



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

Faculdade de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica
Curso de Engenharia Mecânica

Relatório de Estágio

Dimensionamento de um Dispositivo para a remoção de revestimentos de tubos com ciclos de produção com falhas

Autor:

Cachamba, Leandro Fernando Lopes

Supervisor da Faculdade:

Eng.º. Arsénio Maringule

Supervisor da Empresa:

Johannes Jacobus Bronkhorst

Maputo, Julho de 2022



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

Faculdade de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica
Curso de Engenharia Mecânica

Relatório de Estágio

**Dimensionamento de um Dispositivo para a remoção de
revestimento de tubos com ciclos de produção com falhas**

Autor:

Cachamba, Leandro Fernando Lopes

Supervisor da Faculdade:

Eng^o. Arsénio Maringule

Supervisor da Empresa:

Johannes Jacobus Bronkhorst

Maputo, Julho de 2022



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE

Faculdade de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica
Curso de Engenharia Mecânica

Dimensionamento de um Dispositivo para a remoção de revestimento de tubos em ciclos de produção com falhas

Eu, Leandro Fernando Lopes Cachamba estudante do 5º nível do curso de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, submeto este trabalho como requisito para a aquisição do grau de Licenciatura em Engenharia Mecânica.

Aprovado por:

.....

Eng.º. Arsénio Maringule, Supervisor da UEM

.....

Johannes Bronkhorst, Supervisor da Capital Star Steel

.....

Membro de Júri 1

.....

Membro de Júri 2

.....

Membro de Júri 3

Maputo, Julho de 2022

Índice

Lista de figuras.....	ii
Lista de tabelas.....	iii
Lista de símbolos	iii
Lista de abreviaturas e siglas	vi
Agradecimentos	vii
Resumo	viii
Abstract.....	ix
Capítulo I	1
1.1. Introdução.....	1
1.2. Objectivos.....	2
1.2.1. Objectivo geral.....	2
1.2.2. Objectivos específicos	2
1.3. Formulação do problema.....	2
1.4. Justificativa.....	2
1.5. Hipóteses de solução do problema	2
1.6. Metodologia	3
1.7. Apresentação da empresa	3
Capítulo II.....	4
2.1. Revisão bibliográfica	4
2.1.1. Processo de produção de tubos com costura.....	4
2.1.2. Processo de fabricação de tubos ERW.....	6
2.2. Processos de fabricação dos tubos	7
2.2.1. Tratamento e revestimento.....	9
2.2.2. Funções dos tubos produzidos	10
2.3. Projecção de um guincho	10
2.3.1. Constituintes de um guincho eletromecânico	10
2.3.1.5. Veio.....	13
Capítulo III.....	15
3.1. Dimensionamento do guincho	15
3.1.1. Cálculo cinemático.....	15
3.1.2. Cálculo da transmissão por cadeia	20
3.1.3. Dimensionamento do veio do órgão executivo.....	23
3.1.4. Dimensionamento do veio secundário	25

3.1.5. Escolha dos materiais para os veios.....	28
3.1.6. Escolha das tensões admissíveis à torção.	28
3.1.7. Escolha dos rolamentos.....	28
3.1.8. Determinação dos comprimentos entre os pontos de aplicação das reacções	29
3.1.9. Cálculo testador dos veios	40
3.1.10. Cálculo testador dos rolamentos	47
3.2. Parâmetros e escolha do redutor	50
3.3. Escolha do gancho	50
3.4. Dimensionamento e escolha do material do raspador.....	50
Capítulo IV.....	51
4. Avaliação económica	51
4.1. Determinação dos custos dos componentes	51
4.2. Determinação do volume do revestimento dos tubos.	51
4.3. Quantidade de revestimento gasto por dia devido as perdas	52
Capítulo V.....	53
5. Desenhos do projecto.....	53
Capítulo VI.....	53
5.1. Conclusões e recomendações.....	53
5.2. Bibliografia	54
Anexos	55

Lista de figuras

Figura 1: Etapas de fabricação de tubos por dobramento contínuo e soldagem ERW (Fonte: Tenaris Confab)	5
Figura 2: Processos de fabricação dos tubos (fonte: site oficial da capital star steel)	7
Figura 3: Componentes básicos de um cabo de aço (Manual de máquinas de elevação e transportes).....	11
Figura 4: Esquema do processo de remoção do revestimento	16
Figura 5: Parâmetros geométricos do veio principal	23
Figura 6: Dimensões reais do veio executivo	25
Figura 7: Parâmetros geométricos do veio secundário	25
Figura 8: Dimensões reais do veio secundário	28
Figura 9: Rolamento de rolos cónicos	29
Figura 10: Esquema de forças nos veios.....	30
Figura 11:Forças e reacções no veio no plano YOZ.....	30
Figura 12: Forças e reacções no veio no plano XOZ.....	32
Figura 13: Diagrama dos momentos flectores e tursor no veio	34
Figura 14: Forças e reacções no veio secundário no plano YOZ	35
Figura 15: Forças e reacções no veio secundário no plano XOZ	37

Figura 16: Diagrama dos momentos flectores e torsor no veio secundario	39
Figura 17: Gancho giratório.....	55

Lista de tabelas

Tabela 1: Indicadores para polias e tambores (Fonte: Melconian 2008).....	12
Tabela 2: Tipos de aços utilizados em veios (Fonte: Melconian 2008).....	13
Tabela 3: Características do motor eléctrico (Fonte: Guia para o calculo cinemático de acionamentos 1996)	19
Tabela 4: Parâmetros dos rolamentos do veio	29
Tabela 5: cálculo das reações de apoio do veio principal no YOZ.....	31
Tabela 6: cálculo dos esforços internos no veio principal no plano YOZ.....	31
Tabela 7: cálculo das reações de apoio do veio principal no plano XOZ.....	32
Tabela 8: cálculo dos esforços internos no veio principal no plano XOZ.....	33
Tabela 9: cálculo das reações de apoio do veio secundário no YOZ.....	36
Tabela 10: cálculo dos esforços internos no veio secundário no plano YOZ.....	36
Tabela 11: cálculo das reações de apoio do veio secundario no plano XOZ.....	37
Tabela 12: cálculo dos esforços internos no veio secundário no plano XOZ.....	38
Tabela 13. Custos dos componentes	51
Tabela 14. Quantidade de revestimento.....	51
Tabela 15. Quantidade de revestimento gasto por dia	52

Lista de símbolos

Cálculo cinemático

D_t – Diâmetro do tambor motor	[mm]
$e^{f \times \alpha}$ – Coeficiente de tensão total do tambor motor	
f – Coeficiente de atrito	
F_t – Força tangencial	[N]
k_s – Coeficiente de segurança para o cálculo da potência	
n_1 – Frequência de rotações do veio I	[rpm]
n_2 – Frequência de rotações do veio II	[rpm]
n_3 – Frequência de rotações do veio III	[rpm]
n_{ME} – Frequência de rotações do veio do motor eléctrico	[rpm]
n_t – Frequência de rotações do veio do tambor	[rpm]
P – Potência no veio do tambor motor	[kW]
P_1 – Potência no veio I	[kW]
P_2 – Potência no veio II	[kW]
P_3 – Potência no veio III	[kW]
P_4 – Potência no veio IV	[kW]

P_{ME} – Potência no veio do motor eléctrico	[kW]
P_{calc} – Potência calculada do veio do tambor motor	[kW]
T_1 – Torque no veio I	[N.m]
T_2 – Torque no veio II	[N.m]
T_3 – Torque no veio III	[N.m]
u_g – Relação de transmissão geral	
u_{gcalc} – Relação de transmissão geral calculada	
v – Velocidade do guincho	[m/s]
Δu_g – Desvio da relação de transmissão geral	
η_{cad} – Rendimento da transmissão por cadeia	[%]
η_g – Rendimento mecânico geral do accionamento	[%]
η_{psf} – Rendimento da transmissão de parafuso sem/fim	[%]
η_{rol} – Rendimento no par de rolamentos	[%]

Cálculo projectivo da transmissão por cadeia

a – Distância interaxial da transmissão por cadeia	[mm]
a_{calc} – Distância interaxial recalculada	[mm]
a_{real} – Distância interaxial real	[mm]
d_1 – Diâmetro primitivo da roda estrelada motriz	[mm]
d_2 – Diâmetro primitivo da roda estrelada movida	[mm]
F_0 – Força exercida pela aceleração de gravidade	[N]
F_{ab} – Força sobre o veio causada pela transmissão por cadeia	[N]
F_{rup} – Força de ruptura da cadeia	[N]
F_t – Força tangencial na transmissão por cadeia	[N]
F_v – Força centrífuga na transmissão por cadeia	[N]
g – Aceleração de gravidade	[m/s ²]
k_i – Inclinação da transmissão por cadeia, em graus	
K – Coeficiente de segurança a resistência estática	
K_a – Coeficiente da distância interaxial	
K_d – Coeficiente de carda dinâmica	
K_e – Coeficiente de exploração	
K_i – Coeficiente de inclinação da transmissão em relação ao plano horizontal	
K_{lub} – Coeficiente que considera o cárter de lubrificação da transmissão;	
K_n – Coeficiente que considera a frequência de rotações a entrada	
K_r – Coeficiente que tem em conta o regime de trabalho da transmissão	

K_{reg}	– Coeficiente de regulação da tensão da cadeia	
K_t	– Coeficiente que considera a temperatura do meio	
K_z	– Coeficiente que considera o número de dentes da roda estrelada motriz	
L	– Comprimento da cadeia	[mm]
L_c	– Número de elos da cadeia	
n_{01}	– Frequência de rotação próxima a da roda estrelada motriz	[rpm]
n_1	– Frequência de rotações do veio à entrada da transmissão	[rpm]
n_{1crit}	– Frequência crítica na transmissão por cadeia	[rpm]
P_1	– Potência de entrada na transmissão	[kW]
p_c	– Passo da cadeia	[mm]
P_{cal}	– Potência calculada	[kW]
$[P_{cal}]$	– Potência admissível	[kW]
q	– Massa linear da cadeia	[kg/m]
u_{cad}	– Relação de transmissão da transmissão por cadeia	
u_{real}	– Relação de transmissão real da transmissão por cadeia	
v	– Velocidade de deslocamento da cadeia	[m/s]
z_{01}	– Número de dentes próximo ao da roda estrelada motriz	
z_1	– Número de dentes da roda estrelada motriz	
z_{1min}	– Número mínimo de dentes da roda estrelada motriz	
z_2	– Número de dentes da roda estrelada movida	
Δu_{cad}	– Desvio da relação de transmissão da transmissão por cadeia	
Δu_{psf}	– Desvio da relação de transmissão por parafuso sem-fim	
Δu	– Desvio das relações de transmissão da transmissão por cadeia e por parafuso sem-fim	
l	– Comprimento do tubo	
t	– Tempo de remoção do revestimento	

Lista de abreviaturas e siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
API	American Petroleum Institute (Instituto Americano de Petróleo)
DIN	Instituto Alemão para Normalização
ERW	Electric resistance welding
FBE	Fusion Bonded Epoxy (epóxy termo-curável)
HFI	High frequency induction (indução de alta frequência)
HAZ	heat affected zone (zona termicamente afectada)
PEAD	Polietileno de alta densidade
S.A	Sociedade anonima
CQ	Controle de Qualidade
AEP	Avaliação Económica de Projectos

Agradecimentos

Em primeiro lugar agradecer a Deus pelo dom da vida e por ter permitido que conseguisse ultrapassar os obstáculos encontrados ao longo do curso, agradecer á minha Mãe Balbina de Jesus Lopes pelos incontáveis sacrifícios que fez para que hoje eu terminasse a minha licenciatura, ao meu Pai afectivo Cachamba Amaral por me ter mostrado como é a vida, ao meu irmão Edson Cachamba por ter acreditado em mim quando até eu perdi a fé, a minha parceira Onésia Saveca pelo suporte emocional e espiritual, aos meus irmãos Amarilda Cachamba e Celso Saúte pelo amor e puxões de orelhas.

Mas como a caminhada não é suportada apenas pela família, agradeço ao engenheiro Arsénio Maringule por ter me guiado e instruído para que este relatório ganhasse vida, aos meus amigos e familiares que de forma directa ou indirecta sempre fizeram questão de estar presentes na minha vida pessoal e estudantil.

Resumo

Os tubos são produtos que podem ser usados para o transporte de fluidos bem como para construção de estruturas metálicas de diversos tipos, e para o presente projecto falar-se-á sobre os tubos de transporte de fluidos. Sendo que estes são utilizados em indústrias de processamento, químicas, petroquímicas, refinarias de petróleo, alimentícia e farmacêutica. Os tubos são divididos em dois grandes principais, que são, tubos sem costura e com costura. Os tubos sem costura são fabricados por três processos industriais (laminação, processo de fundição e extrusão) e os tubos com costura são obtidos por soldadura. Estes tubos são na maior parte fabricados de aço e dependendo do seu campo de aplicação podem levar um revestimento (externo ou interno) com o objectivo de estender a sua durabilidade.

O processo de revestimento é o foco do presente projecto, como resultado de maior desperdício de revestimento durante a produção de tubos, ao longo do período de estágio na Capital Star Steel e que tem como objectivo dimensionar um guincho para remoção desse revestimento em ciclos de produção com falhas.

Palavras-chave: guincho, fabricação de tubos, revestimentos de tubos.

Abstract

The pipes are products that can be used for the transport of fluids as well as for the construction of metallic structures of various types, and for this project we will talk about the fluid transport pipes. These are used in processing, chemical, petrochemical, oil refinery, food and pharmaceutical industries. Pipes are divided into two main ones, i.e. seamless and welded, where seamless pipes are manufactured by three industrial processes (rolling, casting and extrusion) and welded pipes are obtained by welding. And these pipes are mostly made of steel and depending on their field of application may take a coating (external or internal) in order to extend their durability.

The coating process is the focus of the present project, as a result of the observation of the pipe production during the internship period at Capital Star Steel and aims to dimension a winch to remove this coating in faulty production cycles.

Keywords: winch, pipe manufacturing and coating

Capítulo I

1.1. Introdução

Após a fabricação das condutas, consoante a sua finalidade, estas tem passado por um processo de revestimento das suas camadas internas como forma de proteger contra a corrosão e aumentar a vida útil dos mesmos.

Os tubos passam pela aplicação de duas camadas de revestimentos de polímeros extrudados de duas extrusoras consecutivas separadas. Este processo é feito utilizando dispositivos especiais.

O dispositivo por utilizar neste projecto, será um guincho, que é um dispositivo composto geralmente por um tambor enrolado por um cabo de aço, motor eléctrico conectado ao tambor por meio da correia, ou acoplamento e neste por sua vez, será anexado o raspador de revestimento.

O presente o relatório de estágio é feito como forma de conclusão do curso de licenciatura em Engenharia Mecânica na Universidade Eduardo Mondlane, dimensionando um guincho para a remoção rápida do revestimento no interior de tubos. O relatório compreende seis capítulos, sendo que no primeiro é feita uma resenha introdutória, passando pela apresentação dos objectivos a serem alcançados, de seguida é feita a formulação e apresentação do problema identificado explicando também o porquê deste ter sido considerado um problema, a metodologia usada para a sua resolução e por fim a apresentação da empresa e a descrição detalhada dos processos de produção usados na fábrica. No segundo capítulo é feita a fundamentação teórica, apresentação das definições para uma melhor percepção do assunto em causa. De seguida, entramos no capítulo 3 onde são feitos os cálculos de dimensionamento do dispositivo que será usado para remover o revestimento interno dos tubos cementados. No quarto capítulo temos a avaliação económica do projecto, no quinto temos os desenhos. E de seguida entramos no sexto e último capítulo onde são tiradas as conclusões obtidas como resultado da realização do projeto e apresentadas as fontes usadas para a realização e enriquecimento do mesmo.

1.2. Objectivos

1.2.1. Objectivo geral

- Consolidar os conhecimentos teóricos adquiridos na faculdade sobre o dimensionamento de máquinas.

