho claro).

Tabela 5.16 - Matriz de complexidade da chumaceira de rolamentos inferior com vedação

Componentes	Quantidade	Designação	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	Soma:
Veio	1	1												0
Tampa do mancal	1	2	1											1
Bucha estabilizadora	1	3	1											1
Junta	1	4		1										1
Vedação do tipo labirinto	1	5	1	1										2
Parafuso da tampa	4	6		4		4								8
Rolamento inferior	1	7	1											1
Anel de retenção	1	8	1						1					2
Caixa de mancal	1	9		1				4	1					6
Anilha de pressão	1	10							1	1				2
Porca de bloqueio	1	11								1		1		2
Total:	14	11												26

iv. Análise dos parâmetros necessários ao cálculo do fator de complexidade de montagem de uma união de veios flexível

Considera-se que no esquema de montagem 4 é utilizada uma união de veios flexível como a apresentada na figura 5.4.

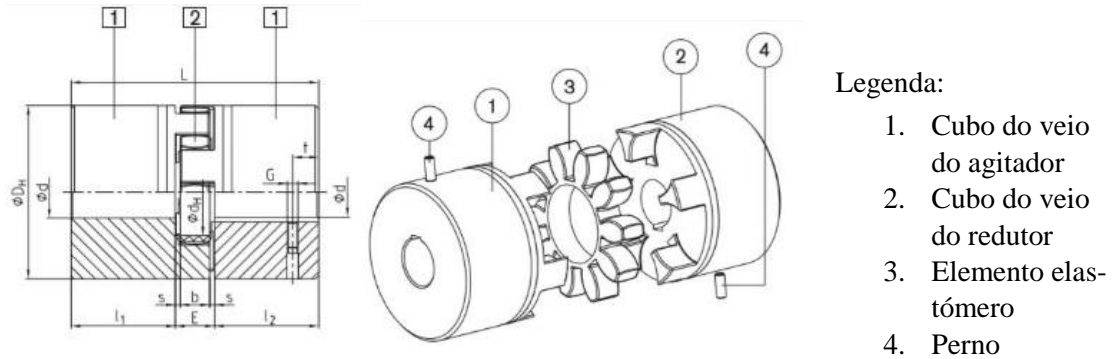


Figura 5.4 - União de veios do tipo flexível (adaptado de [60])

Na tabela 5.17 é apresentada a matriz de complexidade da união de veios em análise e nela estão apresentados os tipos e as quantidades de componentes necessários para a montagem e ainda o número de conexões de contato entre os componentes (vermelho claro).

Tabela 5.17 - Matriz de complexidade da união flexível

Componentes	Quantidade	Designação	1	2	3	4	5	6	7	Soma:
Cubo do veio do agitador	1	1								0
Cubo do veio do redutor	1	2								0
Elemento elastómero	1	3	1	1						2
Perno	2	4	1	1		2				2
Chaveta	2	5	1	1		2				4
Veio do agitador	1	6	1				1	1		2
Veio do redutor	1	7		1					1	2
Total:	9	7								12

Na tabela 5.18, uma tabela auxiliar à folha de cálculo da montagem do acionamento, apresentam-se os fatores de complexidade de montagem para cada uma das soluções de montagem em comparação. Consoante a solução de montagem, a obtenção dos fatores envolveu a soma dos valores dos fatores de complexidade dos subconjuntos obtidos anteriormente.

Tabela 5.18 - Fatores de complexidade em cada esquema de montagem

Parâmetro	Símbolo	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
Número de componentes	N_p	28	60	42	55
Número de tipos de componentes	N_t	10	25	21	33
Número de conexões	N_i	51	109	77	96
Fator de complexidade	C_f	24,261	54,681	40,799	55,853

Na tabela 5.19 é apresentado o aspeto da folha de cálculo relativa à montagem do acionamento do agitador. Salienta-se, novamente, que para o estudo de caso em questão não foram abordados os tempos de montagem.

Tabela 5.19 - Montagem do acionamento do agitador no Estudo de Caso nº1

Fator de complexidade de montagem do acionamento				
O projeto encontra-se na fase de pré-projeto?				SIM
Procedimento:	Com os desenhos esquemáticos de cada esquema de montagem, proceda ao cálculo detalhado do fator de complexidade preenchendo a tabela auxiliar			
Parâmetro	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
Fator de complexidade de montagem	24,261	54,681	40,799	55,853

- Folha de cálculo “Rendimento mecânico dos rolamentos”

Seguindo os passos descritos no modelo de cálculo da figura 4.12 e considerando as tabelas A.11, A.12, A.13 e A.14 do Anexo E referentes aos ficheiros *output* obtidos da utilização do programa SKF para o cálculo das perdas de potência de rolamentos, apresenta-se, na tabela 5.20, o preenchimento da folha de cálculo relativa às perdas de potência dos rolamentos dos esquemas de montagem 2, 3 e 4 para o Estudo de Caso nº1.

Tabela 5.20 - Rendimento mecânico dos rolamentos no Estudo de Caso nº1

Rendimento mecânico dos rolamentos				
Tabela Input SKF	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4	
Posição do rolamento no veio do agitador	superior	inferior	superior	inferior
Designação	NU 228 ECM	NU 228 ECM	32028 X	32028 X
Força radial, Fr (N)	35473,801	8216,967	2981,451	7793,368
Força axial, Fa (N)	-	-	833,333	4166,667
Velocidade de rotação, ns (r/min)	65,56	65,56	65,56	65,56
Temperatura de operação, °C	35	80	35	80
Viscosidade a 40°C, mm ² /s	150			
Tipo de lubrificação	Graxa			
Perda de potência, Ploss (W)	20	6	20	26

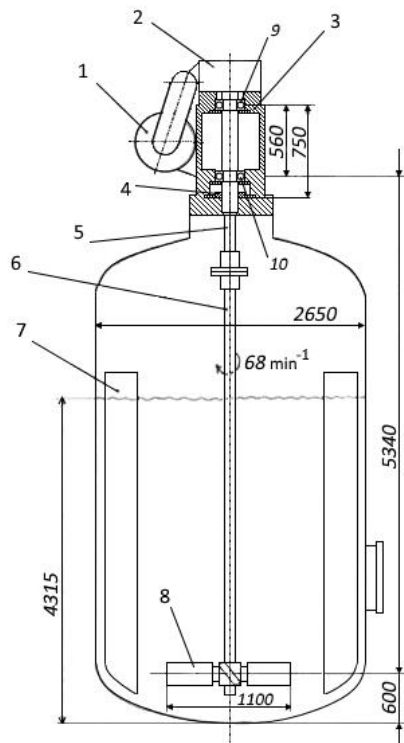
De forma similar ao cálculo da vida útil dos rolamentos, também no cálculo do rendimento foi distinguida a temperatura de operação em função da posição do rolamento no veio do agitador. De notar ainda que os valores da velocidade de rotação e da viscosidade do lubrificante foram considerados idênticos nos três esquemas de montagem.

- Folha de cálculo “Matriz de Decisão do Estudo Comparativo”

Uma vez obtidos os resultados de cada subcritério de comparação, nas colunas “Pontuação” da folha de cálculo referente à Matriz de Decisão, foram classificadas cada uma das soluções obtidas segundo a escala de 5 pontos definida anteriormente. Nesta classificação sublinha-se que para as células de subcritérios de comparação nos quais não existem resultados atribuiu-se a maior classificação possível. Por exemplo, a perda de potência devido aos rolamentos num esquema de montagem que não tem rolamentos é mínima, ou seja, relativamente a este subcritério considera-se que é a melhor solução. Após o preenchimento das colunas “Pontuação” e obtidas as classificações de cada subcritério, ficam a ser conhecidas as classificações gerais para cada esquema de montagem nas células “Total”. A forma da Matriz de Pugh do Estudo Comparativo para o Estudo de Caso nº1 é apresentada na tabela A.15 do Anexo E.

5.2 Estudo de Caso nº2

O Estudo de Caso nº2 para validação do programa criado nesta dissertação baseia-se no exemplo de um agitador industrial vertical montado num reservatório de grandes dimensões representado na figura 5.5 onde se pretende montar um acionamento em que o comprimento do veio do agitador seja aproximadamente quatro vezes maior que o veio superior.



Legenda:

- 1) Motor
- 2) Caixa redutora
- 3) Estrutura superior
- 4) Vedação mecânica
- 5) Veio de saída do redutor
- 6) Veio do agitador
- 7) Defletor
- 8) Rotor de agitação
- 9) Rolamento do mancal superior do veio do redutor
- 10) Rolamento do mancal inferior do veio do redutor

Figura 5.5 - Exemplo de um agitador industrial para o Estudo de Caso nº2 (adaptado de [19])

5.2.1 Definição dos requisitos de projeto

Apresentam-se de seguida alguns dados, requisitos e considerações relativas ao estudo de caso [24]:

- A potência que chega ao agitador varia entre 2344W e 2586W;
- A velocidade de rotação do veio do agitador é de $68 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$;
- Através da medição de oscilações e respetivas forças em diferentes pontos da caixa redutora, considera-se que a força radial no rotor de agitação é de 493 N;
- As forças axiais criadas durante a operação pelo rotor de agitação (com ângulo de lâmina de 45°) anulam o peso do veio. Estas forças podem, portanto, ser desprezadas;
- O diâmetro maior do veio é de 99mm e o menor de 92mm. Nos cálculos usa-se o diâmetro do veio de 99 mm;
- O raio do entalhe entre desníveis dos diâmetros do veio do agitador é de 5 mm;
- O material do veio do agitador um aço (AISI 304 SS);
- A temperatura de operação de 150°C é moderada para o material do veio não sendo suficiente para afetar as suas propriedades mecânicas;
- Existe uma pressão interior no cilindro de 2 MPa que atua como a pressão hidrostática sobre o veio e não tem efeito no rendimento geral;
- Considera-se que as operações de alinhamento, tanto na montagem inicial como após operações de manutenção, são executadas pela empresa SEW-EURODRIVE Portugal;
- Os desenhos esquemáticos dos componentes não são conhecidos.

Definição das dimensões e da disposição axial dos componentes

Os requisitos de projeto indicam uma altura do reservatório de 5940mm. O líquido da substância de mistura e o rotor de agitação encontram-se a, respetivamente, 4315mm e 600mm do fundo do reservatório. Nesta aplicação a força F está aplicada a 5340mm do plano médio do rolamento mais próximo da saída da caixa redutora (B), sendo esta distância denominada L . A distância entre rolamentos da caixa é de 560 mm (distância e).

Tendo em conta as dimensões do veio de saída do redutor e o ponto de acoplamento, considerou-se que os rolamentos superiores nos esquemas 2 e 4 se situam a 200mm do rolamento da caixa redutora B (distância y) e que os rolamentos inferiores nos esquemas 3 e 4 estão montados a 400mm do ponto de aplicação da força F (distância w).

As distâncias, referentes à disposição axial dos componentes, admitidas para este segundo caso são apresentadas na tabela 5.21.

Tabela 5.21 - Dimensões admitidas para o Estudo de Caso nº2

Dimensão	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
e (mm)	560	560	560	560
y (mm)	-	200	-	200
l (mm)	5340	5340	5340	5340
w (mm)	-	-	400	400

Definição dos rolamentos

De forma semelhante ao Estudo de Caso nº1, e conservando as características e requisitos da tabela 5.5, considerou-se que o veio de saída do redutor é suportado por dois rolamentos cônicos e que os rolamentos de suporte do veio do agitador são puramente radiais nos esquemas de montagem 2 e 3, e cônicos no esquema de montagem 4.