1.2.2. Objectivos específicos

- Dimensionamento de um guincho para remoção de revestimentos internos de tubos;
- Avaliação das perdas de material de revestimento dos tubos.

1.3. Formulação do problema

Disperdício massivo do revestimento no interior dos tubos durante o processo de fabricação, culminando com o aumento variável do capital investido, morosidade em atingir as metas de produção e entrega devido a falhas no revestimento, manuseamento e armazenamento.

1.4. Justificativa

Os factores que levaram ao projecção do guincho são:

Durante o revestimento do tubo (com o cimento), por vezes o cimento tem se desprendido e caindo, fazendo com que este seja removido totalmente do interior do tubo para se voltar a revestir o tubo. A remoção deste cimento deve ser feita de uma forma rápida, para evitar que a massa seque e torne-se inútil, aumentando assim a quantidade de massa usada e consequentemente o custo da operação.

Como forma flexibilizar o processo de remoção do revestimento e evitar a inutilização da massa, será projectado um guincho que terá a finalidade de remover o revestimento após se verificar a irregularidade deste dentro do tubo.

1.5. Hipóteses de solução do problema

- Dimensionamento de um guincho, com o cabo acoplado a um dispositivo para permitir a remoção rápida do revestimento interior. Esse deverá ter uma potência suficiente para permitir que a remoção ocorra com eficiência.

1.6. Metodologia

Para obter resultados e respostas acerca dos objectivos traçados no trabalho, foi feita uma pesquisa individual em manuais de dimensionamento de máquinas da mesma natureza encontrados na biblioteca da faculdade de engenharia, material de apoio das disciplinas de órgãos de máquinas, máquinas de elevação e transporte, materiais, e outros elaborados por varios docentes desta faculdade. Foi tambem feita uma pesquisa na internet, consultas frequentes com os supervisores da faculdade assim como consultas com os técnicos da empresa Capital Star Steel ligados ao assunto.

1.7. Apresentação da empresa

A Capital Star Steel SA, com sede em Moçambique, uma filial da empresa sul-africana Lionsteel com fabrica tubos de aço soldados de alta frequência e serve a indústria internacional de petróleo e gás e a indústria mineira em toda a África, com centros de vendas e distribuição com base global.

A visão da empresa é construir uma reputação inigualável como fornecedor do mercado sul-africano de soluções rentáveis e feitas à medida das necessidades das tubagens ERW (electric resistance welding).

A Capital Star Steel S.A tem uma fábrica de classe mundial no Parque Industrial de Beluluane, Distrito de Boane, Província de Maputo, Moçambique, que tem capacidade para produzir 200.000 toneladas de tubos por ano. Esta estabelece uma cadeia de fornecimento de matérias-primas a nível mundial e esta actualmente a expandir a sua infra-estrutura de distribuição a nível internacional. Com um fornecimento constante garantido de electricidade de Cahorra Bassa e perfeitamente situado perto do porto portuário de Maputo, e das principais linhas de estradas arteriais que levam à África do Sul, Botswana, Angola, Zimbabwe, Zâmbia e Tanzânia, tem a capacidade de entregar "a tempo e horas" a qualquer projecto, seja em África ou em qualquer parte do globo.

A fábrica da Capital Star Steel SA foi concebida utilizando apenas a melhor maquinaria e equipamento de classe, e é gerida por uma equipa de gestão de topo com vasta experiência na indústria de tubos de grande diâmetro, assegurando assim que a sua linha de tubos de aço de grande diâmetro cumpre os padrões de qualidade mundial, tal como os estabelecidos pelo

American Petroleum Institute, em virtude da especificação API 5L e 5CT (são as especificações do tubo).

A sua vantagem competitiva reside, portanto, nas seguintes capacidades:

- Produção a baixo custo;
- Localização ideal para fornecer qualquer destino no globo;
- A mais recente tecnologia no fabrico de tubos de aço de grande diâmetro;
- Excelente cadeia de fornecimento de aço de classe mundial;
- Extensa experiência em gestão da indústria de tubos;
- Tem acesso a vários moinhos de tubos em espiral para elogiar a sua gama de produtos;
- Podem criar soluções personalizadas para satisfazer a maioria das suas necessidades de tubagem.

Capítulo II

2.1. Revisão bibliográfica

2.1.1. Processo de produção de tubos com costura

Este processo dá-se por meio da compressão de chapas ou tiras em rolos conformadores por forma a conferir a forma cilíndrica a chapa e posteriormente soldadas ERW para formar o tubo com velocidades que variam de 10 a 120 m/min e com frequência alta, isto é, 200 a 500 kHz.

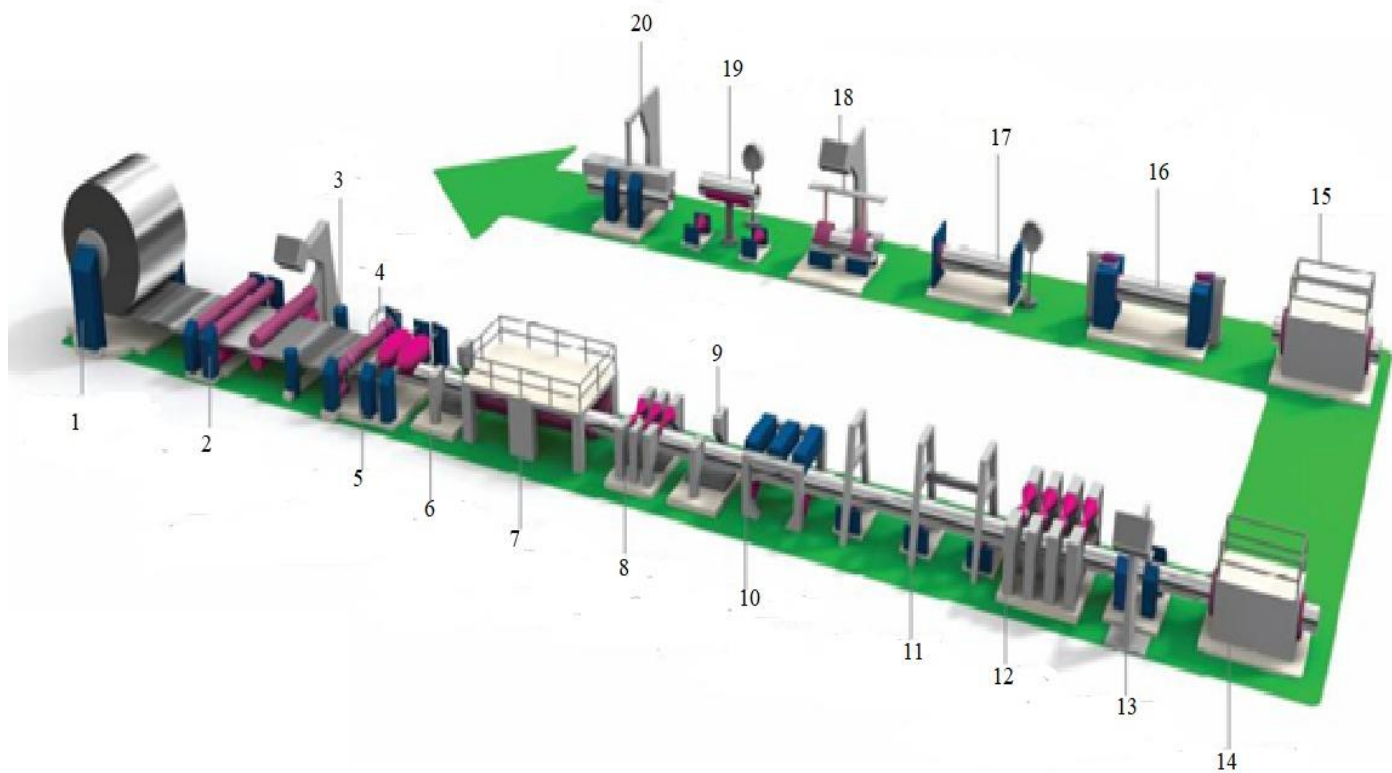


Figura 1: Etapas de fabricação de tubos por dobramento contínuo e soldagem ERW (Fonte: Tenaris Confab)

Legenda:

- | | |
|---------------------------|--------------------------|
| 1. Desbobinadeira; | 11. Resfriamento; |
| 2. Ultra-som de bobinas; | 12. Calibradores; |
| 3. Guia; | 13. Ultra-som; |
| 4. Rolo puxador; | 14. Cortador movel; |
| 5. Pré-formador de chapa; | 15. Cortador estacionar; |
| 6. Formador de bordas; | 16. Torno; |
| 7. Gaiola de rolos; | 17. Teste; |
| 8. Passo de aleta; | 18. Ultra-som final; |
| 9. Solda; | 19. Pesagem e medição |
| 10. Tratamento térmico; | 20. Verniz. |

No processo de fabricação ERW HFI, a bobina de aço é formada mecanicamente para o diâmetro do tubo requerido, depois disso é aplicada uma corrente de alta frequência para

aquecer o tubo para fundir o skelp para formar o cordão de soldadura. Como o material de adição não é aplicado, o cordão se torna uma parte homogeneia de todo o tubo completo, garantindo assim as especificações de resistência e desempenho de energia exigidas sejam garantidas.

A alta qualidade e um tubo totalmente liso, é garantido durante o processo de remoção de cordoes de soldadura tanto internamente como externamente.

Desde a aquisição da matéria-prima até o produto acabado, o produto passa pelo padrão de qualidade internacional, garantindo assim a mais alta qualidade. Os testes de qualidade que os tubos são sujeitos, são:

1. Imediatamente depois da soldadura, o cordão de soldadura é inspecionado por ultra-som na linha;
2. A zona afectada pelo calor é recozida para garantir que a estrutura do grão seja normalizada;
3. Os tubos são enta endireitados e dimensionados para as tolerâncias necessárias antes de serem cortadas ao comprimento;
4. Depois que as extremidades são chanfradas, o tubo é testado hidrostaticamente sob pressão;
5. Para garantir a conformidade da qualidade com o padrão/especificação exigido, os tubos então são testados por ultra-som;
6. Finalmente os tubos são inspecionados, pesados e marcados, podendo ser envernizados antes do envio. Os tubos também podem ser transferidos para a planta de revestimento para o tratamento de proteção contra corrosão, conforme exigido pelos clientes.

2.1.2. Processo de fabricação de tubos ERW

O acumulador permite que a tira de aço seja continuamente alimentada na secção de formação, onde os tubos são formados longitudinalmente usando uma combinação de passes de formação e tecnologia de gaiola. Este processo também incorpora a formação de bordas e é controlado com precisão por meio de ajustes finos na gaiola de formação. As configurações do moinho para vários diâmetros, espessura de parede e tipos de aço são registradas em num banco de dados de configuração do moinho, garantindo assim uma qualidade precisa e repetitiva.

Após o processo de conformação, os tubos são soldados por indução de alta frequência (HFI). Após a soldagem, a HAZ é recozida usando aquecimento por indução de média frequência e, em seguida, resfriada a ar. Os tubos são então cortados no comprimento usando um corte flutuante. Comprimentos de tubo entre 6 e 18 metros podem ser produzidos fora da fábrica. Todos os tubos são então revestidos para preparar as extremidades dos tubos para soldagem em campo ou flangeamento conforme exigido pelo cliente. Todos os tubos são fabricados tendo em conta o meio de funcionamento e a seguir submetidos a testes hidroestáticos para conferir se de facto o tubo fabricado responde aos requisitos de funcionamento. As costuras de solda são novamente testadas por ultrassom por uma equipe técnica altamente qualificada para garantir que nenhuma rachadura seja formada durante o processo de teste de pressão.

2.2. Processos de fabricação dos tubos

O processo de fabricação dos tubos até os seus revestimentos seguem as seguintes etapas:

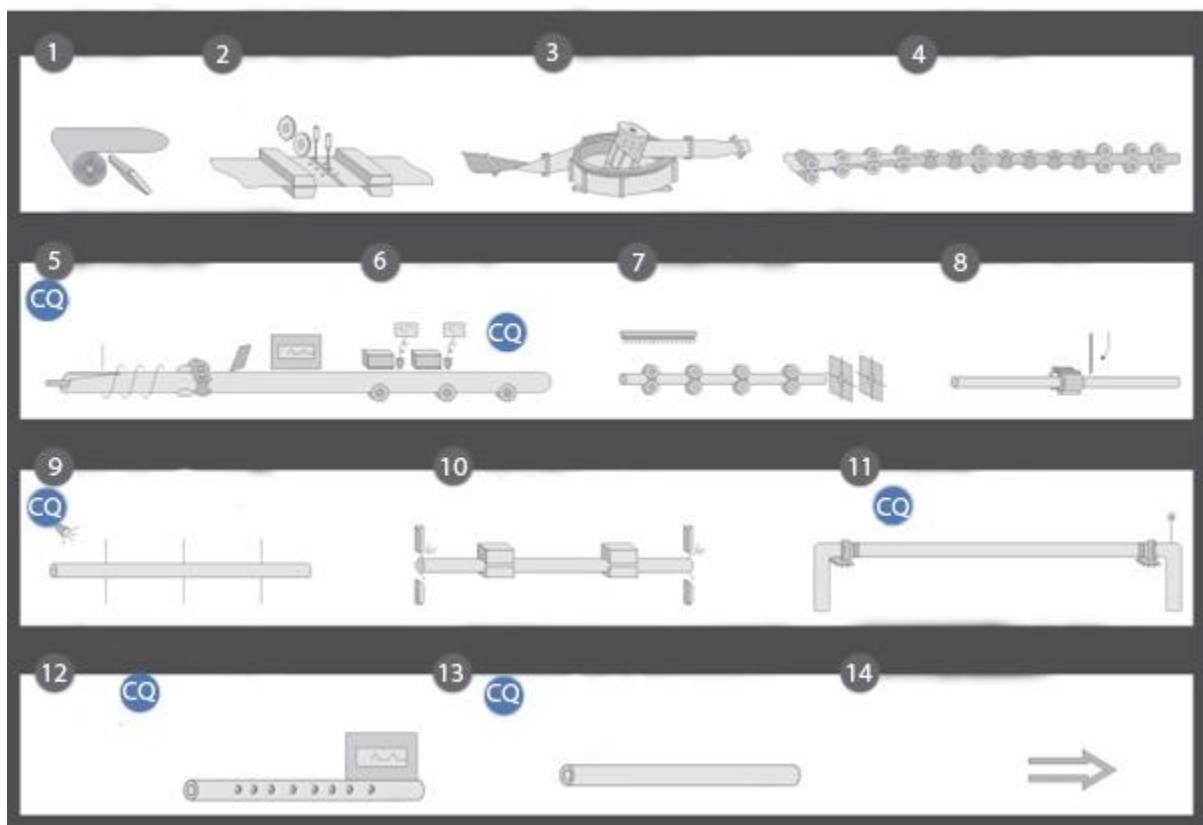


Figura 2: Processos de fabricação dos tubos (fonte: site oficial da capital star steel)

- CQ – Controle de Qualidade

Legenda:

1. **Desbobinagem** - É neste ponto onde a matéria prima (rolo de chapa), também conhecido por bobina, é desbobinada;
2. **Preparação** – Nesta etapa a chapa depois de desbobinada, é cortada de acordo com o diâmetro de tubo pretendido, e preparam-se as extremidades para permitir a união de bobinas por soldadura por arco submerso, em seguida a chapa é rebobinada e por fim entra na linha de produção onde a primeira máquina é a de soldadura que une as bobinas para garantir a continuidade da produção.
3. **Acumulador em espiral** – Esta máquina tem a função de acumular grandes quantidades de chapas já preparadas para abastecer a linha de produção, para garantir que a produção não pare enquanto são abastecidas novas bobinas;
4. **Formação do tubo** – neste ponto existe uma série de rolos deformadores que tem como função transformar a chapa em tubo por meio de deformação a frio;
5. **Costura** – Neste ponto é feita a soldadura do tubo e a remoção do excesso de material do cordão do lado interno e do lado externo;
6. **Recozidor de cordão** – Aqui o cordão é recozido para eliminar a zona termicamente afectada durante a soldadura;
7. **Arrefecedor** – Neste ponto o tubo é arrefecido por ar e por água, entrando de seguida numa série de rolos que têm a função de reformar o tubo, isto é, acertar o alinhamento longitudinal e circular;
8. **Cortador** – Esta máquina tem a função de medir o comprimento e cortar o tubo de acordo com o comprimento desejado;
9. **Primeira inspeção e marcação** – Neste sector são verificadas as medidas do tubo como diâmetro e comprimento, a circularidade e o alinhamento longitudinal e também são marcados os tubos com o nome do cliente e especificações do tubo;
10. **Chanframento** – Neste ponto é onde são feitos os chanfros;
11. **Teste hidrostático** – Neste teste o tubo é submetido a um fluxo de água a elevadas pressões para testar se o tubo pode ou não resistir às pressões no local de aplicação;
12. **Teste do cordão por ultrassom** – É onde verifica-se a integridade do cordão usando uma máquina de ultrassom;
13. **Pesagem, medição e marcação final** – Nesta secção verificam-se os parametros como peso, comprimento e diâmetro, e faz-se a marcação final do tubo com as respectivas especificações;
14. **Revestimento** – Neste ponto é onde o tubo é revestido externa e/ou internamente dependendo do pedido do cliente. De salientar que nem todos tubos passam por este processo, alguns saem do ponto anterior direto para o armazenamento. Este é o ponto de mais interesse para o presente projecto, pois é onde o problema foi identificado;

2.2.1. Tratamento e revestimento

2.2.1.1. Processo de revestimento dos tubos

As superfícies externas dos tubos devem passar por um processo abrangente de limpeza abrasiva antes que qualquer aplicação de revestimentos possa ser feita. Este processo consiste em jateamento externo, usando rotores mecânicos. Os tubos jateados por areia até SA 2% são então revestidos externamente. Primeiro os tubos são aquecidos por um processo de indução de média frequência, onde depois, os tubos entram em uma cabine de pulverização onde o pó epóxi ligado por fusão é aplicado electrostaticamente à superfície. Os tubos passam então pela aplicação de duas camadas de revestimentos de polímeros extrudados de duas extrusoras consecutivas separadas. A primeira extrusora aplica uma camada de adesivo copolímero e a segunda aplica uma camada de polietileno de alta densidade. Os tubos são então resfriados em um banho de têmpera para garantir que o revestimento esteja bem curado antes do manuseio. As extremidades dos tubos são então escovadas mecanicamente para remover o revestimento de polietileno conforme exigido pela especificação, para garantir que o revestimento não seja afetado quando os tubos forem unidos por soldagem de topo no local. Os revestimentos de proteção feitos, são:

2.2.1.1.1 Proteção externa

Revestimentos de 3 camadas estão se tornando cada vez mais populares onde a corrosão e a proteção mecânica de tubulações são necessárias. Isto é conseguido através da aplicação de um revestimento inicial de FBE para proteção contra corrosão, seguido de um adesivo de copolímero e uma camada protetora de polietileno ou polipropileno que fornece proteção contra danos mecânicos. Revestimentos de três camadas funcionam bem em altas temperaturas de operação.

O Polietileno de alta densidade (PEAD) aplicado directamente ao tubo usando um processo decolagem por extrusão. Ele fornece proteção econômica aos tubos contra danos mecânicos, ataque químico e corrosivo.

As características do produto consistem em:

- Alto impacto e resistência ao estresse do solo;
- Capacidade de aceitar a flexão de tubos sem danificar o revestimento;
- Alta rigidez dielétrica e resistência elétrica;

- Revestimentos Epóxi Líquidos podem ser aplicados onde a tubulação é exposta a uma atmosfera externa agressiva, como dentro de uma fábrica de produtos químicos ou em instalações costeiras.

2.2.1.1.2. Proteção interna

Revestimentos epóxis líquidos têm sido utilizados com sucesso por muitos anos em sistemas de transporte de água, esgoto, produtos químicos e petroquímicos. Vários graus estão disponíveis para atender requisitos de serviço.

O revestimento de concreto de argamassa de cimento é o meio de revestimento preferido especificado pelos projetistas para serviços de água potável. O sistema oferece um equilíbrio adequado entre desempenho e considerações econômicas em relação à corrosão, proteção contra desgaste, facilidade de instalação e custo final.

2.2.2. Funções dos tubos produzidos

Algumas das aplicações tubos produzidos, consistem em:

- Transmissão do petróleo e gás, incluindo as linhas off-shore;
- Transmissão de água;
- Revestimento e tubos;
- Transmissão de esgotos;
- Membros estruturais para pontes e edifícios;
- Curvas e conexões de tubos de aço fabricados;
- Secção retangular e quadrada para aplicações estruturais.

2.3. Projecção de um guincho

Segundo Niemann os guinchos devem ser projectados e dimensionados de modo que sejam mais compactos e mais simples possível, para reduzir ao mínimo o peso e tamanho.

2.3.1. Constituintes de um guincho eletromecânico

2.3.1.1. Cabo de aço

É o elemento que irá sustentar içar ou elevar a carga directamente. Os cabos de aço são formados por feixes de fios (perna) de aços, varia-se a quantidade, diâmetro e flexibilidade destes fios (arames).

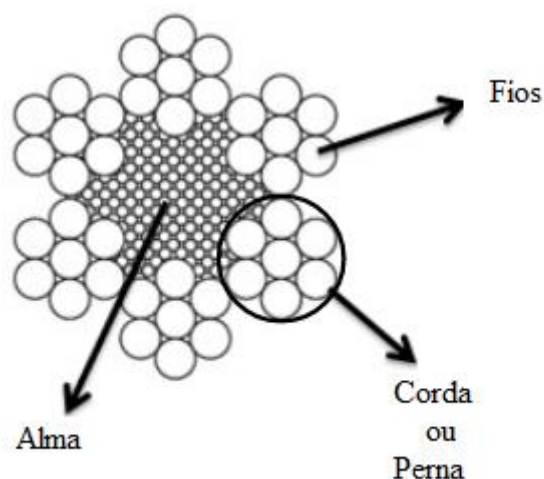


Figura 3: Componentes básicos de um cabo de aço (Manual de máquinas de elevação e transportes)

Os cabos de aço classificam-se em três tipos: Warrington, seale e filler, diferenciados com relação à flexibilidade e resistência a abrasão. Para definir qual o cabo a ser usado basta quantificar o peso máximo a ser içado e qual factor de segurança para a aplicação. No entanto, para o guincho o fator é cinco, isto é, significa que a força de ruptura mínima do cabo é cinco vezes a carga máxima do cabo (MELCONIAN, 2000).

2.3.1.2. Gancho

Gancho acessório para equipamentos de guindar e transportar, utilizados para içar cargas. Deve ser usado um gancho que suporta a carga projectada, levando-se em conta sempre o valor acima da carga limite do mesmo para uma maior segurança do equipamento e seus usuários com fator de segurança 5. E a sua escolha é feito com auxílio da tabela 5 dos anexos.

2.3.1.3. Roldana

É o elemento de construção mecânica girante que fica apoiado em um eixo fixo ou móvel, com canal por onde o cabo de aço irá passar, e que pode ser usado para mudar o sentido e a direção da força aplicada. O diâmetro da roldana é dimensionado de acordo com tipo e o diâmetro do cabo de aço escolhido, atentando-se ao fator de segurança e carga de ruptura suportado (MELCONIAN, 2008).

2.3.1.4. Tambor

É o dispositivo que deve enrolar e tracionar o cabo, que é constituído pelo eixo, cubo e auréolas, que limitam o enrolar do cabo no sentido longitudinal do mesmo. O diâmetro do tambor deve estar baseado no diâmetro do cabo de aço calculado, de acordo com a aplicação e carga de ruptura, usando o coeficiente de segurança equivalente (MELCONIAN, 2000).

O diâmetro do tambor deve ser de acordo com o diâmetro do cabo de aço calculado, de acordo com a aplicação e carga de ruptura, usa o coeficiente de segurança equivalente (MELCONIAN, 2008).

O diâmetro do tambor deve ser igual ao nº de vezes do diâmetro do cabo escolhido de acordo com a tabela abaixo (composição do cabo de aço e o número de vezes o diâmetro do cabo de aço escolhido).

Tabela 1: Indicadores para polias e tambores (Fonte: Melconian 2008)

Composição do cabo	Diâmetro da polia do tambor	
	Recomendado	Mínimo
6 × 7	72	42 vezes o Ø do cabo
6 × 19 Seale	51	34 vezes o Ø do cabo
18 × 7 não rotativo	51	34 vezes o Ø do cabo
6 × 21 Filler	45	30 vezes o Ø do cabo
6 × 25 Filler	39	26 vezes o Ø do cabo
6 × 19 (2 operacoes)	39	26 vezes o Ø do cabo
8 × 19 Seale	39	26 vezes o Ø do cabo
6 × 36 Filler	34	23 vezes o Ø do cabo
6 × 41 Filler ou Warrington-Seale	31	21 vezes o Ø do cabo
8 × 25 Filler	31	21 vezes o Ø do cabo
6 × 37 (3 operacoes)	27	18 vezes o Ø do cabo
6 × 43 Filler (2 operacoes)	27	18 vezes o Ø do cabo
6 × 61 Warrington (3 operacoes)	21	14 vezes o Ø do cabo

O diâmetro do tambor e determinado pela seguinte expressão:

$$D_t = d_c \times N \text{ [mm]} \quad (1)$$

Onde:

D_t – diâmetro do tambor;

d_c – diâmetro do cabo de aço;

N – número de vezes o cabo de aço escolhido.

2.3.1.5. Veio

É o elemento de construção mecânica que pode ter características: de seção circular lisa, estriada, quadrada, sextavado, entre outros. É o que irá suportar o tambor e transmitir o movimento circular para tracionar o cabo de aço, no caso do guincho eletromecânico.

O eixo deve ser fabricado de aço de acordo com a norma DIN tabela 2 e ABNT, de acordo com a tensão e momento torsor (MELCONIAN, 2008).

Tabela 2: Tipos de aços utilizados em veios (Fonte: Melconian 2008)

Aço-carbono		
DIN	Composição (Teores médios %)	ABNT
St 42,11	C 0.25 Si 0.2 Mn 0.6	1025
St 50,11	C 0.35 Si 0.2 Mn 0.7	1035
St 60,11	C 0.45 Si 0.2 Mn 0.8	1045
St 70,11	C 0.50 Mn 0.8	1060
Aço liga		
20 Mn Cr ₄	C 0.2 Mo 0.5 Cr 0.4	4120
25 Mo Cr ₄	C 0.3 Mn 0.5	4130
50 Cr V ₄	C 0.5 Si 0.3 Mn 0.9 Cr V 0.2	6150

2.3.1.6. Motor elétrico

É um dispositivo que transforma energia elétrica em energia mecânica (energia cinética), ou seja, é o que vai dar movimento à máquina. Para a escolha do motor deve-se ter em conta o ambiente de operação, tipo de tensão e frequência elétrica, economia, condições de serviços como: carga, esforços mecânicos, quantidade de partida durante o trabalho, potência, rotação, entre outros (FRANCHI, 2008).

Para esta aplicação, ao se observar os fatores de seleção, deve-se usar motores assíncronos trifásicos com gaiola de esquilo, pois são os mais utilizados em conjunto com comandos elétricos, na indústria; devido ao seu custo, robustez e facilidade para inversão do sentido de rotação. Também se leva em consideração a potência e a rotação desejada (FRANCHI, 2008).

2.3.1.7. Redutor

Um redutor de velocidade é um elemento de máquina. É um dispositivo mecânico que consiste em um conjunto de veios, com engrenagens cilíndricas de dentes retos, helicoidais, cônicas ou somente com uma coroa com parafuso sem fim que tem como função principal a redução da rotação (velocidade) de um acionador, que na maioria das vezes é um motor elétrico. Utiliza-se um redutor de velocidade quando existe a

necessidade de adequar a rotação do motor para a rotação requerida pelo dispositivo a ser acionado. Além disso, aumenta-se consideravelmente o torque na saída.

De acordo com Cestari (2002), a seleção do redutor é determinada a partir da potência, torque requerido pela máquina movida, tipo de carga e rotação de trabalho, e não pela potência do motor a ser utilizado.

Os redutores mais comuns são: helicoidais de eixos paralelos, redutores planetários, e os de rosca sem fim, coroa de bronze ou ortogonal (CESTARI, 2002). Redutores helicoidais de eixos paralelos são de fácil reversibilidade, quando é exercida uma força tangencial com o equipamento parado, característica esta que é peculiar do guincho eletromecânico. Logo se faz necessário a instalação de dispositivo contra-recuo (freio) se este for escolhido. Também possui médio custo, bom rendimento e manutenção de médio custo (CESTARI, 2002). Redutores planetários são: redutores que possuem alto torque, ótimo rendimento e são compactos. Mas quando precisam de manutenção, estas têm custos mais elevados devido a uma forma construtiva mais complexa.

Os redutores rosca sem fim, coroa de bronze, possuem rendimentos menores em relação aos outros tipos, mas quando dotados de grandes reduções possuem características de irreversibilidade e custo de manutenção baixo. São redutores simples, compactos e podem ser aplicado praticamente em todas as máquinas de baixa velocidade. Bom para aplicação no guincho eletromecânico, pois o mesmo possui a característica de irreversibilidade, mas mesmo assim deve-se usar dispositivo anti-recuo (freio) para uma maior segurança para esta aplicação. Determina-se o torque necessário, a potência de entrada e a redução (CESTARI, 2002).

2.3.1.8. Mancais

O mancal pode ser definido como suporte ou guia em que se apoia o eixo. Depende-se da solicitação de esforços, os mancais podem ser de deslizamento ou de rolamento. Mancais de deslizamento geralmente são constituídos de uma bucha fixada num suporte. Esses mancais são usados em máquinas pesadas ou em equipamentos de baixa rotação, porque à baixa velocidade evita superaquecimento dos componentes expostos ao atrito, que ocorre entre a superfície do eixo e a superfície na qual o eixo seria fixado ou apoiado (CASTELETI, 2012). Já os mancais de rolamento são utilizados quando há necessidade de maior velocidade e menor atrito. O mancal de rolamento é mais adequado para o guincho (CASTELETI, 2012).

2.3.1.9. Acoplamentos

Acoplamento é um conjunto mecânico, constituído de elementos de máquina, empregado na transmissão de movimento de rotação entre duas árvores ou eixos-árvore. Os acoplamentos são classificados em fixos, elásticos e móveis. Os acoplamentos fixos servem para unir árvores de tal maneira que funcionem como se fossem uma única peça e alinham as árvores de forma precisa. Por motivo de segurança, os acoplamentos devem ser construídos de modo que não apresentem nenhuma saliência.

Os acoplamentos elásticos são construídos em forma articulada, elástica ou articulada e elástica, eles permitem a compensação de até seis graus de ângulo de torção e deslocamento angular axial (CASTELETI, 2012). Já os acoplamentos móveis são empregados para permitir o jogo longitudinal das árvores, esses acoplamentos transmitem força e movimento somente quando acionados, isto é, obedecem a um comando. Os acoplamentos móveis podem ser: de garras ou dentes. E a rotação é transmitida por meio do encaixe das garras ou de dentes.

Capítulo III

3.1. Dimensionamento do guincho

3.1.1. Cálculo cinemático

O cálculo cinemático comporta o cálculo da potência desenvolvida pelo motor eléctrico e a escola do motor eléctrico.

Determinação da força de tensão máxima no cabo

Para a determinação desta força, precisa-se conhecer os valores do peso do equipamento que será arrastado e o coeficiente de atrito entre o tubo e o equipamento responsável por aplicar o cimento.