Os rolamentos existentes na caixa redutora e os rolamentos escolhidos para cada posição no veio do agitador são apresentados na tabela 5.22 (opção por rolamentos da marca SKF visto serem os utilizados pela empresa).

Tabela 5.22 - Rolamentos no Estudo de Caso nº2

Dimensão	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
Rolamento A	32020 X	32020 X	32020 X	32020 X
Rolamento B	32020 X	32020 X	32020 X	32020 X
Rolamento C	-	NU 220 ECP	NU 220 ECP	32020 X
Rolamento D	-	NU 220 ECP	NU 220 ECP	32020 X

Definição do material do veio do agitador

O material escolhido para o veio do agitador foi o AISI 304 SS e as suas propriedades mecânicas encontram-se na tabela 5.23.

Tabela 5.23 - Propriedades do material AISI 304 SS

Propriedades:	Símbolo:	Valor:	Unidades:
Módulo de Young	E	197	GPa
Módulo de elasticidade transversal	G	86	GPa
Tensão de cedência	σ_{ced}	515	MPa
Tensão de rotura	σ_{rot}	205	MPa

5.2.2 Aplicação do modelo de estudo comparativo ao Estudo de Caso nº2

De seguida, descreve-se a aplicação do modelo de estudo comparativo ao Estudo de Caso nº2 e apresentam-se as folhas de cálculo referentes à interface da aplicação informática.

Programa de seleção inicial dos esquemas de montagem

Tal como no primeiro caso de estudo, foi primeiramente utilizada a folha de cálculo “Programa de seleção inicial” com o objetivo de filtrar as soluções de montagem tendo em conta os requisitos de projeto.

- Folha de cálculo “Programa de seleção inicial”

No preenchimento das células de resposta, da folha de cálculo relativa à seleção inicial, relembram-se alguns aspetos: considerou-se que existe precisão nas operações de alinhamento durante as operações de montagem do acionamento por serem executadas pela empresa SEW-EURODRIVE e que o comprimento do veio de 5340mm é considerado longo para veios de agitadores. O preenchimento desta folha de cálculo é exposto na tabela 5.24.

Tabela 5.24 - Programa de seleção inicial no Estudo de Caso nº2

Programa de seleção inicial		
Critérios de seleção	Questões:	Resposta
LIMITAÇÃO ESPACIAL	1. É necessário um esquema compacto?	NÃO
	2. Alinhamento é efetuado pela SEW-Eurodrive?	SIM
ALINHAMENTO DOS COMPONENTES	3.	
	4.	
	5.	
COMPRIMENTO DO VEIO DO AGITADOR	6. Requer veio do agitador longo?	SIM
CONTATO COM A SUBSTÂNCIA DE MISTURA	7. Podem existir suportes no veio do agitador?	SIM
	8.	
SOLUÇÃO(ÕES):	Usar Matriz de Decisão para escolher um dos esquemas de montagem 3 e 4	

Com a solução “Usar Matriz de Decisão para os esquemas 3 e 4” obtida pela utilização desta folha de cálculo, procedeu-se ao estudo comparativo de forma a definir e decidir a solução de montagem mais indicada a utilizar no estudo de caso.

Programa de comparação dos esquemas de montagem

O estudo comparativo dos esquemas obtidos na primeira parte do modelo foi realizado por meio do programa de comparação dos esquemas de montagem. Nesta segunda parte da aplicação informática, foram definidos primeiramente os requisitos de projeto e, posteriormente, aplicados os critérios de comparação.

a. Interface do programa relativa à definição dos requisitos de projeto

- Folha de cálculo “Estimativa dos pontos críticos”

Considerou-se que a força radial na zona do rotor de agitação (F_r), a 5900mm do rolamento B, é de 493N. Através da análise dos diagramas de corpo livre obtiveram-se as localizações, momentos e esforços dos pontos críticos, cujos valores são apresentados na tabela 5.25.

Tabela 5.25 - Estimativa dos pontos críticos no Estudo de Caso nº2

Estimativa dos pontos críticos				
	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
Localização do ponto crítico			Força F	Força F
Momento fletor, M_f (Nm)			177,228	176,111
Momento torsor, M_t (Nm)			364,000	364,000
Esforço axial, N_a (N)			0,000	0,000

- Folha de cálculo “Rolamentos no veio do agitador”

Havendo definido os rolamentos presentes no veio do agitador na tabela 5.22, apresentam-se na folha de cálculo, dada pela tabela 5.26, as respetivas designações, as características dimensionais e as capacidades de carga dos mesmos rolamentos em cada esquema de montagem.

Tabela 5.26 - Rolamentos no veio do agitador no Estudo de Caso nº2

Definição dos rolamentos do veio do agitador				
	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4	
Posição do rolamento no veio do agitador		inferior	superior	inferior
Designação		NU 220 ECP	32020 X	32020 X
Diâmetro do furo, d (mm)		100	100	100
Diâmetro externo, D (mm)		180	150	150
Largura, b (mm)		34	32	32
Carga dinâmica, C (kN)		285	172	172
Carga estática, C_0 (kN)		305	280	280

- Folha de cálculo “Tensão limite de fadiga”

O cálculo do limite de resistência à fadiga corrigido, necessário nos cálculos da vida útil dos veios, envolveu as seguintes considerações:

- O material do veio do agitador é AISI 304 SS;
- O diâmetro menor do veio do agitador é 92 mm e o maior é de 99 mm;
- O acabamento superficial do veio do agitador é feito por maquinação;
- O veio do agitador está sujeito a carregamentos combinados de torção e flexão.

De forma a manter a uniformidade na comparação dos diferentes esquemas de montagem, considerou-se o material do veio e os diâmetros iguais nos dois esquemas de montagem em comparação.

Na tabela 5.27 é representado o preenchimento da folha de cálculo “Tensão limite de fadiga” aplicada ao Estudo de Caso nº2.

Tabela 5.27 - Tensão limite de fadiga no Estudo de Caso nº2

Cálculo da tensão limite de fadiga					
	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4	Observações:
Localização do ponto crítico			Força F	Força F	
Tensão de cedência, σ_{ced} (MPa)			205	205	Matweb AISI 304 SS
Resistência à tração, S_{ut} (MPa)			515	515	
Limite de resistência à fadiga, S_e' (MPa)			257,5	257,5	
Diâmetro menor da zona crítica, d (mm)			92	92	
Fatores para o cálculo da tensão limite de fadiga corrigida					Observações:
Fator de superfície, k_a			0,86208	0,86208	
a			4,51	4,51	Acabamento superficial: Maquinado
b			-0,265	-0,265	
Fator de tamanho, k_b			0,74244	0,74244	51<d<=254mm
Fator de carga, k_c			1	1	Carregamentos combinados
Fator de temperatura, k_d			1,01	1,01	Temperatura média de 50°C
Fator de fiabilidade, k_e			0,659	0,659	Fiabilidade de 99,999%
Limite de resistência à fadiga corrigido, S_e (MPa)			109,697	109,697	

b. Interface do programa relativa ao estudo comparativo

- Folha de cálculo “Atribuição de pesos aos critérios de comparação”

Neste caso, sendo o comprimento do veio do agitador uma característica determinante na montagem, foi atribuída maior importância ao critério relacionado com a facilidade de montagem do veio do agitador. Os pesos dos restantes subcritérios de comparação, nos quais foi possível obter valores quantitativos, foram distribuídos uniformemente.

Neste estudo de caso não foram considerados os subcritérios da vida útil dos lubrificantes, tempos de montagem e o critério dos custos do acionamento. Para estes parâmetros não foram, portanto, atribuídos pesos. Na tabela 5.28 representa-se a atribuição dos pesos aos critérios e respetivos subcritérios de comparação.

Tabela 5.28 - Atribuição de pesos aos critérios no Estudo de Caso nº2

Atribuição de pesos aos critérios de comparação				
Critérios de comparação	Peso dos critérios de comparação	Subcritérios de comparação	Peso relativo dos subcritérios de comparação	Fator de ponderação
Vida útil dos componentes do acionamento do agitador	0,30	Rolamentos	0,50	0,15
		Veios	0,50	0,15
		Lubrificantes	0,00	0,00
Montagem do acionamento do agitador	0,55	Número de componentes e ligações	1,00	0,55
		Tempos de montagem	0,00	0,00
Rendimento do acionamento do agitador	0,15	Rendimento mecânico	1,00	0,15
Custos do acionamento do agitador	0,00	Custos de montagem	0,50	0,00
		Custos dos componentes	0,50	0,00

- Folha de cálculo “Vida útil dos rolamentos”

Para o estudo de caso em questão, considerou-se que a temperatura de operação de 150°C era independentemente da posição dos rolamentos relativamente à substância de mistura e igual nos dois esquemas de montagem.

Neste estudo, diferenciou-se o tipo de contaminação consoante a posição dos rolamentos no veio do agitador. Nos rolamentos inferiores, por estarem imersos na substância, foi considerado algum grau de contaminação (*Slight typical contamination*) ao contrário dos rolamentos superiores onde a limpeza é elevada (*High cleanliness*). De notar ainda que os valores da velocidade de rotação e da viscosidade do lubrificante foram considerados idênticos nos dois esquemas de montagem (3 e 4).

Seguindo os passos descritos no modelo de cálculo da figura 4.9 e considerando as tabelas A.16, A.17 e A.18 do Anexo F referentes aos ficheiros *output* obtidos da utilização do programa SKF para o cálculo da vida útil de rolamentos, apresenta-se, na tabela 5.29, o preenchimento da folha de cálculo relativa à vida útil dos rolamentos dos esquemas de montagem 3 e 4 para o Estudo de Caso nº2.

Tabela 5.29 - Vida útil dos rolamentos no Estudo de Caso nº2

Cálculo da vida útil de rolamentos				
	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4	
Posição do rolamento		inferior	superior	inferior
Designação do rolamento SKF		NU 220 ECP	32020 X	32020 X
Força radial (kN)		443,07	589,577	440,277
Força axial (kN)		-	-	-
Velocidade de rotação (r/min)		68	68	68
Temperatura de operação (°C)		150	150	150
Método de especificação do rendimento	Cleanliness classification (recommended)			
Tipo de lubrificação e limpeza		Slight typical contamination	High cleanliness (sealed bearing)	Slight typical contamination
Viscosidade a 40°C (mm ² /s)	1000			
Vida útil L10h		1,00E+06	1,00E+06	1,00E+06
aSKF		0,130	0,110	0,110
a1		1,000	1,000	1,000
(C/P)		643,300	135,700	141,200
p		3,333	3,000	3,000
Ln _m		298759591,519	274873,092	309668,318
L10mh		7,32E+10	6,74E+07	7,59E+07

A utilização do *software* SKF resultou em valores de vidas úteis superiores a 1 milhão de horas para os dois casos. Para distinguir as soluções de forma mais concreta e obter valores mais aproximados do número de ciclos de vida dos rolamentos, foi utilizada a equação 2.3 da vida nominal SKF (L10mh).

- Folha de cálculo “Vida útil do veio do agitador”

Na tabela 5.30 apresenta-se o preenchimento da folha de cálculo relativa à vida útil do veio do agitador de cada esquema de montagem sujeito à fadiga, sendo que nas células verdes apresentam-se os números de ciclos de vida para cada veio.