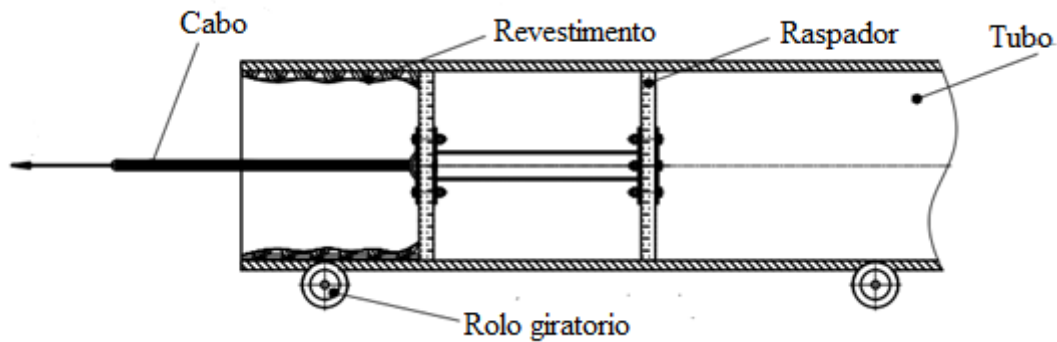


Figura 4: Esquema do processo de remoção do revestimento

$$F_t = \mu \times m \times g \text{ [N]} \quad (2)$$

Onde:

μ – Coeficiente de atrito;

m – Massa do equipamento [kg];

g – Aceleração de gravidade [m/s²].

Assim da fórmula 1, temos:

$$F_t = 0.25 \times 11 \times 10 = 27.5 \text{ N}$$

Determinação da carga de rotura calculada

Segundo [3], a carga de rotura é determinada pela seguinte fórmula:

$$F_r = K_s \times S_{max} \text{ [N]} \quad (3)$$

Onde:

$K_s = 5 \dots 6$ - é o coeficiente normativo de segurança da resistência;

S_{max} - É a força de tensão máxima no cabo (força tangencial máxima no cabo).

Substituindo os valores na equação (3) da carga de ruptura obtém-se:

$$F_r = 5 \times 27.5 = 137.5 \text{ N}$$

Com o valor da força de rotura (F_r) escolhe-se o diâmetro do cabo (d_c) e a tensão de ruptura (σ_r) na tabela 5 de [1] (pagina10). Como o valor de $F_r=27.5\text{N}$, não consta na tabela escolhem-se os valores correspondentes ao mais próximo imediatamente superior que é de $F_r=35.5\text{KN}$, que serão:

$$dc = 8.3mm \quad \sigma_r = 1600MPa$$

Determinação do diâmetro do tambor motor

O diâmetro do tambor determina-se usando a seguinte fórmula:

$$Dt \geq dc(e - 1) \text{ [mm]} \quad (4)$$

Onde:

e – É o coeficiente que se escolhe das normas para máquinas de elevação e transporte; vulgarmente, para os regimes leves faz-se $e = 20$;

d_c – É o diâmetro do cabo

Substituindo os valores na equação (4) obtém-se:

$$Dt \geq dc(e - 1) = 8.3 \times (20 - 1) = 157.7mm$$

Determinação do diâmetro calculado do tambor

Considerando que o cabo se enrola numa camada sobre o tambor determina-se o diâmetro calculado do tambor:

$$D_{tcalc} = Dt + dc = 157.7 + 8.3 = 166mm \quad (5)$$

Determinação da frequência de rotação do tambor

O diâmetro do tambor calculado determina-se pela expressão:

$$n_t = \frac{60000 \times v}{\pi \times D_{tcalc}} \text{ [rpm]} \quad (6)$$

Onde:

v – Velocidade do cabo, em [m/s];

D_{tcalc} – diâmetro calculado do tambor, em [mm]

l – comprimento do tubo, em [m];

t – tempo estimado para a remoção completa do revestimento, em [s];

Substituindo os valores na equação (6) obtém-se:

$$n_t = \frac{60000 \times v}{\pi x D t_{cal}} = \frac{60000 \times l \times t}{\pi x D t_{cal}} = \frac{60000 \times 18 \times 90}{\pi x 166} = \frac{60000 \times 0.2}{\pi x 166} = 23 \text{ rpm}$$

Determinação da potência sobre o veio do tambor

A potência sobre o veio do tambor motor determina-se da seguinte maneira:

$$P = v \times S_{max} [W] \quad (7)$$

$$P = 0.2 \times 27.5 = 5.5 W$$

Determinação da espessura da parede do tambor

A espessura da parede do tambor é determinada recorrendo-se a seguinte formula:

$$\delta_{max} = 1.2 x d_c = 1.2 \times 8.3 = 9.96 \text{ mm} \quad (8)$$

Escolha do motor eléctrico

A escolha do motor eléctrico faz-se segundo a potência desenvolvida no veio motor do accionamento (P_{calc}), que se determina com base na potência do veio motor do tambor, contando com o rendimento global do accionamento.

Cálculo da potência do motor eléctrico

$$P_{cal} = \frac{p}{\eta_g}, [kW] \quad (9)$$

Onde:

P – Potência no veio motor do tambor, em kW;

η_g - Rendimento geral do accionamento

Determinação do rendimento geral do accionamento

O rendimento geral do accionamento será dado pela seguinte equação:

$$\eta_g = \eta_{cad} \cdot \eta_{rol}^3 \cdot \eta_{psf} \quad (10)$$

Onde:

η_{cad} – É o rendimento mecânico na transmissão por cadeia;

η_{rol} – É o rendimento mecânico nos mancais de rolamento;

η_{psf} – É o rendimento mecânico da transmissão por parafuso sem fim.

Da tabela 10 de [1] são escolhidos os seguintes valores de rendimentos:

$$\eta_{cad} = 0,95; \quad \eta_{rol} = 0,99; \quad \eta_{psf} = 0,80$$

Substituindo os valores na equação (89) obtém-se:

$$\eta_g = 0.95 \times 0.99^3 \times 0.80 = 0.74$$

Substituindo os valores na expressão (89), para o cálculo da potência obtém-se:

$$P_{calc} = \frac{5.5}{0.74} = 7.43 \text{ kW}$$

Características do motor escolhido são:

Tabela 3: Características do motor eléctrico (Fonte: Guia para o calculo cinemático de acionamentos 1996)

Frequência de rotação síncrona 1500 rpm								
Tipo de motor eléctrico	Potencia [kW]	Para a potência nominal			$\frac{T_{arr}}{T_{nom}}$	$\frac{T_{min}}{T_{nom}}$	$\frac{T_{max}}{T_{nom}}$	Diâmetro do veio de saída
		Potencia nominal	Rendimento Mecânico	Factor de Potência				
4A132S4Y3	7.5	1455	87.5	0.86	2.2	1.7	3.0	38

Com o motor acima pré-selecionado em função da potência e da frequência de rotação, calcula-se a relação de transmissão geral para o motor. A equação a usar é:

$$U_g = \frac{n}{n_t} \quad (11)$$

Onde:

n — é a frequência de rotação do motor eléctrico;

n_t — é a frequência de rotação do tambor;

U_g — é a relação de transmissão geral.

$$U_g = \frac{1455}{23} = 63.26$$

Como,

$$u_g = u_{parafuso \text{ sem-fim}} \times u_{cadeia} \rightarrow u_{cadeia} = \frac{u_g}{u_{parafuso \text{ sem-fim}}}$$

Deste modo, o valor arbitrado para a relação de transmissão do redutor e o valor calculado da relação de transmissão para a cadeia é apresentado a seguir:

Considerando $u_{parafuso\ sem-fim} = 16$

$$u_{cadeia} = \frac{63.26}{16} = 3.95$$

Admite-se $u_{cadeia} = 4$.

3.1.2. Cálculo da transmissão por cadeia

a) Escolha do número de dentes das rodas estreladas

$$z_3 = 25\ dentes \rightarrow i = 4; \quad z_4 = i \times z_1 = 4 \times 25 = 100\ dentes$$

Calcula-se a relação de transmissão real:

$$u_{real} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{25} = 4 \quad (12)$$

b) Escolha da distância interaxial, em termos de números de passos

$$a_{opt} = (30 \dots 50) \times P_c \quad (13)$$

$$a = 40 \times P_c$$

c) Cálculo da potência calculada

$$P_{cal} = P_3 \times k_e \times k_z \times k_n \leq [P_{cal}] \quad (14)$$

$$k_e = k_d \times k_a \times k_i \times k_{reg} \times k_{lub} \times k_r \times k_t$$

Onde:

k_e - é o coeficiente de exploração;

k_d - Coeficiente de carga dinâmica;

k_a - Coeficiente de comprimento da cadeia;

k_i - Coeficiente de inclinação da transmissão relativamente ao plano horizontal;

k_{reg} - Coeficiente de regulação da tensão na cadeia;

k_{lub} - Coeficiente que considera o carácter da lubrificação da transmissão;

k_r - Coeficiente que tem em conta o regime de trabalho da transmissão;

k_t - Coeficiente de temperatura do meio.

$k_d = 1.3$, (para cargas com choques)

$k_a = 1$, para $a_{opt} = (30 \dots 50) \times P_c$

$k_t = 1$, para temperaturas entre -25 e 150°C

$k_i = 1$, para inclinação maior que 60°

$k_{reg} = 1$, para transmissões sem regulação da tensão

$k_{lub} = 1$, para transmissões com lubrificação gota a gota regular ou com lubrificação do interior da articulação

$k_r = 1.25$, para trabalho em dois turnos

$$P_3 = \frac{P_4}{\eta_{cadeia} \times \eta_{rol}} = \frac{5.5}{0.95 \times 0.99} = 5.86 \text{ W}$$

P_4 –é a potência do veio executivo;

P_3 –é a potência de saída do redutor.

$$k_e = 1.3 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1.25 \times 1 = 1.63$$

$$k_n = \frac{n_{01}}{n_3} = \frac{50}{23 \times 4} = 0.54 \quad (15)$$

Os valores experimentais de n_{01} são 50, 200, 400, 600, 800, 1200, 1600. Escolhe o valor de 50 rpm pois é o mais próximo da frequência do veio de entrada.

$$k_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{25} = 1 \quad (16)$$

$$P_{cal} = 5.86 \times 1.63 \times 1 \times 0.54 = 5.15 \text{ W} < [P_{cal}]$$

A escolha do $[P_{cal}]$ é feita da Tabela 13.4 do [4], e deve ser maior que a potência calculada.

Para $n_{01} = 50$ rpm e $z_{01} = 25$ escolhe-se $[P_{cal}] = 0.19 \text{ kW}$, o passo da cadeia é $p_c = 12.7 \text{ mm}$.

A cadeia escolhida segundo a tabela de [4] é a ПП–12.7-900-1 (norma Gost), carga de ruptura igual a 900 N e massa linear igual a 0.30 kg/m

d) Cálculo da distância interaxial

$$a = 40 \times P_c = 40 \times 12.7 = 508 \text{ mm}$$

e) Velocidade de deslocamento da cadeia

$$v = \frac{z \times P_c \times n}{60000} = \frac{25 \times 12.7 \times 92}{60000} = 0.49 \text{ m/s}$$

f) Cálculo do número de elos

$$L_c = \frac{2 \times a}{P_c} + \frac{z_3 + z_4}{2} + \left(\frac{z_4 - z_3}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{P_c}{a} \quad (17)$$
$$L_c = \frac{2 \times 508}{12.7} + \frac{25 + 100}{2} + \left(\frac{25 - 100}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{12.7}{508} = 146.06$$

$$L_c = 146.06$$

Escolhe-se um número inteiro de elos, preferivelmente par: $L = 148$ elos

g) Recalculo da distância interaxial

$$a_{cal} = \frac{P_c}{4} \times \left[L_c - \frac{z_3 + z_4}{2} + \sqrt{\left(L_c - \frac{z_3 + z_4}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{z_4 - z_3}{2 \times \pi} \right)^2} \right] \quad (18)$$

$$a_{cal} = \frac{12.7}{4} \times \left[148 - \frac{25 + 100}{2} + \sqrt{\left(148 - \frac{25 + 100}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{100 - 25}{2 \times \pi} \right)^2} \right] = 520.9 \text{ mm}$$

$$a_{cal} = 520.86 \text{ mm}$$

Assim, a distância interaxial real será:

$$a_{real} = (0.996 \dots 0.998) \times a_{cal} = 518.78 \dots 519.82 \text{ mm} \quad (19)$$

Escolhe – se $a = 519 \text{ mm}$

h) Cálculo dos diâmetros de trabalho das rodas estreladas

$$d_3 = \frac{P_c}{\sin\left(\frac{\pi}{z_3}\right)} = \frac{12.7}{\sin\frac{\pi}{25}} = 101.33 \approx 102 \text{ mm}$$

$$d_4 = \frac{P_c}{\sin\left(\frac{\pi}{z_4}\right)} = \frac{12.7}{\sin\frac{\pi}{100}} = 404.32 \approx 405 \text{ mm}$$

As forças na transmissão podem ser calculadas por:

$$F_t = \frac{P_3}{v} = \frac{0.006 \times 1000}{0.49} = 11.96 \text{ N}$$

$$F_v = q \times v^2 = 0.3 \times 0.49^2 = 0.072 \text{ N}$$

$$F_0 = k_f \times a \times q \times g = 1 \times 0.519 \times 0.3 \times 9.81 = 1.53 \text{ N}$$

A frequência de ressonância pode ser determinada por:

$$n_{3.crit} = 30 \times \sqrt{\frac{F_t}{q}} \times \frac{1}{z_3 \times a} \quad (20)$$

$$n_{3.crit} = 30 \times \sqrt{\frac{11.96}{0.3}} \times \frac{1}{25 \times 0.519} = 14.6 < n_3 = 92 \text{ rpm}$$

E assim não há ocorrência da ressonância.

3.1.3. Dimensionamento do veio do órgão executivo

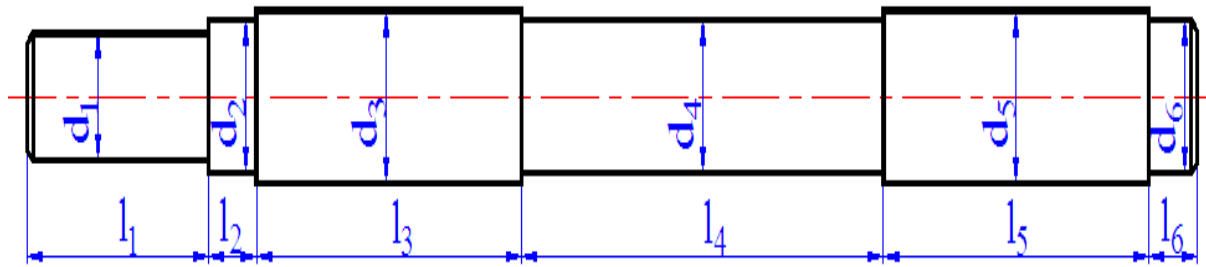


Figura 5: Parâmetros geométricos do veio principal

Dimensões do tambor

$D_t = 166 \text{ mm}$ (Diâmetro do tambor)

$l_t = 650 \text{ mm}$ (Comprimento do tambor)

Dimensões do veio

$d_1 = 40 \text{ mm}$ (diâmetro do escalão da união elástica).

$$l_1 = (1 \dots 1,5) \times d_1 + 1,5a \quad (21)$$

Onde:

a – Medida axial da tampa do rolamento [$a = 8 \dots 25$ (20) mm].

Assim,

$$l_1 = 40 \dots 60 + 1,5 \times 25 = 77 \dots 97,5 \text{ mm}$$

$$l_1 = 80 \text{ mm}$$

O diâmetro do escalão 2 será:

$$d_2 = d_1 + 2 \times t \quad (22)$$

Assim,

$$d_2 = 40 + 2 \times 2,2 = 44,4 \text{ mm}$$

Onde da tabela, $t = 2,2 \text{ mm}$ e $d_2 = 45 \text{ mm}$ (diâmetro interno do rolamento)

Escolha preliminar dos rolamentos

A partir de {6}, escolha – se rolamento FAG 30208A, com os seguintes parâmetros:

Parâmetros geométricos

Diâmetro do anel interno: $d = 45 \text{ mm}$

Diâmetro do anel externo: $D = 75 \text{ mm}$

Largura do anel $B = 20 \text{ mm}$

Parâmetros dinâmicos

Capacidade de carga dinâmica: $C_r = 61 \text{ kN}$

Capacidade de carga estática: $C_0 = 86.5 \text{ kN}$

A partir das características do rolamento, tem-se:

$$l_2 = B = 20 \text{ mm}$$

O diâmetro do escalão três em calculado a partir da seguinte formula:

$$d_3 = d_2 + 3,2 \times r \quad (23)$$

r – Valor aproximado dos raios de curvatura ($r = 2 \text{ mm}$).

Assim:

$$d_3 = 45 + 3,2 \times 2 = 51.4 \text{ mm}$$

Normalizando: $d_3 = 52 \text{ mm}$

O comprimento do escalão três a partir da fórmula 13 será

$$l_3 = 2 \times d_3 + a + s \quad (24)$$

Onde:

s – É o espaço entre o tambor motor e a tampa do rolamento, [$s = 10 \dots 15 (10) \text{ mm}$].

Assim:

$$l_3 = 2 \times 52 + 20 + 10 = 134 \text{ mm}$$

O diâmetro do escalão 4 será:

$$d_4 = d_3 - 2 \times f \quad (25)$$

Onde:

f – Altura do chanfro ($f = 2 \text{ mm}$).

Assim:

$$d_4 = 52 - 2 \times 2 = 48 \text{ mm}$$

O comprimento do escalão 4 será calculado pela fórmula:

$$l_4 = l_t - (l_3 + l_5) \quad (26)$$

Assim,

$$d_5 = d_3 = 52 \text{ mm}$$

$$l_5 = l_3 = 134 \text{ mm}$$

Daqui, obtém – se:

$$l_4 = 650 - (134 + 134) = 382 \text{ mm}$$

$$d_6 = d_2 = 45 \text{ mm}$$

$$l_6 = l_2 = 20 \text{ mm}$$

Com as dimensões reais calculadas, tem – se o seguinte esboço do veio executivo:

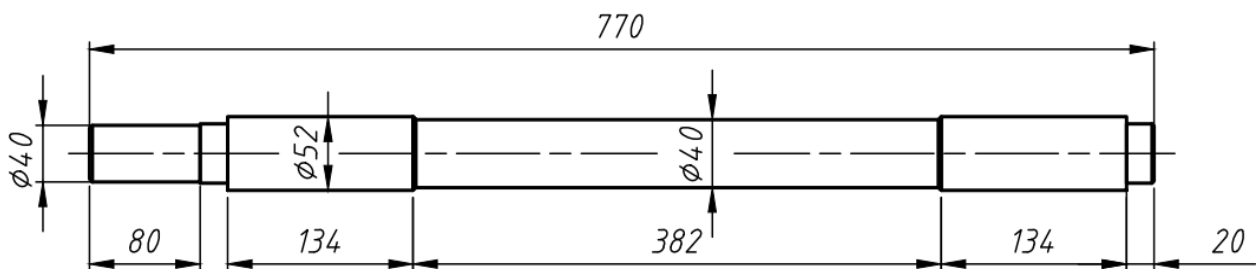


Figura 6: Dimensões reais do veio executivo

3.1.4. Dimensionamento do veio secundário

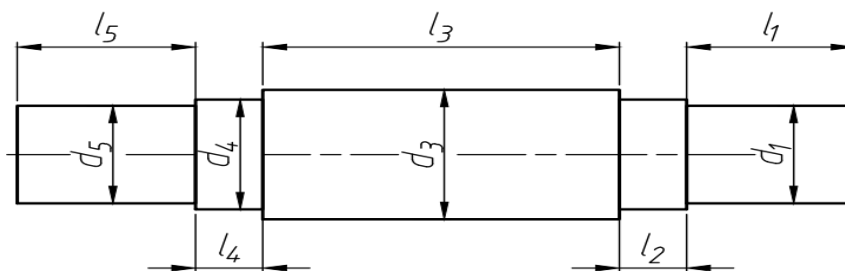


Figura 7: Parâmetros geométricos do veio secundário

$d_1 = 40 \text{ mm}$ (diâmetro da união elástica).

$$l_1 = (1 \dots 1,5) \times d_1$$

$$l_1 = 40 \dots 60 \text{ mm}$$

Assim,

$$l_1 = 50 \text{ mm}$$

O diâmetro do escalão 2 será:

$$d_2 = d_1 + 2 \times t$$

Assim,

$$d_2 = 40 + 2 \times 2,5 = 45 \text{ mm}$$

Onde da tabela, $t = 2,5 \text{ mm}$ e $d_2 = 45 \text{ mm}$ (diâmetro interno do rolamento)

Escolha preliminar dos rolamentos

A partir de {6}, escolhe – se rolamento FAG 30208A, com os seguintes parâmetros:

Parâmetros geométricos

Diâmetro do anel interno: $d = 45 \text{ mm}$

Diâmetro do anel externo: $D = 75 \text{ mm}$

Largura do anel $B = 20 \text{ mm}$

Parâmetros dinâmicos

Capacidade de carga dinâmica: $C_r = 61 \text{ kN}$

Capacidade de carga estática: $C_0 = 86.5 \text{ kN}$

A partir das características do rolamento, tem-se:

$$l_2 = B = 20 \text{ mm}$$

O diâmetro do escalão três em calculado a partir da seguinte formula:

$$d_3 = d_2 + 3,2 \times r$$

r – Valor aproximado dos raios de curvatura ($r = 2.5 \text{ mm}$).

Assim:

$$d_3 = 45 + 3,2 \times 2.5 = 53 \text{ mm}$$

Normalizando: $d_3 = 53 \text{ mm}$

O comprimento do escalão três a partir da fórmula 13 será

$$l_3 = 2 \times d_3$$

Assim:

$$l_3 = 2 \times 53 = 106 \text{ mm}$$

O diâmetro do escalão 4 será:

$$d_4 = d_2 = 45 \text{ mm}$$

O comprimento do escalão 4 será calculado pela fórmula:

$$l_4 = l_2$$

Assim,

$d_5 = d_1 = 40 \text{ mm}$ (corresponde ao escalão da roda estrelada)

$$l_5 = l_c$$

Diâmetro do cubo da roda estrelada

$$d_c = 1.6 \times d_5 = 64 \text{ mm},$$

O valor normalizado é $d_c = 63 \text{ mm}$

O comprimento do cubo:

$$l_c = 1.2 \dots 1.5 \times d_5 = 1.3 \times d_5 = 52 \text{ mm}$$

O valor normalizado é $l_c = 53 \text{ mm}$.

Logo:

$$l_5 = l_c = 53$$

Com as dimensões reais calculadas, tem – se o seguinte esboço do veio executivo:

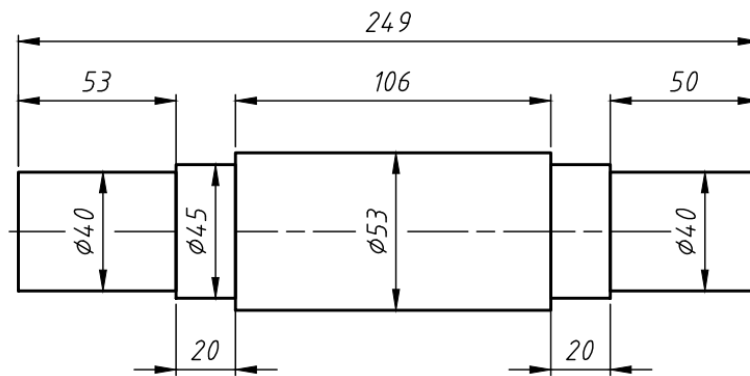


Figura 8: Dimensões reais do veio secundário

3.1.5. Escolha dos materiais para os veios

Os veios são geralmente feitos de aços de construção temperáveis, sendo tanto aços de médio teor de carbono como aços de liga. Os aços típicos são os aços aço 45 e 40X dada a sua temperabilidade. Para este projecto escolhe-se preliminarmente o aço 40X.

3.1.6. Escolha das tensões admissíveis à torção.

Para o cálculo aproximado dos veios usa-se a torção pura, sem consideração do efeito da flexão, concentradores de tensões ou o carácter variável das cargas. Como meio de compensar esta grande aproximação, o valor da tensão admissível é grandemente reduzido:

$[\tau] = (10) 12... 15 (20) \text{ MPa}$ – para veios de redutores e análogos;

$[\tau] = 20... 30 \text{ MPa}$ – para veios de transmissão. Os menores valores de tensões admissíveis são para veios de alta capacidade e vice-versa.

3.1.7. Escolha dos rolamentos

Escolhem-se os rolamentos de rolos cónicos pois estes suportam cargas axiais bem como a cargas radiais.

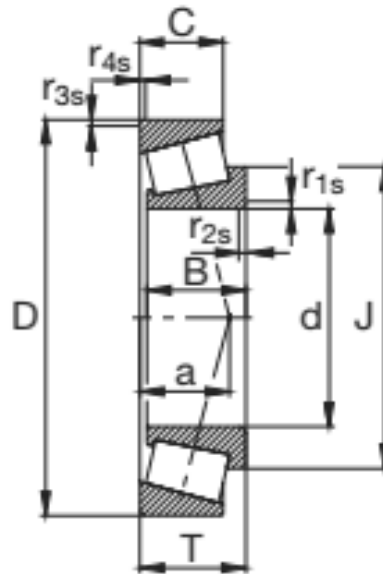


Figura 9: Rolamento de rolos cónicos

Fonte: Catálogo FAG-Rolamentos

Tabela 4: Parâmetros dos rolamentos do veio

Parâmetro	d	D	B	C	T	a	m, kg	C, [kN]	C _o [kN]	e	Y	Designação
	mm											
Valor	45	75	20	15.5	20	17	0.42	61	86.5	0.39	1.53	FAG 30208A

3.1.8. Determinação dos comprimentos entre os pontos de aplicação das reacções

A metodologia usada consiste na projecção dos planos YOZ e XOZ para o cálculo das reacções de apoio e a seguir determinar – se os esforços internos e esboçar – se as respectivas linhas de estado.

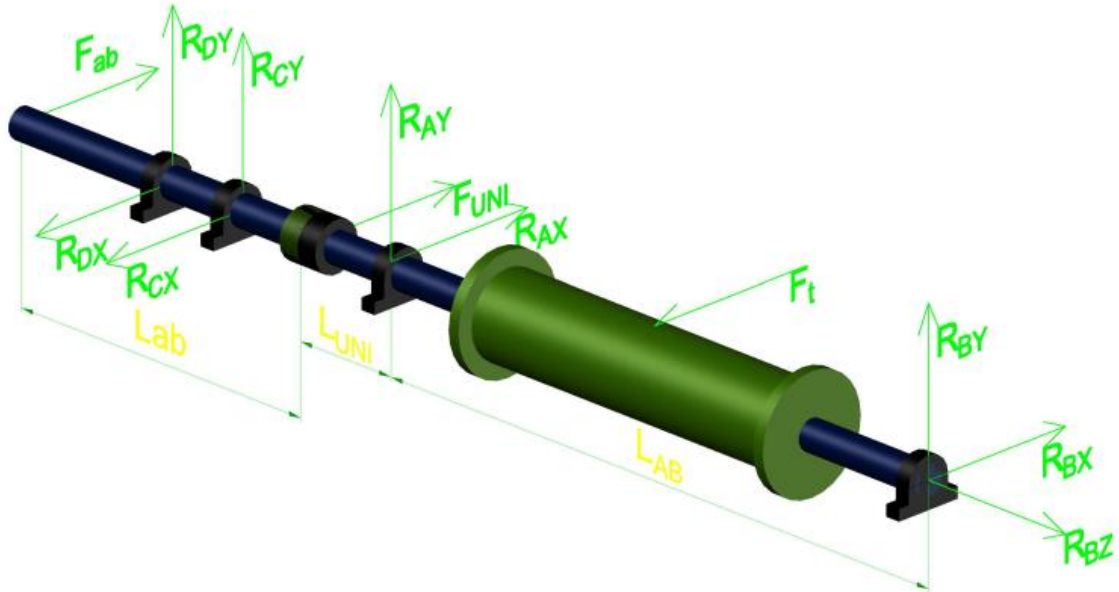


Figura 10: Esquema de forças nos veios

3.1.8.1. Cálculo das reacções dos apoios do veio principal no plano YOZ

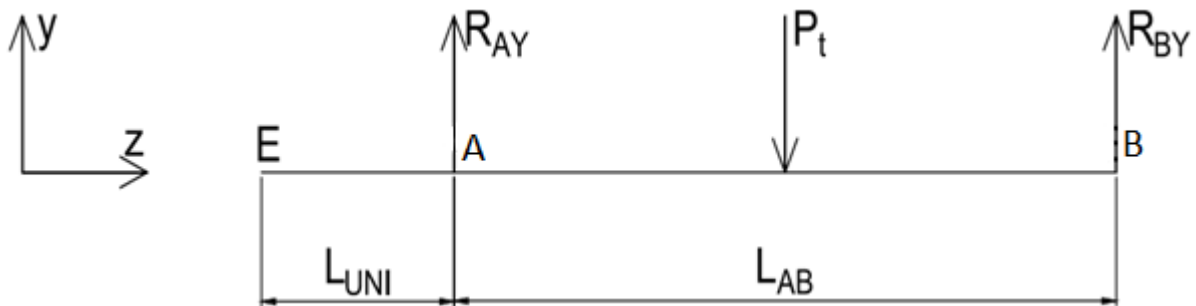


Figura 11: Forças e reacções no veio no plano YOZ

Sendo que:

$$L_{AB} = 2 \times (T + 134) + 382 - 2 \times a = 2 \times (20 + 134) + 382 - 2 \times 17 = 656 \text{ mm}$$

$$L_{UNI} = L_{TOTAL} - L_{AB} = 770 - 656 = 114 \text{ mm}$$

P_t – é o peso do tambor e determinado pela seguinte expressão:

$$P_t = V_t \times \rho_{aço} \times g \text{ [N]} \quad (26)$$

Onde:

V_t – é o volume do tambor;

$\rho_{aço}$ – é a massa específica do aço (7850 kg/m^3);

g – é a aceleração de gravidade (10 m/s^2).

$$V_t = \pi r^2 \times h = \pi \times 3^2 \times 650 = 18378.32 \text{ mm}^3 = 1.84 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Dai que:

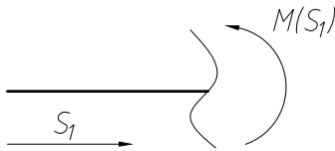
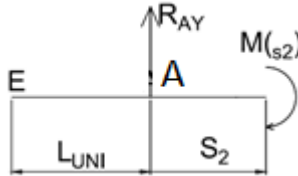
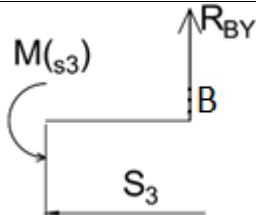
$$P_t = 1.84 \times 10^{-5} \times 7850 \times 10 = 1.44 \text{ N}$$

Tabela 5: cálculo das reações de apoio do veio principal no YOZ

Condições de equilíbrio	Equações	Resultados
$\Sigma F_y = 0$	$R_{Ay} - P_t + R_{By} = 0$	$R_{Ay} = -0.56 \text{ N}$
$\Sigma M_A = 0$	$656 \times R_{By} - 328 \times P_t = 0$	$R_{By} = 2 \text{ N}$