Tabela 5.30 - Vida útil do veio do agitador no Estudo de Caso nº2

Vida útil de veios sujeitos à fadiga				
	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
Localização do ponto crítico			Força F	Força F
Momento no ponto crítico, M _{crit} (N.m)			177,228	176,111
Diâmetro menor da zona crítica, d (mm)			92	92
Diâmetro maior da zona crítica, D (mm)			99	99
Raio do entalhe, r (mm)			5	5
Módulo da secção transversal, I/c (mm ³)			76447,451	76447,451
Tensão do material, S _m (Mpa)			463,5	463,5
Fator de concentração de tensões, K _f			1,64	1,64
Sensibilidade ao entalhe (q)			0,8	0,8
Raio do entalhe, r (mm)			5	5
Resistência à tração, S _{ut} (MPa)			515,00	515,00
Fator de concentração de tensão, k _t			1,8	1,8
D/d			1,07609	1,07609
r/d			0,05435	0,05435
Tensão no ponto crítico, σ _{crit} (Mpa)			3,80	3,78
Fração de resistência à fadiga, f			0,895	0,895
a			1568,74242	1568,74242
b			-0,19256	-0,19256
N ciclos de vida da peça			3,828E+13	3,956E+13

- Folha de cálculo “Montagem do acionamento do agitador”

Uma vez definido nos requisitos de projeto deste Estudo de Caso nº2 que “Os desenhos esquemáticos dos componentes não são conhecidos.”, responde-se “NÃO” à pergunta feita nesta folha de cálculo.

Tendo em conta a resposta do programa, na tabela 5.31, são mostrados os valores dos fatores de complexidade de montagem para cada esquema de montagem com base na simplificação dos cálculos, considerando apenas os contatos entre os subconjuntos de componentes (rolamentos, veio do agitador e uniões de veios).

Tabela 5.31 - Cálculo do fator de complexidade em cada esquema de montagem

Parâmetro	Símbolo	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
Número de componentes	N_p			6,000	7,000
Número de tipos de componentes	N_t			6,000	7,000
Número de conexões	N_i			7,000	8,000
Fator de complexidade	C_f			6,316	7,319

Na tabela 5.32 é apresentado o preenchimento da folha de cálculo relativa à montagem do acionamento do agitador. Sublinha-se que para o estudo de caso em questão não foram contabilizados os tempos de montagem.

Tabela 5.32 - Montagem do acionamento do agitador no Estudo de Caso nº2

Montagem do acionamento do agitador				
O projeto encontra-se na fase de pré-projeto?				NÃO
Procedimento:		Simplifique os cálculos do fator de complexidade utilizando desenhos simplificados de cada esquema de montagem e preencha a tabela auxiliar		
Parâmetro	Esquema 1	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4
Fator de complexidade de montagem			6,316	7,319
Tempo de montagem				

- Folha de cálculo “Rendimento mecânico dos rolamentos”

Considerando as tabelas A.19, A.20 e A.21 do Anexo F referentes aos ficheiros *output* obtidos da utilização do programa SKF para o cálculo das perdas de potência de rolamentos, apresenta-se, na tabela 5.33, a folha de cálculo relativa às perdas de potência dos rolamentos dos esquemas de montagem 3 e 4 para o Estudo de Caso nº2.

Tabela 5.33 - Rendimento mecânico dos rolamentos no Estudo de Caso nº2

Rendimento mecânico dos rolamentos				
Tabela Input SKF	Esquema 2	Esquema 3	Esquema 4	
Posição do rolamento no veio do agitador		inferior	superior	inferior
Designação		NU 220 ECP	32020 X	32020 X
Força radial, Fr (N)		443,07	589,577	440,277
Força axial, Fa (N)		-	-	-
Velocidade de rotação, ns (r/min)		68	68	68
Temperatura de operação, °C		150	150	150
Viscosidade a 40°C, mm ² /s	1000			
Tipo de lubrificação	Graxa			
Perda de potência, Ploss (W)		1	4	4

- Folha de cálculo “Matriz de Decisão do Estudo Comparativo”

Havendo obtido os resultados dos subcritérios de comparação relativos aos esquemas de montagem 3 e 4 em comparação, nas colunas “Pontuação” da folha de cálculo referente à Matriz de Decisão, foram classificadas cada uma das soluções obtidas numa escala de pontuação de 5 pontos. Recordar-se que foi atribuída a maior classificação possível às células de subcritérios nos quais não havia resultados.

Após o preenchimento das colunas “Pontuação” e obtidas as classificações de cada subcritério, ficam a ser conhecidas as classificações gerais para cada esquema de montagem nas células “Total”.

Na tabela A.22 do Anexo F, é apresentado a Matriz de Pugh do Modelo de Estudo Comparativo para o Estudo de Caso nº2.

5.3 Discussão de resultados

Neste trabalho, pretendia-se suprimir a ausência de um procedimento de comparação entre quatro esquemas de montagem de acionamentos de agitadores industriais utilizados pela empresa SEW-EURODRIVE. No seguimento desta necessidade, foi elaborado um modelo de estudo comparativo destinado às fases de pré-projeto ou de projeto destes equipamentos.

O modelo foi melhorado e validado através de dois Estudos de Caso, onde demonstrou-se capaz de resolver o problema de seleção e comparação das quatro soluções de montagem e permitiu a obtenção do esquema de montagem mais adequado à respetiva aplicação.

O primeiro estudo de caso visou uma situação corrente na qual à partida as quatro soluções de montagem podem ser aplicadas, tendo sido necessário utilizar o procedimento de comparação proposto. Assim, o modelo permitiu escolher o esquema de montagem mais adequado ao projeto. O esquema de montagem nº1 obteve a melhor classificação segundo a Matriz de Decisão de Pugh.

Por sua vez, no segundo estudo de caso, o programa de seleção inicial descartou dois dos quatro esquemas de montagem em comparação, devido aos requisitos específicos do projeto. Na sequência da segunda parte do modelo e da comparação dos esquemas de montagem 3 e 4, resultou, no final, no apuramento do esquema de montagem nº3 como a solução construtiva melhor classificada.

Apesar das soluções obtidas serem válidas para os estudos de caso analisados, sublinha-se que o procedimento proposto visa ser uma ferramenta de apoio à tomada de decisão do engenheiro projetista e que as soluções resultantes do mesmo não devem ser tomadas como certezas absolutas, já que outros fatores e requisitos de projeto em jogo poderão indiciar a escolha de outras soluções de montagem.

Inerente à metodologia adotada (Matriz de Decisão de Pugh), os resultados são em grande parte dependentes da escolha dos critérios, subcritérios e dos respetivos pesos e classificações. Assim, se o utilizador atribuir, por exemplo, um peso significativo à complexidade de montagem, poderá ter a predominância do esquema de montagem 1 em relação aos restantes esquemas, por ser a solução mais simples, ou seja, composta pelo menor número de componentes e interligações entre eles.

Em ambos os casos de estudo, verificou-se que a utilização do *software* SKF para o cálculo da vida útil dos rolamentos existentes no veio do agitador não permitiu distinguir as soluções de montagem. Apesar do número de ciclos obtidos ser aceitável para ambos os casos, sugere-se a utilização da equação da vida nominal da SKF [20] para situações onde é dado maior peso à vida útil dos rolamentos como forma de distinção das soluções construtivas.

Em esquemas de montagem onde o veio do agitador se encontra apoiado por caixas de mancal de rolamentos, verificou-se a redução das cargas e dos momentos fletores presentes e, conseqüentemente, o aumento da vida útil dos seus componentes. No entanto, além de outras características, verifica-se que esta redução depende em grande parte da disposição axial dos componentes e do tipo de montagem dos rolamentos. Esta situação pode ser ilustrada pela observação do Estudo de Caso nº2, onde a conjugação entre a disposição axial dos componentes e as forças presentes no esquema de montagem 2, não resultou num aumento da vida útil do veio em relação ao esquema de montagem 1 tão relevante quando comparada com os esquemas de montagem 3 e 4.

Por motivos de confidencialidade por parte das empresas fabricantes não foi possível contabilizar os critérios “custos de montagem” e “tempos de montagem”.

Existem diversas soluções construtivas de montagem, formas e tipos de componentes a serem aplicados em acionamentos de agitadores. Assim, outra das dificuldades deste estudo relacionou-se com a escolha e a definição dos critérios de seleção e de comparação apropriados aos esquemas de montagem. O conjunto dos critérios escolhidos baseou-se no estudo exaustivo de bibliografia especializada no assunto e nas opiniões expressas pelos representantes da empresa.

É importante sublinhar que o modelo concebido se mostra flexível e aberto à definição de novos critérios de seleção e de comparação. Presentemente, o modelo de estudo comparativo mostra-se uma proposta pronta a utilizar, podendo ser alvo de refinamentos e melhorias de forma a atingir a sua versão final.

6 Conclusões e trabalhos futuros

Neste capítulo serão evidenciadas as conclusões finais do estudo efetuado, bem como o resultado e os contributos da criação e validação do modelo de estudo comparativo aplicado a esquemas de montagem de agitadores industriais. Por fim, serão indicadas propostas para trabalhos futuros que possam dar continuidade ao projeto desenvolvido.

6.1 Conclusões

A presente dissertação surgiu da colaboração entre a empresa SEW-EURODRIVE Portugal e a Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa.

O trabalho desenvolvido centrou-se na construção de um Modelo de Estudo Comparativo aplicado a quatro esquemas de montagem existentes no processo de dimensionamento de acionamentos de agitadores industriais da empresa SEW-EURODRIVE. Este modelo permite a análise e a comparação das diferentes soluções construtivas e baseia-se em critérios escolhidos em função de requisitos de projeto para proporcionar com isso a obtenção da solução mais adequada.

Paralelamente ao modelo criado, o mesmo foi também materializado numa aplicação informática de apoio ao engenheiro projetista.

O modelo em si contempla duas fases. Na primeira fase, no programa de seleção inicial, seguindo uma sequência lógica e tendo em consideração os requisitos da aplicação, os esquemas de montagem são filtrados. Desta primeira fase pode resultar apenas uma solução para um caso específico ou resultam várias hipóteses de escolha. Caso sejam obtidas várias hipóteses para as soluções de montagem, na segunda parte do modelo, as mesmas são comparadas com recurso à Matriz de Decisão de Pugh. Esta fase engloba a definição de critérios, subcritérios de comparação, dos respetivos pesos e classificações para diferentes soluções.

Além da Matriz de Decisão de Pugh, o modelo proposto baseia-se na utilização de outras metodologias, entre elas o Critério de Pugh para Avaliação da Complexidade de montagem, bem como modelos de cálculo da vida útil e de perdas de potência em componentes do acionamento.

Para verificar a robustez e validar o modelo criado, passou-se da teoria à prática, ao aplicá-lo a dois estudos de caso que refletiam situações correntes de projeto de acionamentos para agitadores.

No primeiro estudo de caso, era solicitado um esquema de montagem de um agitador aplicável a um reservatório com 2000mm de altura. Neste estudo eram conhecidos os desenhos esquemáticos dos componentes das soluções construtivas. Através da aplicação do modelo de estudo comparativo, foi necessário recorrer à segunda parte do modelo para se apurar o esquema de montagem 1 como a solução mais adequada.

No segundo estudo de caso, era procurada uma solução de um esquema de montagem para um agitador de grandes dimensões. Através da primeira parte do modelo desenvolvido foram afastadas duas soluções de montagem e, de seguida, na segunda parte do modelo foram comparadas as duas restantes. No final a utilização do modelo elegeu o esquema de montagem 3 como a solução construtiva mais apropriada.

Através da aplicação do modelo a estes dois estudos de casos, o mesmo provou-se capaz de contribuir para melhorar a capacidade de decisão quando existem dúvidas sobre a escolha de um esquema de montagem para uma certa aplicação. Salienta-se que, apesar do estudo se centrar nos esquemas de montagem de agitadores industriais que a empresa SEW-EURODRIVE tem à disposição, o modelo de estudo comparativo desenvolvido pode ser adaptado e aplicado a outras soluções de montagem.