3.1.8.2. Cálculo dos esforços internos no plano YOZ

Tabela 6: cálculo dos esforços internos no veio principal no plano YOZ

	Equações dos Esforços	Esquema	Valores Limite [N × mm]
Trecho 1	$M(s_1) = 0$		$M(0) = 0$ $M(114) = 0$
Trecho 2	$M(s_2) + R_{Ay} \times s_2 = 0$		$M(0) = 0$ $M(328) = 183.68$
Trecho 3	$M(s_3) + R_{By} \times s_3 = 0$		$M(0) = 0$ $M(328) = 656$

3.1.8.3. Cálculo das reacções dos apoios do veio principal no plano XOZ

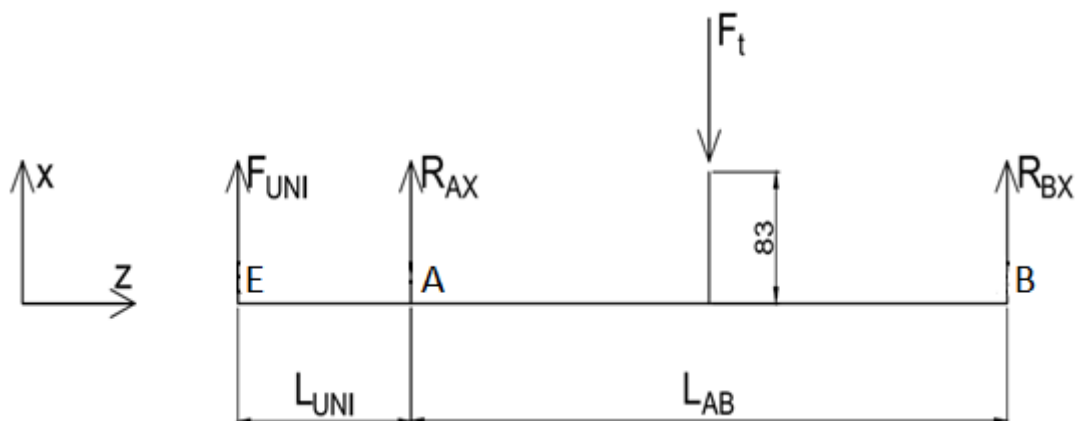


Figura 12: Forças e reacções no veio no plano XOZ

Sendo que:

$$F_{UNI} = 250\sqrt{T} \text{ [N]} \quad (27)$$

Onde:

T —é o torque no veio executivo e calcula-se por:

$$T = 9550 \times \frac{P}{n} \text{ [Nm]} \quad (28)$$

Onde:

P —é a potência em kW;

n —é o número de rotações do veio principal em rpm.

Dai que:

$$T = 9550 \times \frac{0.0055}{23} = 2.28 \text{ Nm}$$

Logo:

$$F_{UNI} = 250 \times \sqrt{2.28} = 377.8 \text{ N}$$

Sabendo que a força tangencial $F_t = 27.5 \text{ N}$ do cálculo inicial do guincho.

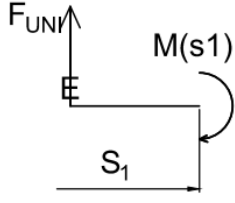
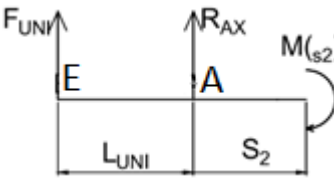
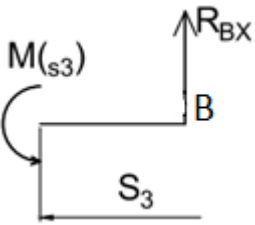
Calcula-se:

Tabela 7: cálculo das reacções de apoio do veio principal no plano XOZ

Condições de equilíbrio	Equações	Resultados
$\Sigma F_x = 0$	$F_{UNI} - F_t + R_{BX} + R_{AX} = 0$	$R_{Ax} = -429.7 \text{ N}$
$\Sigma M_A = 0$	$114 \times F_{UNI} + 328 \times F_t - 656 \times R_{BX} = 0$	$R_{Bx} = 79.4 \text{ N}$

3.1.8.4. Cálculo dos esforços internos no plano XOZ

Tabela 8: cálculo dos esforços internos no veio principal no plano XOZ

	Equações dos Esforços	Esquema	Valores Limite [N × mm]
Trecho 1	$M(s_1) + s_1 \times F_{UNI} = 0$		$M(0) = 0$ $M(114) = -43069.2$
Trecho 2	$M(s_2) + RA_x \times s_2 + (s_2 + L_{UNI}) \times F_{UNI} = 0$		$M(0) = -43069.2$ $M(328) = -26046$
Trecho 3	$M(s_3) + RB_x \times s_3 = 0$		$M(0) = 0$ $M(328) = -26046$

Representação dos diagramas dos esforços

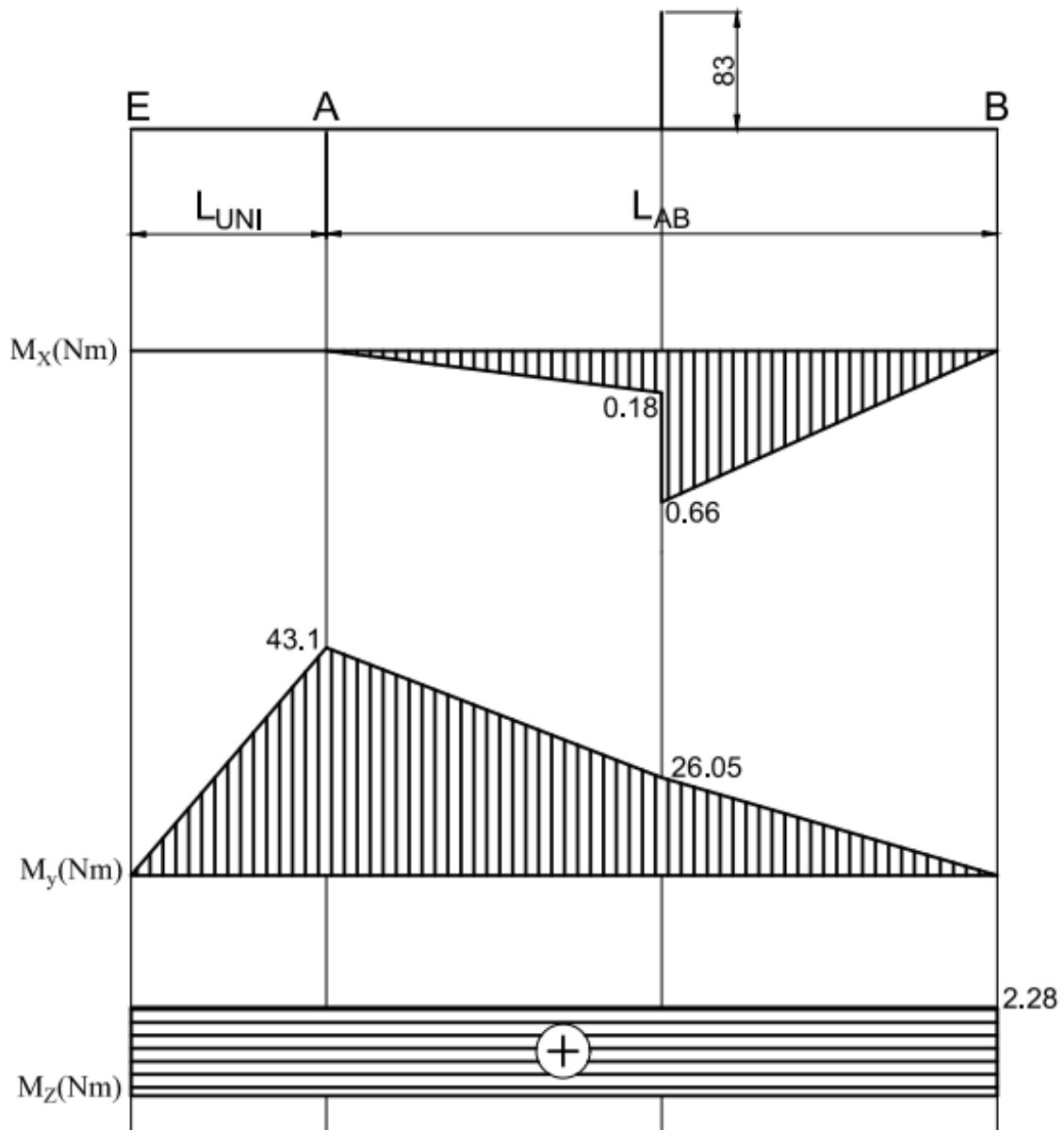


Figura 13: Diagrama dos momentos flectores e torsor no veio

A partir do diagrama dos momentos flectores e torsor calcula-se o momento flector sumário que considera o efeito conjunto dos momentos nos planos.

Para a secção AB (no polo medio do tambor) o momento flector resultante é:

$$M_{RU} = \sqrt{M_{zAB}^2 + M_{yAB}^2} = \sqrt{(26046)^2 + (656)^2} = 26054.26 \text{ N.mm}$$

Para a secção EA (no apoio A) o momento flector resultante é:

$$M_{REA} = \sqrt{M_{zEA}^2 + M_{yEA}^2} = \sqrt{0^2 + (43069.2)^2} = 43069.2 \text{ N.mm}$$

A secção mais carregada é a EA (no apoio A).

Calcula-se o momento reduzido, considerando o efeito do momento torsor no veio:

$$M_{red} = \sqrt{M_{REA}^2 + \alpha \times M_z^2} = \sqrt{43069.2^2 + 1 \times 2280^2} = 43129.51 \text{ N.mm}$$

α – Coeficiente que toma em conta concentração de tensões nas secções transversais consideradas, considerando que não há concentração de tensões: $\alpha = 1.0$

$M_z = T = 2280 \text{ N.mm}$ é o torque no veio principal.

Calcula-se o diâmetro crítico do veio, considerando o diâmetro $d_1 = 40 \text{ mm}$ como o diâmetro médio do veio.

$$d_{cr} = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0.1 \times [\sigma_f]}} = \sqrt[3]{\frac{43129.51}{0.1 \times 60}} = 20.03 \text{ mm}$$

Onde:

$[\sigma_f] = 60 \dots 90 \text{ MPa}$ que é a tensão admissível à flexão do veio. Assume-se o valor médio.

Calcula-se o desvio entre o diâmetro crítico e o diâmetro médio do veio;

$$\Delta d_{m\u00e9dio} = \frac{|d_{m\u00e9dio} - d_{cr}|}{d_{m\u00e9dio}} = \frac{|40 - 20.03|}{40} = 49.92\%$$

O desvio entre o diâmetro crítico e o diâmetro médio não supera os limites recomendados (50...60%), isto é, não há sobredimensionamento do veio. O diâmetro crítico é menor que o médio do veio o que melhora as condições de funcionamento do veio.

3.1.8.5. Cálculo das reacções dos apoios do veio secundário no plano YOZ

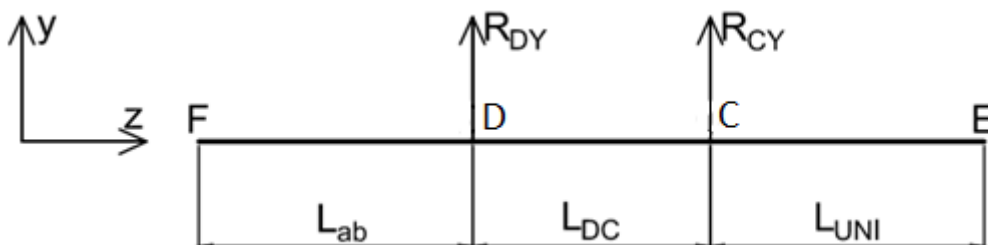


Figura 14: Forças e reacções no veio secundário no plano YOZ

Sendo que:

$$L_{DC} = 2 \times T + 106 - 2 \times a = 2 \times 20 + 106 - 2 \times 17 = 112 \text{ mm}$$

$$L_{UNI} = l_1 + a = 50 + 17 = 67 \text{ mm}$$

$$L_{ab} = l_5 + a = 53 + 17 = 70 \text{ mm}$$

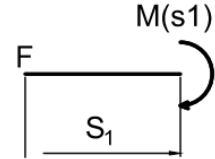
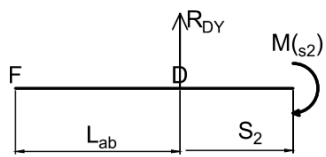
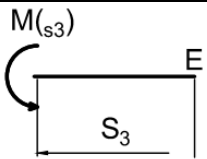
Dai que:

Tabela 9: cálculo das reações de apoio do veio secundário no YOZ

Condições de equilíbrio	Equações	Resultados
$\Sigma F_y = 0$	$R_{Dy} + R_{Cy} = 0$	$R_{Dy} = 0$
$\Sigma M_D = 0$	$L_{DC} \times R_{Cy} = 0$	$R_{Cy} = 0$

3.1.8.6. Cálculo dos esforços internos no plano YOZ

Tabela 10: cálculo dos esforços internos no veio secundário no plano YOZ

	Equações dos Esforços	Esquema	Valores Limite [N × mm]
Trecho 1	$M(s_1) = 0$		$M(0) = 0$ $M(70) = 0$
Trecho 2	$M(s_2) + R_{Dy} \times s_2 = 0$		$M(0) = 0$ $M(70) = 0$
Trecho 3	$M(s_3) = 0$		$M(0) = 0$ $M(67) = 0$

3.1.8.7. Cálculo das reacções dos apoios do veio principal no plano XOZ

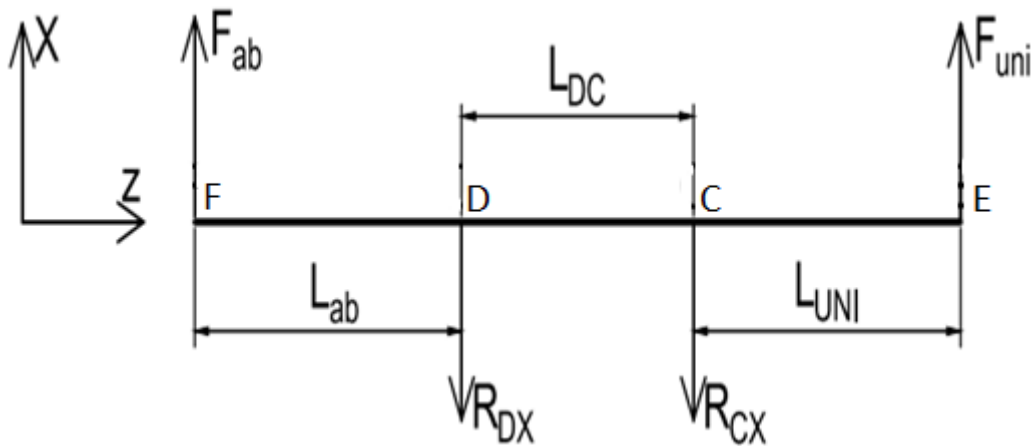


Figura 15: Forças e reacções no veio secundário no plano XOZ

Lembrando que:

$$F_{UNI} = 377.8 \text{ N}$$

E,

$$F_{ab} = \frac{P}{v}$$

Onde:

F_{ab} —é a força na transmissão por cadeia;

P —é a potência do veio de saída do redutor (5.86 W);

v —é a velocidade do veio de saída do redutor (0.49 m/s).

$$F_{ab} = \frac{0.006 \times 1000}{0.49} = 11.96 \text{ N}$$

Tabela 11: cálculo das reacções de apoio do veio secundario no plano XOZ

Condições de equilíbrio	Equações	Resultados
$\Sigma F_x = 0$	$F_{UNI} + F_{ab} - R_{DX} - R_{CX} = 0$	$R_{Cx} = 586.62 \text{ N}$
$\Sigma M_C = 0$	$67 \times F_{UNI} - 182 \times F_{ab} + 112 \times R_{DX} = 0$	$R_{Dx} = -181.32 \text{ N}$