Desta forma, conclui-se que o trabalho desenvolvido tem um impacto positivo, tanto no pré-projeto como no projeto de acionamentos de agitadores industriais, permitindo facilitar e acelerar a tomada de decisão dos engenheiros projetistas. Deste modo, a redução dos tempos de desenvolvimento de novos projetos e o maior diálogo entre o projetista e o cliente poderão proporcionar um incremento na satisfação dos clientes.

6.2 Sugestões para trabalhos futuros

No seguimento deste trabalho, foi possível identificar oportunidades para trabalhos futuros. Assim, sugere-se o desenvolvimento de alguns temas.

O consumo energético dos equipamentos é uma área que tem vindo a ganhar relevância na indústria. Sugere-se um estudo comparativo da eficiência energética das quatro soluções de montagem dos acionamentos de agitadores industriais em vigor na empresa, com o intuito de reduzir o consumo energético e assim os custos para os clientes.

Sugere-se também um estudo da influência do processo de mistura e da solução construtiva do rotor do agitador sobre o respetivo acionamento e os seus componentes.

Será interessante estender a pesquisa ao estudo da seleção e da comparação dos esquemas de montagem em função da facilidade de efetuar operações de manutenção (manutibilidade) e do histórico de avarias em casos reais na indústria.

Bibliografia

- [1] E. Paul, V. Atiemo-Obeng, and S. Kresta, *Handbook of Industrial Mixing - Science and Practice*, 1st ed. New Jersey: John Wiley & Sons Inc., 2004.
- [2] P. Cullen, *Food Mixing: Principles and Applications*, 1st ed. Oxford: Blackwell Publishing Ltd, 2009.
- [3] M. Zlokarnik, *Stirring: Theory and Practice*, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH, 2001.
- [4] N. Harnby, M. Edwards, and A. Nienow, *Mixing in the Process Industries*, 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [5] A. Foust, L. Wenzel, C. Clump, L. Maus, and L. Andersen, *Princípios das Operações Unitárias*, 2^a ed. Rio de Janeiro: LTC, 1982.
- [6] Y. Hui, M. Lim, W. Nip, J. Smith, and P. Yu, "Principles," in *Food Processing Principles and Applications*, 1st ed. Iowa: Blackwell Publishing, 2004.
- [7] A. Grenn, and M. Whitton, "Part III - Plant Development," in *Advances in Water Treatment and Environmental Management*. Oxfordshire: Taylor & Francis, 2005.
- [8] M. Dawson, "Mixing in the Water and Wastewater Industry," in *Advances in Industrial Mixing: A Companion to the Handbook of Industrial Mixing*, 1st ed. New Jersey: John Wiley & Sons Inc., 2005.
- [9] GREC Srl, *Agitator Mixers Dispenser - Company Presentation*, GREC Srl, 2008.
- [10] S. Kumar, "Considerations in process equipment design.," *Chemical Business*, vol. 13, n°3, pp. 119-123, 1999.
- [11] SKF, *Componentes e materiais de rolamentos*, Svenska KullagerFabriken - SKF, Acessado a fev. 07, 2019. Disponível em: <https://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/principles/general-bearing-knowledge/bearing-basics/components-and-materials/index.html>
- [12] K. Myers, M. Reeder, and J. Fasano, "Optimise Mixing by Using the Proper Baffles," *Chem. Eng. Prog.*, vol. 98, n°2, pp. 42-47, 2002.
- [13] R. Henry, R. Sullivan, J. Walden, and D. Zdrojewski, "Understanding Shaft Alignment: Basics," *Efficient Plant Magazine*, pp.1-4, Dec. 2002.
- [14] Prüftechnik Ltd., *A Practical Guide to Shaft Alignment*, Prüftechnik Ltd., 2002.
- [15] C. Branco, J. Ferreira, J. Costa e A. Ribeiro, "Projeto de Órgãos de Máquinas.," Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 2005.

- [16] S. Jesse, J. Hines, A. Edmondson, and D. Nower, “Motor Shaft Misalignment Bearing Load Analysis,” *Maintenance Technology*, vol. 5, pp. 11-17, 1999.
- [17] Q. Chen, Q. Yuan, M. Lei, and M. Wang, “Shafting Alignment Computing Method of New Multibearing Rotor System under Specific Installation Requirement,” *Math. Probl. Eng.* 2016, vol. 3, pp. 1-12, 2016.
- [18] LRS, *Machine Installation - Shaft Alignment*, Lifetime Reliability Solutions, 2005.
- [19] F. Geitner and H. Bloch, *Análise e solução de falhas em sistemas mecânicos*, 1ª ed. Rio de Janeiro: Elsevier - Campus, 2014.
- [20] SKF, *Catálogo Geral - Edição para Estudantes*, Svenska KullagerFabriken - SKF, 2009
- [21] B. Engel and S. Al-maeni, “Failure Analysis and Fatigue Life Estimation of a Shaft of a Rotary Draw Bending Machine,” *World Acad. Sci. Eng. Technol. Int. J. Mech. Mechatronics Eng.*, vol. 11, no. 11, pp. 1785-1790, 2017.
- [22] R. Budynas and J. Nisbett, *Elementos de Máquinas de Shigley*, 8ª ed. Porto Alegre: AMGH Editora S.A., 2011.
- [23] R. Norton, *Projeto de máquinas: uma abordagem integrada*, 4ª ed. Porto Alegre: Bookman Editor Ltda., 2013.
- [24] C. Karaagaç, “Fracture and Fatigue Analysis of an Agitator Shaft with a Circumferencial Notch,” M. S. thesis, Graduate School of Natural and Applied Sciences, Dokuz Eylül University, İzmir, 2002.
- [25] F. Silva, C. Chaves, and E. Guidi, “Análise de falha por fadiga em eixo de transmissão utilizando o método dos elementos finitos,” *Exacta - EP. São Paulo*, vol. 14, no. 2, pp. 207-219, 2016.
- [26] SKF, *Vida útil da graxa e intervalos de lubrificação*, Svenska KullagerFabriken - SKF, acessado a: fev. 07, 2019. Disponível em: <https://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/lubrication/grease-lubrication/grease-service-life-and-relubrication-intervals/index.html>
- [27] J. Carvalho, R. Brandão, “Eficiência Energética em Equipamentos de Força Motriz,” 2017.
- [28] M. Joshi and V. Mahajani, *Process equipment design*, 3rd ed. Delhi: MacMillan India, 1996.
- [29] SKF, *Bearing friction, power loss and starting torque*, Svenska KullagerFabriken - SKF, acessado a: fev. 07, 2019. Disponível em: http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/friction-powerloss-startingtorque/index.html?WT.oss=losses%20in%20radial%20bearings&WT.z_oss_boost=0&tabname=All&WT.z_oss_rank=2
- [30] G. Hazelrigg, *Fundamentals of decision making for engineering design and systems engineering*, NEILS CORP, 2012.

- [31] S. Honkala, M. Hämäläinen, and M. Salonen, “Comparison of Four Existing Concept Selection Methods,” in *International Conference on Engineering Design (ICED’07)*, pp. 1–11, 2007.
- [32] K. T Ulrich and S. Eppinger, *Product Design and Development*, 5th Ed. New-York: McGraw-Hill Education, 2003
- [33] G. Dieter, *Engineering Design: A Materials and Processing Approach*, 3rd Ed. New York: McGraw-Hill, 2000
- [34] ME 4054W: Projetos de design, Seleção de conceito - Universidade de Minnesota
- [35] S. Purzer and J.Chen, “Teaching Decision-Making in Engineering: A Review of Text-books & Teaching Approaches,” in *2010 Annual Conference & Exposition (ASEE Conferences)*, Louisville, Kentucky, 2010
- [36] D. Woldemichael and F. Hashim, “Progressive Concept Evaluation Method for Automatically Generated Concept Variants,” in *MATEC Web of Conferences*, vol. 13, 2014
- [37] S. Pugh, *Total Design: Integrated Methods for Successful Product Engineering*, Wokingham: Addison-Wesley Publishing Company, 1991.
- [38] What is a Decision Matrix? Pugh, Problem, or Selection Grid | ASQ, 2019, The Quality Toolbox, Second Edition, Nancy R. Tague].
- [39] H. Navas and D. Braga, “Selection of a Stirrer Drive Configuration Using Pugh Decision Matrix Methodology,” *Científica*, vol. 15, no. 3, p. 5, 2011.
- [40] S. Burge, “Pugh Matrix (PM),” *Syst. Eng. Tool Box*, pp. 1-15, 2009.
- [41] H. Navas, “Evaluation of Complexity for Tolerancing Solutions of Mechanical Systems Using Pugh’s Criteria,” in *International Conference on Advances in Materials and Processing Technologies (AMPT2010)*, 2011.
- [42] C. Romeva, “Modularitat i complexitat d’un producte,” in *Disseny de Màquines V. Metodologia*, 1^o ed. Barcelona: Edicions UPC, 2002.
- [43] SEW-EURODRIVE, *Historial*, Süddeutsche Elektromotoren Werke (SEW-EURODRIVE), acedido a: fev. 14, 2019. Disponível em: https://www.sew-eurodrive.pt/empresa/o_que_nos_move/historial/historial.html
- [44] SEW-EURODRIVE, *Perfil breve da empresa*, Süddeutsche Elektromotoren Werke (SEW-EURODRIVE), acedido a: fev. 14, 2019. Disponível em: https://www.sew-eurodrive.pt/empresa/o_que_nos_move/perfil_breve_da_empresa/perfil_breve_da_empresa.html
- [45] SEW-EURODRIVE, *Perfil da empresa*, Süddeutsche Elektromotoren Werke (SEW-EURODRIVE), acedido a: fev. 14, 2019. Disponível em: <http://sew-eurodrive.pai.pt/ms/ms/sew-eurodrive-portugal-lda-empresa-3050-379-mealhada/ms-90043528-p-2/>

- [46] SEW-EURODRIVE, *Seleção de Acionamentos: Métodos de Cálculo e Exemplos - Volume 1*, Süddeutsche Elektromotoren Werke (SEW-EURODRIVE), 9^o ed. Bruchsal, 2007.
- [47] SEW EURODRIVE, *Redutores e motorreductores - Manual de Instruções*, Süddeutsche Elektromotoren Werke (SEW-EURODRIVE), 7^o ed. Bruchsal, 2006.
- [48] SEW EURODRIVE, *Industrial Gear Units: Training*, Süddeutsche Elektromotoren Werke (SEW-EURODRIVE), 2008.
- [49] SEW EURODRIVE, *Industrial Gear Units: Mixer and Agitator Drives of the MC.. Series*, Süddeutsche Elektromotoren Werke (SEW-EURODRIVE), 8th ed. Bruchsal, 2006.
- [50] INOXPA, *Instruções de instalação, funcionamento e manutenção - Agitador Vertical FMI*, INOXPA - Source of Solutions, Girona, 2012.
- [51] M. Romanov, B. Konstantinov, N. Pokrovsky, *Sbornik Zadach po Detaliam Mashin* (Machine Design Problems), 1st ed. San Petersburg: Mashinostroenie, 1984
- [52] F. Coradini, F. Arbex, and D. M. Filho, “Sistema Especialista para Cálculo de Eixos e Árvores,” in *II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2002.
- [53] ProQuip, *Shaft Design for Industrial Tank Agitators*, ProQuip, Ohio, 2019.
- [54] Mc Nally Institute, “Foot Bearing F028,” *Mc Nally Institute*, 2018. Acedido a: fev. 14, 2019. Disponível em: <http://www.mcnallyinstitute.com/f-html/f028.htm>
- [55] M. Sondalini, *Keep Gearboxes Running*, Accendo Reliability - Reliability Engineering Professional Development, 2019. Acedido a: fev. 14, 2019. Disponível em: <https://accendoreliability.com/keep-gearboxes-running/>
- [56] A. Sofronas, “Case History: Seal Failure Due to Misalignment of an Agitator Shaft,” in *Analytical Troubleshooting of Process Machinery and Pressure Vessels: Including Real-World Case Studies*, 1st ed., New Jersey: John Wiley & Sons Inc., 2006.
- [57] I. Faria, “Seleção de um Redutor de Engrenagens para um Agitador e Planeamento das Acções de Manutenção,” Dissertação de Mestrado, FCT-UNL, Almada, 2009.
- [58] SEW EURODRIVE, *FC-K design – parts overview*, Süddeutsche Elektromotoren Werke (SEW-EURODRIVE), 2018.
- [59] J. Bryan, “Understand Vertical Motor Bearings,” *Efficient Plant Magazine*, April. 2018. Acedido a: fev. 07, 2019. Disponível em: <https://www.efficientplantmag.com/2018/04/understand-vertical-motor-bearings/>
- [60] KTR, *Drive Technology*, KTR Systems GmbH, Rheine, 2017.

Anexos

Anexo A - Dados para cálculos de rolamentos

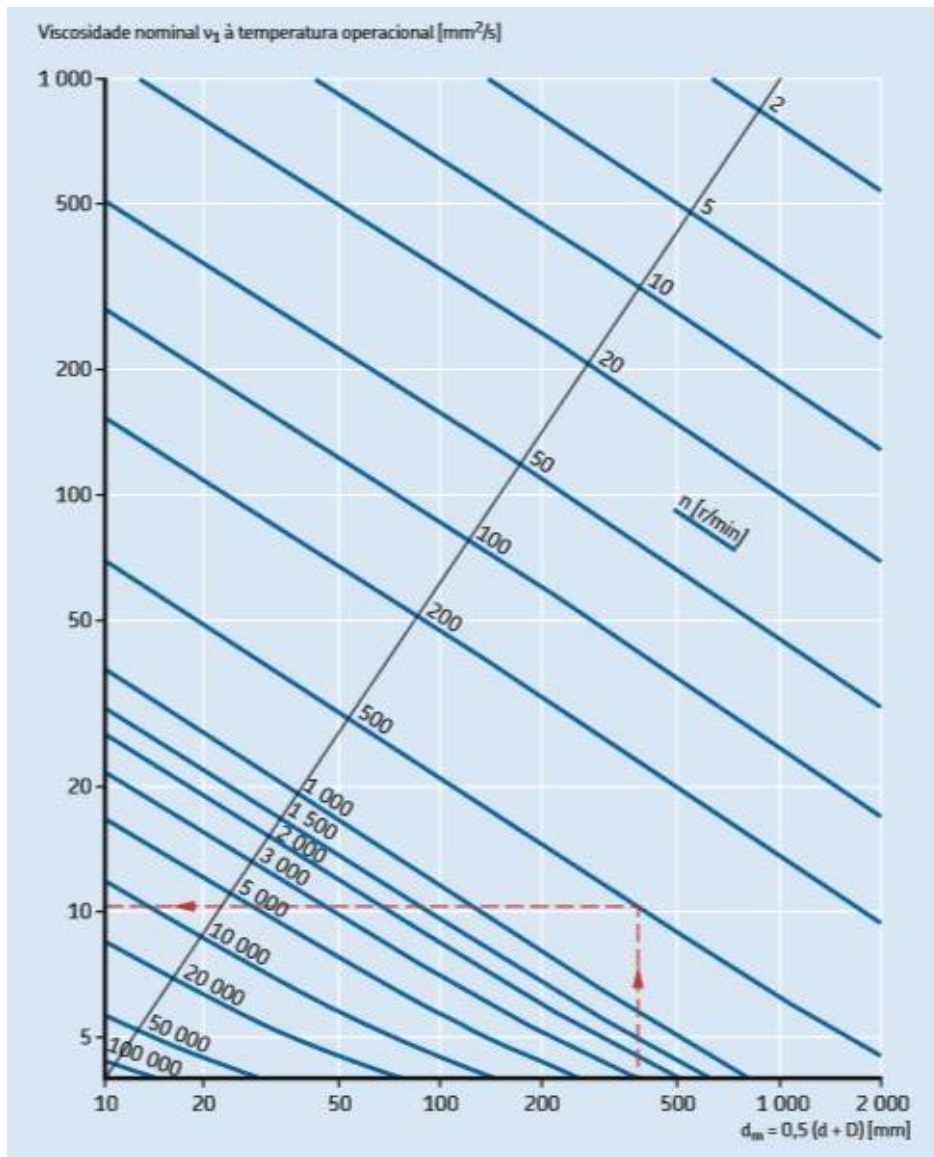


Figura A.1 - Viscosidade nominal à temperatura operacional [20]

Tabela A.1 - Valores de referência para o fator do nível de contaminação [20]

Condições	Fator η_c ¹⁾ para rolamentos com diâmetro médio	
	$d_m < 100$ mm	$d_m \geq 100$ mm
Limpeza extrema • tamanho aproximado das partículas da mesma espessura do filme lubrificante • condições laboratoriais	1	1
Alto nível de limpeza • óleo filtrado através de filtro extremamente fino • condições típicas: os rolamentos vedados são lubrificados para toda a vida útil	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpeza normal • óleo filtrado através de um filtro fino • condições típicas: os rolamentos com placas de proteção são lubrificados para a vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Leve contaminação • condições típicas: rolamentos sem vedações integradas, filtragem grosseira, partículas de desgaste e leve infiltração de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminação típica • condições típicas de rolamentos sem vedações integradas, filtragem grosseira, partículas de desgaste e entrada de contaminantes	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminação grave • condições típicas: altos níveis de contaminação, devido a desgaste excessivo e/ou vedações ineficientes • arranjo de rolamentos com vedações ineficientes ou com danos	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminação muito grave • condições típicas: níveis de contaminação tão severas que os valores de η_c estão fora da escala, o que reduz significativamente a vida do rolamento	0	0

¹⁾ A escala para η_c refere-se apenas a contaminantes sólidos típicos. Contaminantes como água ou outros fluidos prejudiciais à vida do rolamento não está incluída. Devido ao desgaste abrasivo em ambientes altamente contaminados ($\eta_c = 0$), a vida útil de um rolamento pode ser significativamente mais curta que a vida nominal.

Anexo B - Dados para cálculos de veios

Tabela A.2 - Resistência à tração para aços laminados [22]

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS n°	N° SAE e/ou AISI	Processamento	Resistência à tração MPa (Kpsi)	Resistência ao escoamento MPa (Kpsi)	Alongamento em 2 in, %	Redução em área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27,5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37,5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39,5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49,5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61,5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabela A.3 - Parâmetros do fator de modificação de superfície de Main [22]

Acabamento superficial	Fator δ S_{ut} , MPa	Expoente ϵ
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Tabela A.4 - Efeito da temperatura de operação na resistência à tração do aço [22]

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

* Fonte de dados: Figura 2-9.

Tabela A.5 - Fatores de fiabilidade [22]

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_α	Fator de confiabilidade k_α
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

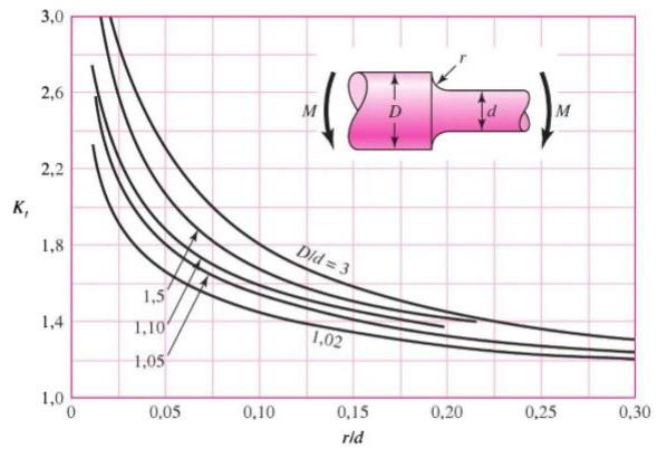


Figura A.2 - Fator de concentração de tensões em eixos com filete [22]

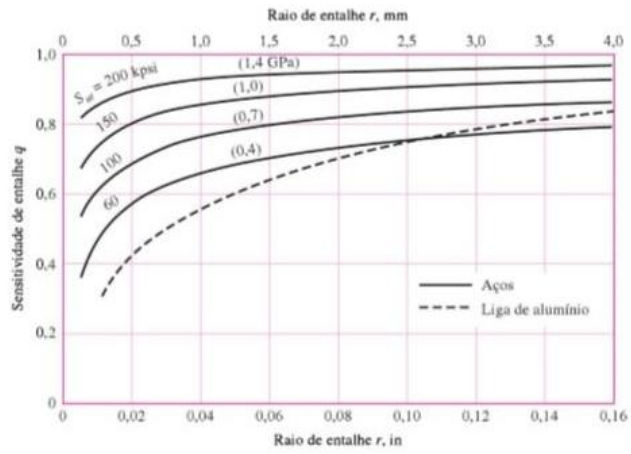


Figura A.3 - Sensibilidade ao entalhe para aços e ligas de alumínio [22]

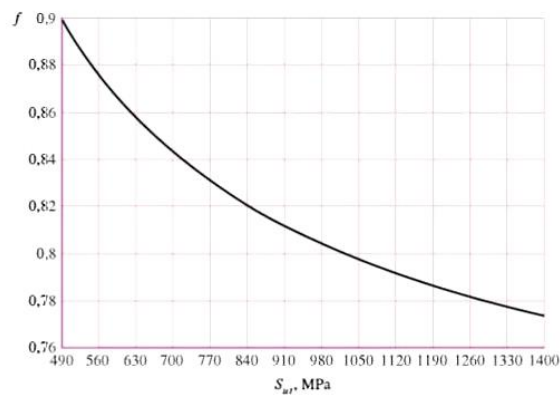


Figura A.4 - Fração da resistência à fadiga [22]

Anexo C - Procedimento de projeto de redutores SEW-EURO-DRIVE

4



Project Planning for Drives Drive selection data sheet

4.2 Drive selection data sheet

Legend: [...] = fill in values

[X] = make your selections by

1.1 Mixed / agitated medium [X]

- liquids
- liquids (variable density)
- solids (uniform material)
- solids (non-uniform material)

1.2 Ambient temperature [°C] [...]

normal min. max.

1.3 Altitude [m] [...]


1.4 Ventilation details [X]

- small enclosure ($v_a \leq 1$ m/s)
- small rooms ($v_a \geq 2$ m/s)
- large rooms and halls ($v_a \geq 3$ m/s)
- open halls with roof
- outdoor, unprotected

1.5 Ambient conditions [X]

- normal
- dusty
- moist
- corrosive
- dry

1.6 Mixer / agitator arrangement [X]

- Top entry  Side entry 
- Bottom entry  Horizontal mixer 

2.0 Load Characteristics

2.1 Required speed n_2 [1/min] [...]

normal min. max.

2.2 Input power P_{K1} [kW] [...]

normal min. max.

2.3 Output torque M_{K2} [kNm] [...]

normal min. max.