3.1.8.8. Cálculo dos esforços internos no plano XOZ

Tabela 12: cálculo dos esforços internos no veio secundário no plano XOZ

	Equações dos Esforços	Esquema	Valores Limite [N × mm]
Trecho 1	$M(s_1) + s_1 \times F_{ab} = 0$		$M(0) = 0$ $M(70) = -1925$
Trecho 2	$M(s_2) - R_{Cx} \times s_2 + (s_2 + L_{UNI}) \times F_{UNI} = 0$		$M(0) = -25312.6$ $M(112) = -1924.76$
Trecho 3	$M(s_3) + F_{UNI} \times s_3 = 0$		$M(0) = 0$ $M(67) = -25312.6$

Representação dos diagramas dos esforços

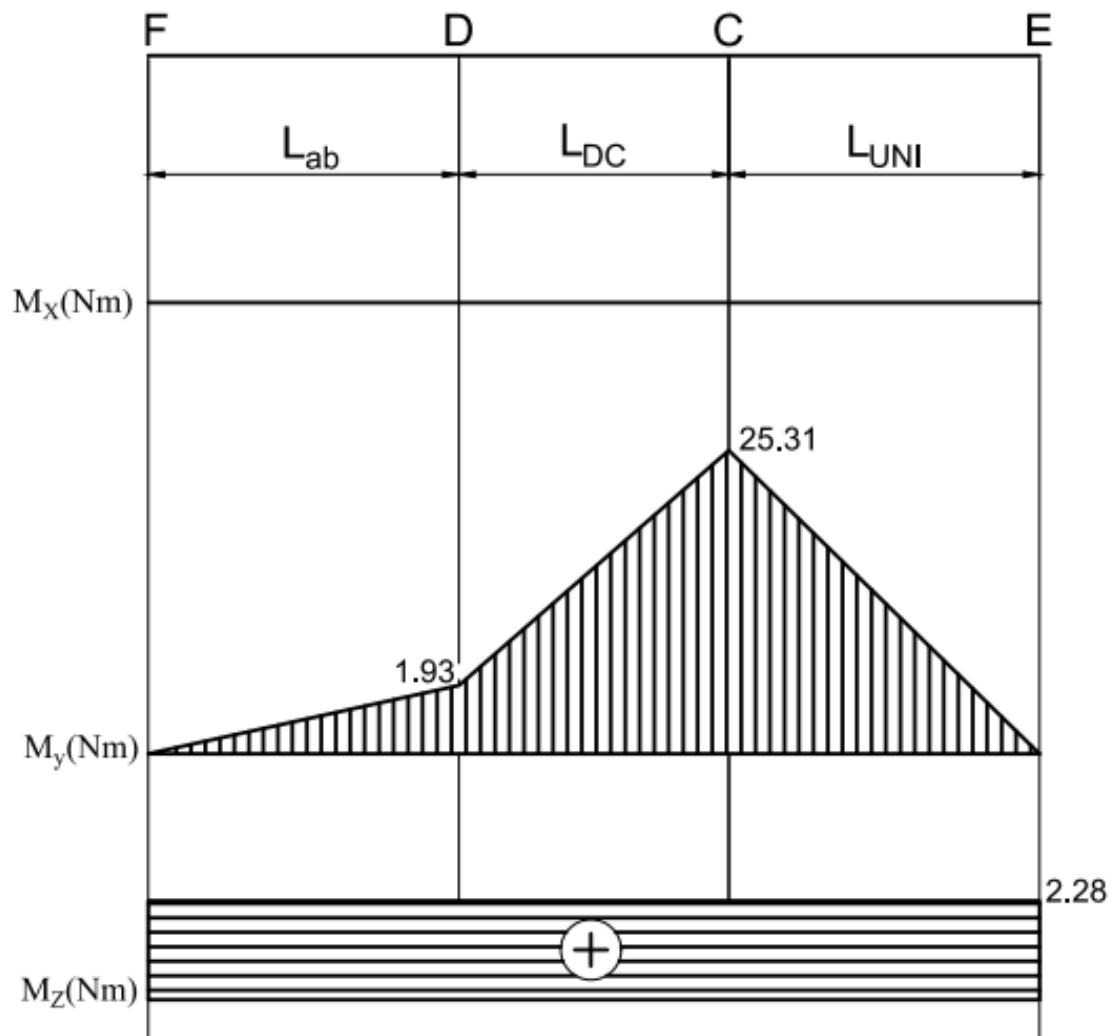


Figura 16: Diagrama dos momentos flectores e torsião no veio secundário

A partir do diagrama dos momentos flectores e torsião calcula-se o momento flector sumário que considera o efeito conjunto dos momentos nos planos.

Para a secção DE (no apoio C) o momento flector resultante é:

$$M_{RC} = \sqrt{M_{zC}^2 + M_{yC}^2} = \sqrt{0^2 + (25312.6)^2} = 25312.6 \text{ N.mm}$$

A secção mais carregada é a DE (no apoio C).

Calcula-se o momento reduzido, considerando o efeito do momento torsião no veio:

$$M_{red} = \sqrt{M_{RC}^2 + \alpha \times M_z^2} = \sqrt{25312.6^2 + 1 \times 2280^2} = 25415.07 \text{ N.mm}$$

α – Coeficiente que toma em conta concentração de tensões nas secções transversais consideradas, considerando que não há concentração de tensões: $\alpha = 1.0$

$M_z = T = 2280 \text{ N} \cdot \text{mm}$ é o torque no veio principal.

Calcula-se o diâmetro crítico do veio, considerando o diâmetro $d_1 = 40 \text{ mm}$ como o diâmetro médio do veio.

$$d_{cr} = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0.1 \times [\sigma_f]}} = \sqrt[3]{\frac{25415.07}{0.1 \times 60}} = 16.18 \text{ mm}$$

Onde:

$[\sigma_f] = 60 \dots 90 \text{ MPa}$ que é a tensão admissível à flexão do veio. Assume-se o valor médio.

Calcula-se o desvio entre o diâmetro crítico e o diâmetro médio do veio;

$$\Delta d_{m\u00e9dio} = \frac{|d_{m\u00e9dio} - d_{cr}|}{d_{m\u00e9dio}} = \frac{|40 - 16.18|}{40} = 59.54\%$$

O diâmetro crítico é menor que o médio do veio o que melhora as condições de funcionamento do veio.

3.1.9. Cálculo testador dos veios

O cálculo testador dos veios é feito com o objectivo de verificar a resistência dos veios, para tal são feitos os seguintes cálculos:

- Cálculo à fadiga;
- Cálculo à carga estática;
- Cálculo à rigidez;
- Cálculo às vibrações; e
- Cálculo à resistência térmica.

Não será feito o cálculo à resistência térmica, visto que os veios funcionam a temperaturas inferiores a 100°C .

3.1.9.1. Cálculo testador dos veios à fadiga

A principal causa da perda de capacidade de trabalho é a rotura por fadiga, devido ao elevado número de variação de tensões a que o veio é submetido durante o seu funcionamento. No presente trabalho, o cálculo será feito apenas para as secções mais carregadas.

A condição de resistência à fadiga é dada pela expressão abaixo:

$$s \geq [s] = 1,5 \dots 2,5$$

Onde: s é o coeficiente de segurança calculado por:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \times K_{\sigma}}{K_D \times K_F} + \psi_{\sigma} \times \sigma_m}$$

$$s = \frac{s_{\sigma} \times s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \times K_{\tau}}{K_D \times K_F} + \psi_{\tau} \times \tau_m}$$

Onde:

s_{σ} – Coeficiente de segurança de resistência à fadiga para tensões de flexão;

s_{τ} – Coeficiente de segurança de resistência à fadiga para tensões tangenciais;

σ_a – Amplitude das tensões de flexão;

τ_a – Amplitude das tensões tangenciais;

σ_m – Tensões normais médias;

τ_m – Tensões tangenciais médias;

σ_{-1} – Limites de fadiga à flexão do material;

τ_{-1} – Limite de fadiga ao cisalhamento do material;

ψ_{σ} – Coeficiente de sensibilidade do material à assimetria do ciclo de variação das tensões normais;

ψ_{τ} – Coeficiente de sensibilidade do material à assimetria do ciclo de variação das tensões tangenciais;

K_D – Coeficiente de rugosidades;

K_F – Coeficiente de escala;

K_{σ} – Coeficiente efectivo de concentração de tensões normais;

K_{τ} – Coeficiente efectivo de concentração de tensões tangenciais.

3.1.9.1.1. Cálculo testador a fadiga do veio principal

O cálculo testador á fadiga do veio é feito para a secção mais carregada do veio, que é a secção EA (no apoio A).

As amplitudes das tensões são:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{M_{res}}{0.1 \times d^3} = \frac{43129.51}{0.1 \times 40^3} = 6.73 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{0.5 \times T}{0.2 \times d^3} = \frac{0.5 \times 2280}{0.2 \times 40^3} = 0.1 \text{ MPa}$$

Este veio será feito de aço (40X) com os seguintes parâmetros:

$$\sigma_e = 540 \text{ MPa} \quad \sigma_r = 834 \text{ MPa}$$

Logo, os limites de fadiga são estimados por:

$$\sigma_{-1} \approx (0.4 \dots 0.5) \times \sigma_r = 0.45 \times 834 = 375.3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} \approx (0.2 \dots 0.3) \times \sigma_r = 0.25 \times 834 = 208.5 \text{ MPa}$$

Table 1: Coeficientes para o cálculo à fadiga do veio principal

ψ_σ	ψ_τ	K_σ	K_τ	K_F	K_d
0.15	0.1	1.83	1.39	0.95	0.75

O coeficiente de segurança a flexão é:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \times K_\sigma}{K_d \times k_F} + \psi_\sigma \times \sigma_m} = \frac{375.3}{\frac{6.73 \times 1.83}{0.75 \times 0.95} + 0.15 \times 6.73} = 20.51$$

Coeficiente de segurança a torção é:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \times K_\tau}{K_d \times K_F} + \psi_\tau \times \tau_m} = \frac{208.5}{\frac{0.1 \times 1.39}{0.75 \times 0.95} + 0.1 \times 0.1} = 10.32$$

Coeficiente de segurança é:

$$S = \frac{s_\sigma \times s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{20.51 \times 10.32}{\sqrt{20.51^2 + 10.32^2}} = 9.22 \geq [S] \approx 1.5$$

Cumpra-se a condição de resistência à fadiga.

3.1.9.1.2. Cálculo testador a fadiga do veio secundário

O cálculo testador à fadiga do veio é feito para a secção mais carregada do veio, que é a secção DE (no apoio C).

As amplitudes das tensões são:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{M_{res}}{0.1 \times d^3} = \frac{25415.07}{0.1 \times 40^3} = 3.97 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{0.5 \times T}{0.2 \times d^3} = \frac{0.5 \times 2280}{0.2 \times 40^3} = 0.1 \text{ MPa}$$

Este veio será feito de aço (40X) com os seguintes parâmetros:

$$\sigma_e = 540 \text{ MPa} \quad \sigma_r = 834 \text{ MPa}$$

Logo, os limites de fadiga são estimados por:

$$\sigma_{-1} \approx (0.4 \dots 0.5) \times \sigma_r = 0.45 \times 834 = 375.3 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} \approx (0.2 \dots 0.3) \times \sigma_r = 0.25 \times 834 = 208.5 \text{ MPa}$$

Table 2: Coeficientes para o cálculo à fadiga do veio secundário

ψ_σ	ψ_τ	K_σ	K_τ	K_F	K_d
0.15	0.1	1.83	1.39	0.95	0.75

O coeficiente de segurança a flexão é:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a \times K_\sigma}{K_d \times K_F} + \psi_\sigma \times \sigma_m} = \frac{375.3}{\frac{3.97 \times 1.83}{0.75 \times 0.95} + 0.15 \times 3.97} = 34.78$$

Coeficiente de segurança a torção é:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a \times K_\tau}{K_d \times K_F} + \psi_\tau \times \tau_m} = \frac{208.5}{\frac{0.1 \times 1.39}{0.75 \times 0.95} + 0.1 \times 0.1} = 10.32$$

Coeficiente de segurança é:

$$S = \frac{s_\sigma \times s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{34.78 \times 10.32}{\sqrt{34.78^2 + 10.32^2}} = 9.89 \geq [S] \approx 1.5$$

Cumpra-se a condição de resistência à fadiga.

3.1.9.2. Cálculo testador à carga estática

Este cálculo serve para verificar a resistência dos veios a deformação plástica ou a destruição, devido a sobrecargas, como por exemplo no momento do arranque do motor. Para este cálculo são usadas tensões equivalentes, tanto a flexão com a torção.

$$c \leq [\sigma] \text{ MPa}$$

a) Cálculo testador à carga estática do veio principal

Para este veio tem-se os seguintes valores de tensão:

Tensão de flexão:

$$\sigma_F = \frac{M}{0.1 \times d^3} = \frac{43069.2}{0.1 \times 40^3} = 6.73 \text{ MPa}$$

Tensão de torção:

$$\tau = \frac{T}{0.2 \times d^3} = \frac{2280}{0.2 \times 40^3} = 0.2 \text{ MPa}$$

Tensão admissível:

$$[\sigma] = 0.8 \times \sigma_e = 0.8 \times 540 = 432 \text{ MPa}$$

Verificação da condição de resistência:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \times \tau^2} \leq [\sigma]$$

Onde:

σ_{eq} – Tensão equivalente, em MPa

$[\sigma]$ – Tensão normal admissível do material, em MPa

$$\sigma_{eq} = \sqrt{6.73^2 + 3 \times 0.2^2} = 6.74 \text{ MPa} < [\sigma] = 432 \text{ MPa}$$

Verifica-se que a condição de resistência a carga estática.

b) Cálculo testador à carga estática do veio secundário

Para este veio tem-se os seguintes valores de tensão:

Tensão de flexão:

$$\sigma_F = \frac{M}{0.1 \times d^3} = \frac{25312.6}{0.1 \times 40^3} = 3.96 \text{ MPa}$$

Tensão de torção:

$$\tau = \frac{T}{0.2 \times d^3} = \frac{2280}{0.2 \times 40^3} = 0.2 \text{ MPa}$$

Tensão admissível:

$$[\sigma] = 0.8 \times \sigma_e = 0.8 \times 540 = 432 \text{ MPa}$$

Verificação da condição de resistência:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \times \tau^2} \leq [\sigma]$$

Onde:

σ_{eq} – Tensão equivalente, em MPa

$[\sigma]$ – Tensão normal admissível do material, em MPa

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3.96^2 + 3 \times 0.2^2} = 3.98 \text{ MPa} < [\sigma] = 432 \text{ MPa}$$

Verifica-se que a condição de resistência a carga estática.

3.1.9.3. Cálculo testador às vibrações

O cálculo testador às vibrações consiste em verificar a faixa de vibrações na qual ocorre o fenómeno da ressonância.

Tendo como condição de resistência o seguinte:

$$n \leq 0.7 \times n_{cr}$$

Para veio rígido.

Volume total do veio

$$V_i = \frac{\pi \times d_i^2}{4} \times l_i$$

Onde:

V_i – é o volume;

d_i – diâmetro e

l_i – comprimento dos escalões.