2.4 Frequency of peak load (M_{K2} max or P_{K1} max) [...]

per hour

2.5 Number of starts per hour [...]

starts

2.6 Direction of rotation under load (LSS) [X]

- clockwise (CW)
- counterclockwise (CCW)
- both directions
- reversible

2.7 Operating period/day [X]

- ≤ 3 hours
- 3 ... 10 hours
- > 10 hours

2.8 Backstop required in gear unit [X]

- No
- Yes

2.9 Exact load cycle attached [X]

- No
- Yes

3.0 Machine on HSS (usually driving machine)

3.1 Type: [X]

- AC motor AC motor/inverter DC motor
- Hydraulic motor Servo motor

3.2 Motor power P_M [kW] [...]

normal min. max.

3.4 Motor torque M_M [kNm] [...]

normal min. max.

3.5 Input speed n_1 [1/min] [...]

normal min. max.

3.6 If electric motor: [X] [...]

- IEC
- NEMA
- Motor size (IEC or NEMA code):

3.7 Mounting of motor [X] [...]

- B3
- B5
- V1
- other:

4.0 Gear Unit Requirements

4.1 Gear unit type [X]

- Helical "P"
- Bevel-helical "R"

4.2 Gear unit design [X]

- Horizontal LSS "L"
- Vertical LSS "V"
- Upright mounted "E"

4.3 Shaft position [X]

- 0 1 2
- 3 4



56218AEN

26



Catalog – Mixer and Agitator Drives of the MC... Series

Figura A.5 - Procedimento de seleção de redutores da série MC (Folha nº1) [49]



4.4 Service factor requirement $F_{S \min}$ [X] [...]

on Motor power P_M / Motor torque M_M
 Gear unit running power P_{K1} /
 Running torque M_{K1}

4.5 Bearing lifetime requirements $L_{h \min}$ [...]
 hours

4.6 Housing fixation of the gear unit [X]
 Foot
 Flange
 Torque arm

4.7 LSS connection to machine shaft of customer [X] [...]
 elastic coupling (claw or pin type)
 flexible coupling (gear or steel-disc type)
 rigid flange coupling
 barrel coupling
 chain sprocket
 pinion
 Hollow shaft - torque arm
 Hollow shaft - foot mounted
 Hollow shaft - flange mounted
 other:

4.8 Design of LSS gear unit [X] [...]
 Design LSS (if solid shaft) Solid shaft with keyway
 other:
 Design LSS (if hollow shaft) Hollow shaft with keyway
 Hollow shaft for shrink disc connection, shrink disc included
 other:

4.9 HSS connection to motor [X]
 Customer installation (foundation base frame)
 Motor adaptor with elastic coupling
 V-belt drive

4.10 Electrical supply [X] [...]

Mains supply U_{mains} 3-phase AC 1-phase DC V HZ

Auxiliary supply U_{aux} 3-phase AC 1-phase DC V HZ

Protection class

Explosion proof requirement Yes No

4.11 Additional cooling (if required) [X]

	Allowed	Not allowed
Fan	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Oil/air cooler	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Oil /water cooler	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Cooling water available No Yes

4.12 Axial load on LSS [X] [...] Yes No If yes, value of axial load in [N]

Axial load F_{A2}

Customer bearing absorbs axial loads

4.13 Load on HSS [X] [...]

	normal	min.	max.
Axial load F_{A1} [kN]	<input type="text" value=""/>	<input type="text" value=""/>	<input type="text" value=""/>
Radial load F_{R1} [kN]	<input type="text" value=""/>	<input type="text" value=""/>	<input type="text" value=""/>
Distance from shaft shoulder [mm]	<input type="text" value=""/>	<input type="text" value=""/>	<input type="text" value=""/>

Application angle of radial load [°]
 or rotating

56220AEN

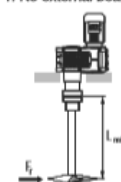
Figura A.6 - Procedimento de seleção de redutores da série MC (Folha nº2) [49]



4.14 Radial load on LSS [X] [...]

Customer radial bearing support: Loads and geometries to be provided by customer

1. No external bearing



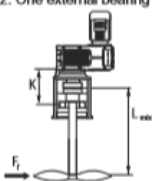
F_r [N]
 normal F_r [N]
 min. F_r [N]
 max. L_{mix} [mm]

Application angle of radial load [°]

or radial load rotating with mixer element

2. One external bearing at the top / towards gear unit

Solid shaft

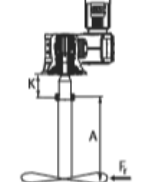


F_r [N]
 normal F_r [N]
 min. F_r [N]
 max. L_{mix} [mm] K [mm]

Application angle of radial load [°]

or radial load rotating with mixer element

Hollow shaft

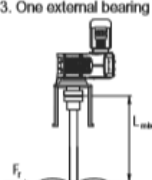


F_r [N]
 normal F_r [N]
 min. F_r [N]
 max. A [mm] K [mm]

Application angle of radial load [°]

or radial load rotating with mixer element

3. One external bearing at the bottom / opposite the gear unit



F_r [N]
 normal F_r [N]
 min. F_r [N]
 max. L_{mix} [mm] C [mm]

Application angle of radial load [°]

or radial load rotating with mixer element

4. Two external bearings

Elastic/flexible coupling mandatory between gear unit and mixer
No forces are transmitted to the gear unit!

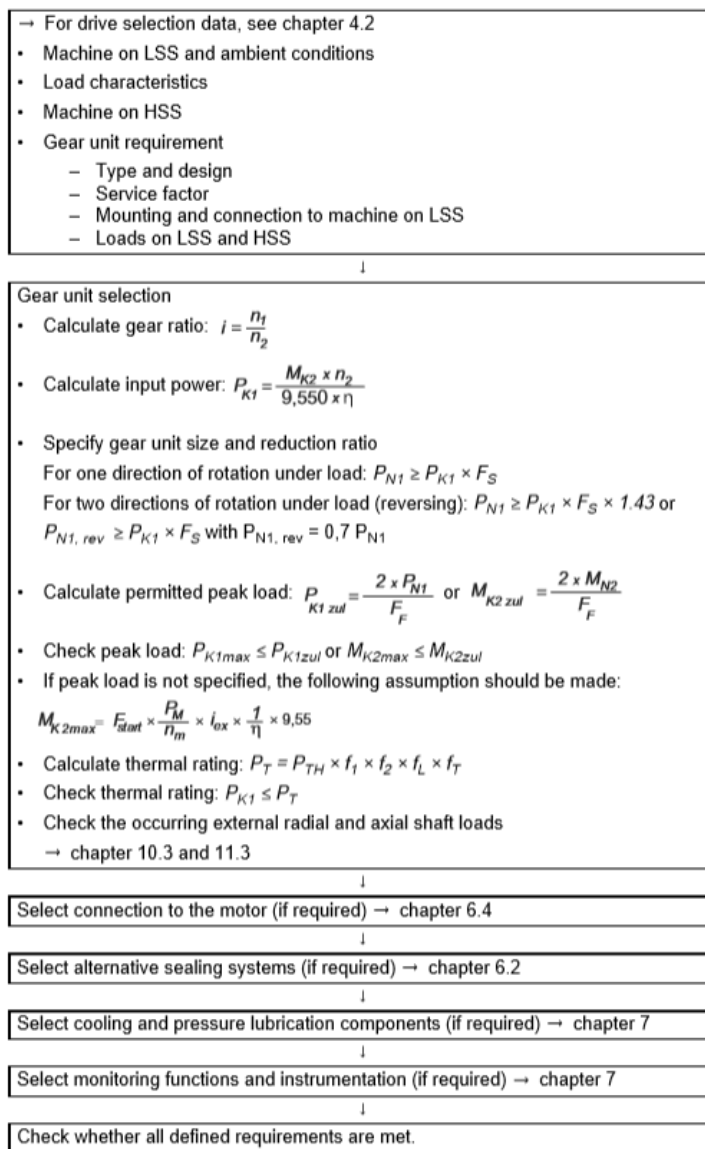
56221AEN

Figura A.7 - Procedimento de seleção de redutores da série MC (Folha nº3) [49]



4.3 Project planning procedure

The following flow chart schematically shows the procedure for the project planning of an industrial gear unit.



4

Figura A.8 - Procedimento de seleção de redutores da série MC (Folha nº4) [49]

Anexo D - Fluxograma do modelo de dimensionamento proposto



Figura A.9 - Proposta do Modelo de Estudo Comparativo

Anexo E - Estudo de Caso nº1



2009.09.28 SEW Portugal/Braga

Customer: Universidade Nova de Lisboa

Project: Tese de Mestrado / Iolanda Faria

Gear unit recalculation for rated operation

MC.P.S05

$i_{ex} = 22,58$ $K_A = 1,00$
 $n_2 = 65,56 \text{ 1/min}$ $n_1 = 1.480 \text{ 1/min}$ Shaftposition: 14
 $M_{K2} = 10.536 \text{ Nm}$ $P_{K1} = 75 \text{ kW}$

a) Output shaft position 4
 $F_{R2} = 40.000 \text{ N}$ ($X=L/2 \text{ mm}$, $\alpha=0^\circ$)
 $F_{A2} = 20.000 \text{ N}$

b) Input shaft position 1
 $F_{R1} = 0 \text{ N}$
 $F_{A1} = 0 \text{ N}$

1. Gear Safety Factor

a)	Final gear	$i = 3,13$			
	Tooth flank safety	DIN3990	Pinion	1,47	Gear 1,47
	Tooth root safety	DIN3990	Pinion	3,04	Gear 2,61
b)	Gear unit stage 2	$i = 3,125$			
	Tooth flank safety	DIN3990	Pinion	1,49	Gear 1,49
	Tooth root safety	DIN3990	Pinion	2,96	Gear 2,55
c)	Gear unit stage 1	$i = 2,308$			
	Tooth flank safety	DIN3990	Pinion	1,59	Gear 1,59
	Tooth root safety	DIN3990	Pinion	3,28	Gear 2,81

2. Key safety factor acc. to DIN 6892

a)	Customer end	2,92
	Final gear	2,77
b)	Gear 4	1,81
c)	Gear 2	2,22
d)	Stickon Pinion	5,66

3. Safety margin against fatigue

a)	Shaft 100	3,56
	Material	42CrMo4
b)	Shaft 201	2,91
c)	Shaft 301	1,58
d)	Shaft 401	7,06

Figura A.10 - Especificações técnicas do redutor MC.P.S05 (folha nº1) [49]

4. Nominal bearing service life of the gear unit $L_{h \text{ nom}}$

(Bearing service lives From CCW / CW rotation Item no. as entered on spare parts list)

a)	Shaft 100				
	Bearing 1	32028X	Item no. 110	≥	32.000 / 6.600
	Bearing 2	32028X	Item no. 110	≥	37.000 / 16.000
b)	Shaft 201				
	Bearing 1	32314	Item no. 210	≥	41.000 / 27.000
	Bearing 2	32314	Item no. 210	≥	26.000 / 32.000
c)	Shaft 301				
	Bearing 1	32311	Item no. 310	≥	22.000 / 98.000
	Bearing 2	32311	Item no. 310	≥	18.000 / 16.000
d)	Shaft 401				
	Bearing 1	33210	Item no. 411	≥	25.000 / 250.000
	Bearing 2	32308	Item no. 410	≥	32.000 / 21.000

5. Bearing service life of the gear unit $L_{h \text{ mod}}$. (aDIN , SEW)

(Bearing service lives From CCW / CW rotation Item no. as entered on spare parts list)

a)	Shaft 100				
	Bearing 1	32028X	Item no. 110	≥	71.000 / 7.900
	Bearing 2	32028X	Item no. 110	≥	89.000 / 27.000
b)	Shaft 201				
	Bearing 1	32314	Item no. 210	≥	123.000 / 76.000
	Bearing 2	32314	Item no. 210	≥	70.000 / 96.000
c)	Shaft 301				
	Bearing 1	32311	Item no. 310	≥	76.000 / 250.000
	Bearing 2	32311	Item no. 310	≥	63.000 / 58.000
d)	Shaft 401				
	Bearing 1	33210	Item no. 411	≥	87.000 / 250.000
	Bearing 2	32308	Item no. 410	≥	111.000 / 73.000

6. Static loading capacities S_0

(Loading capacities From CCW / CW rotation Item no. as entered on spare parts list)

a)	Shaft 100				
	Bearing 1	32028X	Item no. 110	≥	8,01 / 6,31
	Bearing 2	32028X	Item no. 110	≥	7,92 / 6,16
b)	Shaft 201				
	Bearing 1	32314	Item no. 210	≥	8,28 / 8,27
	Bearing 2	32314	Item no. 210	≥	7,22 / 7,69
c)	Shaft 301				
	Bearing 1	32311	Item no. 310	≥	13,30 / 14,93
	Bearing 2	32311	Item no. 310	≥	8,97 / 8,74
d)	Shaft 401				
	Bearing 1	33210	Item no. 411	≥	21,59 / 36,57
	Bearing 2	32308	Item no. 410	≥	12,96 / 12,48

Figura A.11 - Especificações técnicas do redutor MC.P.S05 (folha nº2) [49]

Tabela A.6 - Especificações técnicas das rodas dentadas do redutor MC.P.S05 [49]



2009.09.28 SEW Portugal/Braga

MC.P.S05 (ratio= 22.58)

Gear data

Item	Symbol	unit	1st stage pinion / gear
Type of gear	-	-	helical
Center distance	a	mm	112
No of teeth	z	-	26 / 60
Facewidth	b	mm	45
Normal module	mn	mm	2.5
Pressure angle	alfa_n	°	20
Helix angle	beta	°	12
Material	-	-	20MnCr5 / 20MnCr5
Heat treatment	-	-	Case Hardening
Ratio	i	-	2.308
speed	n1,n2	1/min	1480 / 641
Pitch diameter	d1,d2	mm	66.452 / 153.351
Item	Symbol	unit	2nd stage pinion / gear
Type of gear	-	-	helical
Center distance	a	mm	154
No of teeth	z	-	24 / 75
Facewidth	b	mm	62
Normal module	mn	mm	3
Pressure angle	alfa_n	°	20
Helix angle	beta	°	12
Material	-	-	18CrNiMo7-6 / 18CrNiMo7-6
Heat treatment	-	-	Case Hardening
Ratio	i	-	3.125
speed	n1,n2	1/min	641 / 205
Pitch diameter	d1,d2	mm	73.609 / 230.027
Item	Symbol	unit	3rd stage pinion / gear
Type of gear	-	-	helical
Center distance	a	mm	220
No of teeth	z	-	23 / 72
Facewidth	b	mm	92
Normal module	mn	mm	4
Pressure angle	alfa_n	°	20
Helix angle	beta	°	10
Material	-	-	18CrNiMo7-6 / 18CrNiMo7-6
Heat treatment	-	-	Case Hardening
Ratio	i	-	3.13
speed	n1,n2	1/min	205 / 66
Pitch diameter	d1,d2	mm	105.097 / 328.998

47 440 00 05
1(2)
351

MC3PVSF03
292 kg

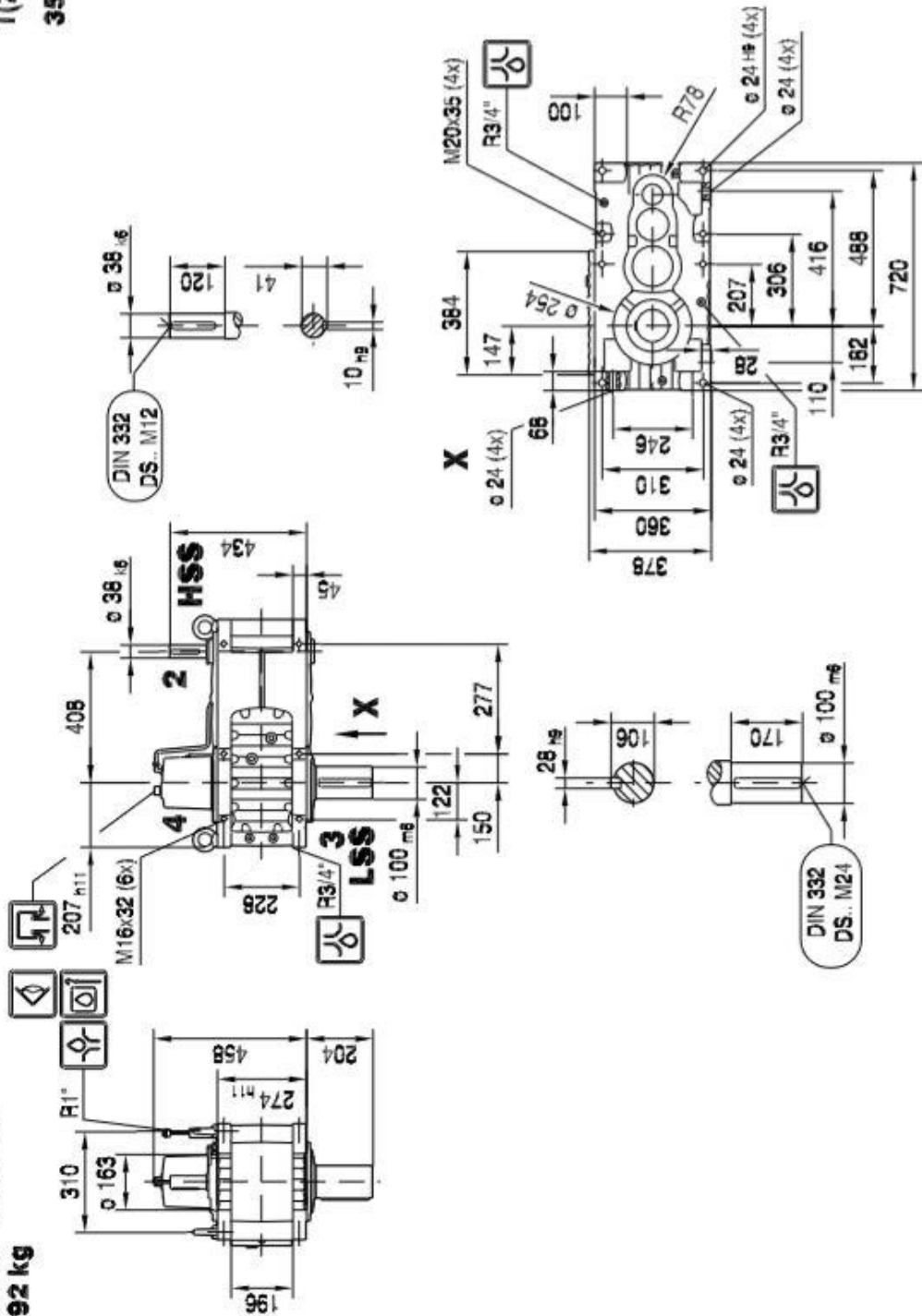


Figura A.12 - Desenho técnico do redutor MC3PVSF03 [49]



1. Designation: NU 228 ECM Type: Cylindrical roller bearing

Bearing Data			
d	D	B	C ₀
140 mm	250 mm	42 mm	510 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F _r Radial load	35.473801 kN
n ₁ Rotational speed of the inner ring	65.56 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	35 °C
η _c specification method	Cleanliness classification (recommended)
Lubricant type and cleanliness	High cleanliness (sealed bearing)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is P5)
Viscosity at 40 °C	150 mm ² /s

Result

L _{10mh} SKF rating life	> 1000000 hour
a _{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	50
k _v viscosity ratio	2.3
P Equivalent dynamic bearing load	35.5 kN
η _c Factor for contamination level	0.88
V ₁ Required kinematic viscosity for k=1	87 mm ² /s

Tabela A.7 - Vida útil no rolamento C do esquema de montagem nº2



1. Designation: NU 228 ECM Type: Cylindrical roller bearing

Bearing Data			
d	D	B	C ₀
140 mm	250 mm	42 mm	510 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F _r Radial load	8.216967 kN
n ₁ Rotational speed of the inner ring	65.56 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	80 °C
η _c specification method	Cleanliness classification (recommended)
Lubricant type and cleanliness	Slight-typical contamination (no bearing/light dirt ingress)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is P5)
Viscosity at 40 °C	150 mm ² /s

Warning

Viscosity ratio k=0.31 is less than or equals to 0.4 - a lubricant with EP additives should be considered.

Result

L _{10mh} SKF rating life	> 1000000 hour
a _{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	0.28
k _v viscosity ratio	0.31
P Equivalent dynamic bearing load	8.22 kN

Tabela A.9 - Vida útil no rolamento C do esquema de montagem nº4

1. Designation: 32028 X Type: Tapered roller bearing

Bearing Data			
d	D	B	C
140 mm	210 mm	45 mm	404 kN
			C ₀
			585 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F_r Radial load	2.981451 kN
F_a Axial load	0.833333 kN
n₁ Rotational speed of the inner ring	65.56 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	35 °C
n_c specification method	Cleanliness classification (recommended)
Lubricant type and cleanliness	High cleanliness (sealed bearing)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	150 mm ² /s

Warning

The given **F_a** 0.833kN is replaced by the required **F_a** 1.14kN that is created in a normal arrangement.

Criteria for minimum load is not met. Please contact SKF Application Engineering.

Result

L_{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	50

Tabela A.10 - Vida útil no rolamento D do esquema de montagem nº4

1. Designation: 32028 X Type: Tapered roller bearing

Bearing Data			
d	D	B	C
140 mm	210 mm	45 mm	404 kN
			C ₀
			585 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F_r Radial load	7.793368 kN
F_a Axial load	4.166667 kN
n₁ Rotational speed of the inner ring	65.56 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	80 °C
n_c specification method	Cleanliness classification (recommended)
Lubricant type and cleanliness	Slight physical contamination (open bearing/light dirt ingress)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	150 mm ² /s

Warning

Viscosity ratio $k=0.29$ is less than or equals to 0.4 - a lubricant with EP additives should be considered.

Message

The given **F_r** (7.79 kN) is replaced by the induced **F_r** (10.5 kN) for checking bearing loading condition

Result

L_{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
--	---------------

Tabela A.11 - Perda de potência no rolamento C do esquema de montagem nº2

1. Designation: NU 228 ECM Type: Cylindrical roller bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	C ₀
140 mm	250 mm	42 mm	450 kN	510 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F _r Radial load	35.473801 kN
η ₁ Rotational speed of the inner ring	65.56 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	35 °C
η _c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	High cleanliness (sealed bearing)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	150 mm ² /s

Result

L _{10mh} SKF rating life	> 1000000 hour
a _{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	50
K Viscosity ratio	2.3
P Equivalent dynamic bearing load	35.5 kN
η _c Factor for contamination level	0.88
V ₁ Required kinematic viscosity for κ=1	87 mm ² /s

Tabela A.12 - Perda de potência no rolamento D do esquema de montagem nº3

1. Designation: NU 228 ECM Type: Cylindrical roller bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	C ₀
140 mm	250 mm	42 mm	450 kN	510 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F _r Radial load	8.216957 kN
η ₁ Rotational speed of the inner ring	65.56 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	80 °C
η _c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	Slight-typical contamination (no bearing/light dirt ingress)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	150 mm ² /s

Warning

Viscosity ratio κ=0.31 is less than or equals to 0.4 - a lubricant with EP additives should be considered.