Massa do veio

$$m = \rho \times V$$

Onde:

$\rho = 7860 \text{ Kg/m}^3$ é a densidade do aço

Flexibilidade do veio

$$\delta = \frac{1}{k} = \frac{l^3}{48 \times E \times I}$$

Onde:

$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ é o momento de inércia do veio;

$E = 2.1 \times 10^5 MPa$ é o módulo de elasticidade do veio.

a) Cálculo testador às vibrações do veio principal

O volume do veio determina-se por:

$$V = \frac{\pi \times 40^2}{4} \times 80 + \frac{\pi \times 45^2}{4} \times 20 \times 2 + \frac{\pi \times 52^2}{4} \times 134 \times 2 + \frac{\pi \times 40^2}{4} \times 382 = 0.001m^3$$

A massa do veio é determinada por:

$$m = \rho \times V = 7860 \times 0.000501 = 9.54 Kg$$

A flexibilidade do veio é determinada por:

$$I = \frac{\pi \times 40^4}{64} + \frac{\pi \times 45^4}{64} \times 2 + \frac{\pi \times 52^4}{64} \times 2 + \frac{\pi \times 40^4}{64} = 13.72 \times 10^5 mm^4$$

$$\delta = \frac{770^3}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times 13.72 \times 10^5} = 3.3 \times 10^{-5} mm/N$$

Assim a flexa estática do veio por acção do peso será:

$$y_{est} = \delta \times m \times g = 3.3 \times 10^{-5} \times 13.72 \times 9.81 = 4.44 \times 10^{-6} m$$

A frequência crítica é determinada por:

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{g}{y_{est}}} = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{9.81}{4.44 \times 10^{-6}}} = 14194.31 rpm$$

Sendo:

$$n \leq 0.7 \times n_{cr}$$

$$23 < 9936.02 rpm$$

Verifica-se a resistência, isto é, não há ressonância do veio principal.

b) Cálculo testador às vibrações do veio secundário

O volume do veio determina-se por:

$$V = \frac{\pi \times 40^2}{4} \times 53 + \frac{\pi \times 45^2}{4} \times 20 \times 2 + \frac{\pi \times 53^2}{4} \times 106 + \frac{\pi \times 40^2}{4} \times 50 = 0.00043m^3$$

A massa do veio é determinada por:

$$m = \rho \times V = 7860 \times 0.000501 = 3.36 \text{ Kg}$$

A flexibilidade do veio é determinada por:

$$I = \frac{\pi \times 40^4}{64} + \frac{\pi \times 45^4}{64} \times 2 + \frac{\pi \times 53^4}{64} + \frac{\pi \times 40^4}{64} = 10.41 \times 10^5 mm^4$$

$$\delta = \frac{249^3}{48 \times 2.1 \times 10^5 \times 10.41 \times 10^5} = 1.47 \times 10^{-6} mm/N$$

Assim a flexa estática do veio por acção do peso será:

$$y_{est} = \delta \times m \times g = 1.47 \times 10^{-5} \times 3.36 \times 9.81 = 4.85 \times 10^{-8} m$$

A frequência crítica é determinada por:

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{g}{y_{est}}} = \frac{30}{\pi} \times \sqrt{\frac{9.81}{4.85 \times 10^{-8}}} = 135811.02 \text{ rpm}$$

Sendo:

$$n \leq 0.7 \times n_{cr}$$

$$23 < 95067.72 \text{ rpm}$$

Verifica-se a resistência, isto é, não há ressonância do veio secundário.

3.1.10. Cálculo testador dos rolamentos

O cálculo de rolamentos baseia-se em dois critérios: cálculo a capacidade estática e cálculo a capacidade dinâmica (cálculo da longevidade) ou cálculo a fadiga. O cálculo a capacidade dinâmica é feito para rolamentos cuja frequência de rotação é superior a 10 rpm, enquanto o cálculo a capacidade estática é feito para rolamentos cuja frequência de rotação não ultrapassa 10 rpm. Para os rolamentos em análise só será feito o cálculo a capacidade dinâmica visto que a frequência de rotação dos veios é superior a 10 rpm.

3.1.10.1. Cálculo da capacidade de carga dinâmica dos rolamentos

A condição de trabalho para o cálculo da capacidade de carga dinâmica é:

$$C \leq [C]$$

$$C = P \times L^{\frac{1}{p}}$$

Onde:

C – Capacidade de carga dinâmica do rolamento (longevidade), [kN];

$[C]$ – Capacidade de carga dinâmica admissível do rolamento, [kN];

P – Carga dinâmica equivalente, [kN];

L – Tempo de vida útil do rolamento (longevidade);

p – Expoente de longevidade, $p = 3$ para rolamentos de esferas e $p = \frac{10}{3}$ para rolamentos de rolos.

Para uma rotação constante do rolamento

$$L = \frac{60 \times n \times L_h}{10^6}$$

L_h – Vida útil do rolamento em horas;

n – Frequência de rotação em rpm;

A vida útil dos rolamentos é igual ao tempo de trabalho do mecanismo durante todo período de vida:

$$L_h = 365 \times 24 \times K_{dia} \times K_{ano} \times l = 365 \times 24 \times 0.3 \times 0.69 \times 6 = 10879.92 \text{ horas}$$

Com,

Coeficiente de utilização durante o dia

$$k_{dia} = \frac{\text{Número de horas de trabalho durante o dia}}{24} = \frac{8}{24} = 0.3$$

Coeficiente de utilização durante o ano

$$k_{ano} = \frac{\text{Número de dias de trabalho durante o ano}}{365} = \frac{252}{365} = 0.69$$

Dai que,

$$L = \frac{60 \times 23 \times 10879.92}{10^6} = 15 \text{ milhoes de voltas}$$

a) Cálculo testador dos rolamentos do veio principal

As reacções nos apoios determinam-se por:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{(-0.56)^2 + 429.7^2} = 429.7 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{2^2 + 79.4^2} = 79.43 \text{ N}$$

Para montagem em O, a força axial que actua sobre o rolamento mais carregado é determinada por:

$$F_a = F_{ax} + 0.5 \times \frac{R_A}{Y} = 27.5 + 0.5 \times \frac{429.7}{1.53} = 167.92 \text{ N}$$

Determinação da carga dinâmica equivalente

O cálculo da carga equivalente será efectuado para o rolamento A, pois este sofre maior solitação.

$$e = 0.39 \quad e \quad Y = 1.53$$

$$\frac{F_a}{R_A} = \frac{167.92}{429.7} = 0.39$$

Como para $\frac{F_a}{R_A} \leq e$, a carga dinâmica equivalente P é dada por:

$$P = F_r + 1.12 \times Y \times F_a = 0 + 1.12 \times 1.53 \times 167.92 = 287.76 \text{ N}$$

A capacidade de carga dinâmica do rolamento é dada por:

$$C = P \times L^{\frac{3}{10}} = 287.76 \times 15^{\frac{3}{10}} = 648.42 \text{ N}$$

$C < [C] = 61000 \text{ N}$ a condição de resistência é satisfeita.

b) Cálculo testador dos rolamentos do veio secundário

As reacções nos apoios determinam-se por:

$$R_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cx}^2} = \sqrt{0^2 + 586.62^2} = 586.62 \text{ N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dx}^2} = \sqrt{0^2 + (-181.32)^2} = 181.32 \text{ N}$$

Para montagem em O, a força axial que actua sobre o rolamento mais carregado é determinada por:

$$F_a = F_{ax} + 0.5 \times \frac{R_C}{Y} = 0 + 0.5 \times \frac{586.62}{1.53} = 191.71 \text{ N}$$

Determinação da carga dinâmica equivalente

O cálculo da carga equivalente será efectuado para o rolamento C, pois este sofre maior solitação.

$$e = 0.39 \quad e \quad Y = 1.53$$

$$\frac{F_a}{R_c} = \frac{191.71}{586.62} = 0.32$$

Sendo $\frac{F_a}{R_A} < e$, a carga dinâmica equivalente P é dada por:

$$P = F_r + 1.12 \times Y \times F_a = 0 + 1.12 \times 1.53 \times 191.71 = 328.51 \text{ N}$$

A capacidade de carga dinâmica do rolamento é dada por:

$$C = P \times L_{10}^{\frac{3}{10}} = 328.51 \times 15^{\frac{3}{10}} = 740.24 \text{ N}$$

$C < [C] = 61000 \text{ N}$ a condição de resistência é satisfeita.

3.2. Parâmetros e escolha do redutor

Deve ter os seguintes parâmetros:

Mono-escalonar;

Relação de transmissão $u=16$;

Frequência de rotação $n_3 = 92 \text{ rpm}$;

Torque de saída:

$$T_3 = 9550 \times \frac{P_3}{n_3} = 9550 \times \frac{0.006}{92} = 0.62 \text{ Nm}$$

3.3. Escolha do gancho

A escolha do gancho é feita tendo em conta que a carga de trabalho do guincho deve ser menor que a capacidade gancho, daí que recorrendo a fórmula (1) do capítulo III em que $F_t = 27.5 \text{ N}$, escolhe-se o gancho GG-0075 com capacidade de carga de 750kgf (7354.99 N). (ver figura 17 dos anexos)

3.4. Dimensionamento e escolha do material do raspador

O raspador deverá ser projectado de forma que possa garantir a remoção total do revestimento no tubo sem danificar as superfícies internas do mesmo, daí que terá como material da sua constituição placas de borracha com espessura de 15mm, para cada diâmetro do tubo será concebido um raspador diferente com o diâmetro externo igual ao diâmetro interno do tubo e as seguintes propriedades:

- Boa resistência à abrasão;

- Boa resistência ao impacto;
- Dureza: 60 Shore A

Capítulo IV

4. Avaliação económica

4.1. Determinação dos custos dos componentes

Tabela 13. Custos dos componentes

Componente	Quantidade	Preço unitário [mt]	Preço total [mt]
Tambor	1	23.000,00	23.000,00
Redutor	1	9.575,50	9.575,50
Rolamentos	4	3.595,00	14.380,00
Cadeia	1	2.586,60	2.586,60
Motor eléctrico	1	7.021,30	7.021,30
Cabo	1	76.596,00	76.596,00
Acoplamento	1	2.744,69	2.744,69
Gancho	1	3.765,98	3.765,98
Total			139.670,07

Com a tabela a cima, verifica-se que é necessário um investimento de um valor de 139.670,07 mt para a concepção do projecto.

4.2. Determinação do volume do revestimento dos tubos.

A espessura máxima do revestimento atingido durante o processo de revestimento dos tubos é de 20mm, com isso far-se-á o cálculo do volume do revestimento gasto para revestir os tubos com os dados resumidos na tabela a baixo:

Tabela 14. Quantidade de revestimento

Diâmetro (mm)	Espessura do revestimento (m)	Comprimentos (m)		
		6	12	18
219	0.2	0.19	0.38	0.57
273	0.2	0.19	0.38	0.57
323.8	0.2	0.19	0.38	0.57
355.6	0.2	0.19	0.38	0.57
406.4	0.2	0.19	0.38	0.57
457	0.2	0.19	0.38	0.57
508	0.2	0.19	0.38	0.57

Com a tabela a cima verifica-se que para o revestimento dos tubos com um comprimento de 6, 12 e 18 metros, são necessários 0.19, 0.38 e 0.57 metros cúbicos de revestimento respectivamente.

4.3. Quantidade de revestimento gasto por dia devido as perdas

Por dia são revestidos em média 30 tubos com um diâmetro de 219mm, e desses tem-se verificado que 4 a 5 geralmente saem com falhas, fazendo com esses não mais sejam usados.

A media de revestimento dos tubos de 273 é de 24 tubos por dia e desses 1 a 2 também tem em média saído com defeito.

A media diária dos tubos de 323mm, 355mm é de 12 tubos e desses 1 tem saído com defeitos.

E por último a média de revestimento dos tubos com o diâmetro de 406.4, 457, 508 é de 15, a media de falhas tem sido respectivamente de 2, 1, 2.

Com a informação acima, pode ser concluído, a partir dos cálculos abaixo a quantidade total de revestimento perdido em metros cúbicos.

Tabela 15. Quantidade de revestimento gasto por dia

Diâmetro (mm)	Total de tubos revestidos	Tubos com falha	Quantidade de revest. Gasto
219	30	3	1.70
273	24	2	1.13
323.8	12	1	0.57
355.6	12	1	0.57
406.4	15	2	1.13
457	15	1	0.57
508	15	2	1.13
Total			6.79

Com a tabela verifica-se que o total de revestimento gasto por dia, para um comprimento máximo de 18 metros e para os diversos diâmetros dos tubos é de 6.79 metros cúbicos. Estimando os gastos do revestimento num período de 1 ano, para os dias em que ocorrem os erros, que são em média a metade dos dias uteis durante um ano, verifica-se que as perdas de revestimento serão de 1039 metros cúbicos.

Para uma melhor sensibilidade das perdas far-se-á um cálculo monetário ilustrando os gastos destas, dai que:

Sabendo que o custo do revestimento (argamassa de cimento) é de 4700 mt/m^3 , tem-se que:

$$\text{Valor das perdas anuais} = 4700 \text{m}^3 \times 1039 \frac{\text{mt}}{\text{m}^3} = 4.883.300,00 \text{ mt}$$

Capítulo V

5. Desenhos do projecto

Desenho 1 – A1- desenho do dispositivo de remoção de cimento;

Desenho 2 – A3- desenho do processo de remoção do revestimento;

Desenho 3 – A3- desenho do veio executivo;

Desenho 4 – A3- desenho do veio secundário;

Desenho 5 – A3- desenho do tambor;

Desenho 6 – A3- desenho do raspador;

Desenho 7 – A3- desenho do guincho espalhador de cimento;

Capítulo VI

5.1. Conclusões e recomendações

Findo do presente trabalho pode-se concluir que os objectivos específicos a cima estabelecidos foram alcançados, visto que:

- Dimensionamento de um guincho que possibilita a redução das perdas do revestimento dos tubos (cimento), e conseqüente a redução dos custos de revestimento dos mesmos.
- Avaliação das perdas do revestimento, onde pode-se verificar que num período de um de produção de 1 ano, com a implementação do guincho, poder-se-á poupar ou reduzir as perdas do revestimento numa quantidade de 1039 metros cúbicos do mesmo neste mesmo período. Analisando em termo de custos, verifica-se que a empresa terá um ganho anual de 4.883.300,00 *mt* com a implementação do novo sistema.

5.2. Bibliografia

- [1]. COLLINS, J. A., *Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas – Uma Perspectiva de Prevenção de Falha*, LTC, Rio de Janeiro, 2006;
- [2]. Gustav Niemann. *Elementos de Máquinas*, 2ª Edição. São Paulo: Edgard Blücher, 1971.;
- [3]. Gustav Niemann. *Elementos de máquinas*. São Paulo: Blücher, 2004.;
- [4]. Melconian, S. *Mecânica técnica e resistência dos materiais*. 10ª Edição. São Paulo: Érica, 2000.;
- [5]. Needham, Joseph (1986). *Ciência e Civilização na China: Volume 4, Parte 2, Engenharia Mecânica*. Cave Books, 1986.;
- [6]. ORIBE, Y. C., *MASP Método de Análise e Solução de Problemas*, Magneti Marelli, Lavras, MG, 2008.;
- [7]. SHIGLEY, J. E., *Elementos de Máquinas, Vol. 8, 8ed., LTC*, Rio de Janeiro, 2008.;
- [8]. SITOE, Rui Vasco; *Transmissões por cadeia*; Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Eduardo Mondlane; Moçambique; Maputo; 2001.;
- [9]. Catálogo de rolamentos-FAG.
- [10]. Aulas de AEP, Miguel Massingue, Universidade Eduardo Mondlane: 2013.

Visto em 20/06/22:

- [11]. [Electric Resistance Welded Pipe – Capital Star Steel](#)

Visto em 09/07/22:

- [12]. [Laminados de borracha | Borrachadobrasil](#)

Anexos



GANCHO GIRATÓRIO								
Aço Carbono – Com Trava de Segurança								
	DIMENSÕES (mm)						CARGA DE TRAB. (kgf)	PESO UNIT. (kg)
	A	B	C	D	E	F		
GG-0075	143	25	74	10	21	21	750	0,410
GG-0100	170	33	82	13	22	22	1.000	0,620
GG-0150	195	42	94	16	24	27	1.500	1,000
GG-0200	210	42	108	16	28	31	2.000	1,300
GG-0300	250	45	130	20	35	39	3.000	2,320
GG-0500	320	59	169	25	45	48	5.000	4,810
GG-0750	375	64	198	29	53	59	7.500	7,340
GG-1000	417	63	215	32	67	66	10.000	10,500
GG-1500	542	95	260	38	78	78	15.000	25,900

FATOR DE SEGURANÇA: 5 x Carga de Trabalho

Figura 17: Gancho giratório