Result

L _{10mh} SKF rating life	> 1000000 hour
a _{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	0.28
K Viscosity ratio	0.31
P Equivalent dynamic bearing load	8.22 kN

Tabela A.13 - Perda de potência no rolamento C do esquema de montagem nº4

1. Designation: 32028 X Type: Tapered roller bearing

Bearing Data			
d	D	B	C ₀
140 mm	210 mm	45 mm	585 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F_r Radial load	2.981451 kN
F_a Axial load	0.833333 kN
n₁ Rotational speed of the inner ring	65.56 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	35 °C
n_e specification method	Cleanliness classification (recommended)
Lubricant type and cleanliness	High cleanliness (sealed bearing)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	150 mm ² /s

Warning

The given F_g 0.833(kN) is replaced by the required F_g 1.14kN that is created in a normal arrangement.

Criteria for minimum load is not met. Please contact SKF Application Engineering.

Result

L_{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	50

Tabela A.14 - Perda de potência no rolamento D do esquema de montagem nº4

1. Designation: 32028 X Type: Tapered roller bearing

Bearing Data			
d	D	B	C ₀
140 mm	210 mm	45 mm	585 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F_r Radial load	7.793368 kN
F_a Axial load	4.166667 kN
n₁ Rotational speed of the inner ring	65.56 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	80 °C
n_e specification method	Cleanliness classification (recommended)
Lubricant type and cleanliness	Slight typical contamination (only bearing/light dirt ingress)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	150 mm ² /s

Warning

Viscosity ratio $k=0.29$ is less than or equals to 0.4 - a lubricant with EP additives should be considered.

Message

The given F_r (7.79 kN) is replaced by the induced F_r (10.5 kN) for checking bearing loading condition

Result


L_{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
--	---------------

Tabela A.15 - Matriz de Pugh para o Estudo de Caso nº1

Matriz de Decisão do Estudo Comparativo														
Selecione na caixa ao lado as soluções obtidas no decorrer da utilização do programa inicial										Esquemas de montagem 1, 2, 3 ou 4				
Esquema de montagem	Critérios de comparação	Vida útil dos componentes do acionamento do agitador			Montagem do acionamento do agitador		Redimento do acionamento do agitador		Custos do acionamento do agitador		Total:			
		Rolamentos L10h	Veios - L10h	Lubrificantes	Fator de complexidade	Tempos de montagem	Rendimento mecânico	Custos de montagem	Custos dos componentes					
1	Fator de ponderação	0,13	0,13	0,00	0,50	0,00	0,25	0,00	0,00	0,00				
	Solução	-	4,281E+05	-	24,26104	-	-	-	-	-				
	Pontuação (0-4)	4	1	0	4	0	4	0	0	0	0	0	0	0
	Classificação	0,5	0,125	0	2	0	1	0	0	0	0	0	0	0
2	Solução	1,000E+06	3,194E+06	-	54,68135	-	20,00	-	-	-				
	Pontuação (0-4)	3	2	0	2	0	2	0	0	0	0	0	0	0
	Classificação	0,375	0,25	0	1	0	0,5	0	0	0	0	0	0	0
	Solução	1,000E+06	2,463E+10	-	40,79934	-	6,00	-	-	-				
3	Pontuação (0-4)	3	3	0	3	0	3	0	0	0	0	0	0	0
	Classificação	0,375	0,375	0	1,5	0	0,75	0	0	0	0	0	0	0
	Solução	1,000E+06	3,201E+10	-	55,85336	-	20,00	-	-	-				
	Pontuação (0-4)	3	4	0	2	0	1	0	0	0	0	0	0	0
4	Classificação	0,375	0,5	0	1	0	0,25	0	0	0	0	0	0	0
	Solução	1,000E+06	-	-	-	-	-	-	-	-				
	Pontuação (0-4)	3	4	0	2	0	1	0	0	0	0	0	0	0
	Classificação	0,375	0,5	0	1	0	0,25	0	0	0	0	0	0	0
	Total:													
	Total:													
	Total:													
	Total:													

Anexo F - Estudo de Caso nº2

Tabela A.16 - Vida útil no rolamento C do esquema de montagem nº3



1. Designation: NU 220 ECP Type: Cylindrical roller bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	C ₀
100 mm	180 mm	34 mm	285 kN	305 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F _r Radial load	0.44307 kN
n _i Rotational speed of the inner ring	68 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	150 °C
η _c specification method	Cleanliness classification (recommended)
Lubricant type and cleanliness	Slight-typical contamination (bearing/light dirt ingress)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	1000 mm ² /s

Warning
Viscosity ratio k=0.14 is less than or equals to 0.4 - a lubricant with EP additives should be considered.
Criteria for minimum load is not met. Please contact SKF Application Engineering.

Result

L _{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
a _{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	0.13
k Viscosity ratio	0.14

Tabela A.17 - Vida útil no rolamento C do esquema de montagem nº4

1. Designation: 32020 X Type: Tapered roller bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	C ₀
100 mm	150 mm	32 mm	209.00000010704 kN	280.0000001434 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F _r Radial load	0.589577 kN
F _a Axial load	1 kN
n _i Rotational speed of the inner ring	68 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	150 °C
η _c specification method	Cleanliness classification (recommended)
Lubricant type and cleanliness	High cleanliness (sealed bearing)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	1000 mm ² /s

Warning
Viscosity ratio k=0.13 is less than or equals to 0.4 - a lubricant with EP additives should be considered.
Criteria for minimum load is not met. Please contact SKF Application Engineering.

Message
The given F_r (0.59 kN) is replaced by the induced F_r (2.62 kN) for checking bearing loading condition

Result

L _{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
--------------------------------------	---------------

a _{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	0.12
k Viscosity ratio	0.13
P Equivalent dynamic bearing load	1.54 kN
η _c Factor for contamination level	0.27
ν ₁ Required kinematic viscosity for k=1	107.3 mm ² /s
L _{10h} Basic rating life	>1000000 hour
C/P Load ratio	135.7

Tabela A.18 - Vida útil no rolamento D do esquema de montagem nº4

1. Designation: 32020 X Type: Tapered roller bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	C ₀
100 mm	150 mm	32 mm	209.00000010704 kN	280.0000001434 kN

1.1 Bearing rating life

Input Parameters

F _r Radial load	0.440277 kN
F _a Axial load	1 kN
n ₁ Rotational speed of the inner ring	68 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	150 °C
n _c specification method	Cleanliness classification (recommended)
Lubricant type and cleanliness	Slight-typical contamination (open bearing/light dirt ingress)
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 92)
Viscosity at 40 °C	1000 mm ² /s

L _{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
a _{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	0.11
K Viscosity ratio	0.13
P Equivalent dynamic bearing load	1.48 kN
f _c Factor for contamination level	0.04
v ₁ Required kinematic viscosity for k=1	107.3 mm ² /s
L _{10h} Basic rating life	>1000000 hour
C/P Load ratio	141.2

Tabela A.19 - Perda de potência no rolamento C do esquema de montagem nº3



1. Designation: NU 220 ECP Type: Cylindrical roller bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	C ₀
100 mm	180 mm	34 mm	285 kN	305 kN

1.1 Frictional moment - power loss

Input Parameters

F _r Radial load	0.44307 kN
n ₁ Rotational speed of the inner ring	68 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	150 °C
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 92)
Viscosity at 40 °C	1000 mm ² /s
Lubrication	Grease

Result

M _{rr} Rolling frictional moment	66.5 Nmm
M _{sl} Sliding frictional moment	13.4 Nmm
M _{seal} Frictional moment of the seals	0 Nmm
M _{drag} Frictional moment of drag losses	0 Nmm
M Total frictional moment	79.9 Nmm
N _p Power loss	1 W
v Lubricant viscosity at operating temperature	14 mm ² /s

Tabela A.20 - Perda de potência no rolamento C do esquema de montagem nº4

1. Designation: 32020 X Type: Tapered roller bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	C ₀
100 mm	150 mm	32 mm	209.00000010704 kN	280.0000001434 kN

1.1 Frictional moment - power loss

Input Parameters

F _r Radial load	0.589577 kN
F _a Axial load	1 kN
n _i Rotational speed of the inner ring	68 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	150 °C
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	1000 mm ² /s
Lubrication	Grease

Result

M _{rr} Rolling frictional moment	278.8 Nmm
M _{sl} Sliding frictional moment	334.9 Nmm
M _{seal} Frictional moment of the seals	0 Nmm
M _{drag} Frictional moment of drag losses	0 Nmm
M _t Total frictional moment	613.6 Nmm

N _p Power loss	4 W
v Lubricant viscosity at operating temperature	14 mm ² /s
M _{start} Starting torque at 20-30°C ambient and zero speed.	351.2 Nmm
K _{rs} Replenishment/starvation constant	6.0E-8

Tabela A.21 - Perda de potência no rolamento D do esquema de montagem nº4

1. Designation: 32020 X Type: Tapered roller bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	C ₀
100 mm	150 mm	32 mm	209.00000010704 kN	280.0000001434 kN

1.1 Frictional moment - power loss

Input Parameters

F _r Radial load	0.589577 kN
F _a Axial load	1 kN
n _i Rotational speed of the inner ring	68 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	150 °C
Viscosity calculation input type	Viscosity input at 40 °C (VI is 95)
Viscosity at 40 °C	1000 mm ² /s
Lubrication	Grease

Result

M _{rr} Rolling frictional moment	278.8 Nmm
M _{sl} Sliding frictional moment	334.9 Nmm
M _{seal} Frictional moment of the seals	0 Nmm
M _{drag} Frictional moment of drag losses	0 Nmm
M _t Total frictional moment	613.6 Nmm

N _p Power loss	4 W
v Lubricant viscosity at operating temperature	14 mm ² /s
M _{start} Starting torque at 20-30°C ambient and zero speed.	351.2 Nmm
K _{rs} Replenishment/starvation constant	6.0E-8

Tabela A.22 - Matriz de Pugh para o Estudo de Caso nº2

Matriz de Decisão do Estudo Comparativo												
Selecione na caixa ao lado as soluções obtidas no decorrer da utilização do programa inicial										Esquemas de montagem 3 ou 4		
Esquema de montagem	Critérios de comparação	Vida útil dos componentes do acionamento do agitador			Montagem do acionamento do agitador		Redimento do acionamento do agitador		Custos do acionamento do agitador		Total:	
		Rolamentos L10h	Veios - L10h	Lubrificantes	Fator de complexidade	Tempos de montagem	Rendimento mecânico	Custos de montagem	Custos dos componentes			
1	Solução											
	Pontuação (0-4)											0
	Classificação											0
2	Solução											
	Pontuação (0-4)											0
	Classificação											0
3	Solução	1,000E+06	3,828E+13		6,31636		1,00					
	Pontuação (0-4)	3	3	0	3	0	3	0	0	0	0	0
	Classificação	0,45	0,45	0	1,65	0	0,45	0	0	0	0	3
4	Solução	1,000E+06	3,956E+13		7,31861		4,00					
	Rol.superior	1,000E+06					4,00					
	Rol.inferior	1,000E+06					4,00					
4	Pontuação (0-4)	3	3	0	2	0	2	0	0	0	0	0
	Classificação	0,45	0,45	0	1,1	0	0,3	0	0	0	0	2,3

