

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Escola de engenharia

Programa de Pós-Graduação em Minas, Metalúrgica e Materiais

PPGE3M

DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO BASEADO EM UMA ANÁLISE DOS
MODOS DE FALHA DE UMA TALHA MECÂNICA DE ACIONAMENTO
MANUAL

WINSTON DE OLIVEIRA RUIBACKI

Dissertação para obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Porto Alegre
2018

WINSTON DE OLIVEIRA RUIBACKI

Engenheiro Mecânico

**DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO BASEADO EM UMA ANÁLISE DOS
MODOS DE FALHA DE UMA TALHA MECÂNICA DE ACIONAMENTO
MANUAL**

WINSTON DE OLIVEIRA RUIBACKI

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Minas, Metalúrgica e de Materiais da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre, modalidade acadêmica.

Área de Concentração: Ciência e Tecnologia dos Materiais

Orientador: Prof. Dr. Afonso Reguly

Porto Alegre
2018

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Reitor: Rui Vicenti Opperman

Vice-Reitora: Jane Fraga Tutikian

ESCOLA DE ENGENHARIA

Diretor: Luiz Carlos Pinto da Silva Filho

Vice-Diretora: Carla Schwengber ten Caten

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Coordenador: Carlos Pérez Bergmann

Vice-Coordenador: Afonso Reguly

Ruibacki, Winston de Oliveira

Desenvolvimento de produto baseado em uma análise dos modos de falha de uma talha mecânica de acionamento manual / Winston de Oliveira Ruibacki. -- 2018.

95 f.

Orientador: Afonso Reguly.

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Programa de Pós-Graduação em Ciência dos Materiais, Porto Alegre, BR-RS, 2018.

1. Análise de Falhas. 2. Desenvolvimento de produto. 3. Talha mecânica de acionamento manual. I. Reguly, Afonso, orient. II. Título.

WINSTON DE OLIVEIRA RUIBACKI

DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO BASEADO EM UMA ANÁLISE DOS
MODOS DE FALHA DE UMA TALHA MECÂNICA DE ACIONAMENTO
MANUAL

Esta Dissertação foi analisada e julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e aprovada em sua forma final pelo Orientador e Banca Examinadora designada pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Orientador: Prof. Dr. Afonso Reguly

Aprovado pela banca examinadora em 09/07/2018

Prof. Dr. Fabiano Dorneles Ramos

Prof. Dr. Guilherme Vieira Braga Lemos

Prof. Dr. Marcelo Favaro Borges

AGRADECIMENTOS

Tudo o que aconteceu desde que comecei este mestrado me levava a acreditar que não conseguiria terminá-lo. Muitos dias difíceis entre hospitais com meu pai, no trânsito, no trabalho.... Poucas coisas podemos dizer na vida que temos certeza, mas eu tenho, perante a tudo isso que aconteceu...não fosse pelo apoio de família e amigos isso não teria chegado ao fim.

Um agradecimento muito especial ao meu cunhado Vinicius Leão e sua empresa Matrífios de Guaíba-RS. Este um Engenheiro Mecânico com enorme conhecimento em sua área, mas este conhecimento se torna pequeno perante a sua prestatividade, colaboração e dedicação a este trabalho.

Ao professor Afonso Reguly que teve a paciência de me orientar e sempre responder meus e-mails, minhas dúvidas...tenho certeza que ele é professor porque gosta e, quando a gente faz o que gosta o resultado é diferente.

À minha mãe Raquel Ruibacki, ao meu pai Mauro Roberto Ruibacki e minha irmã Tainá de Oliveira Ruibacki que são e sempre serão pilares, as vigas mestras de todas as minhas conquistas! Dedico as estas pessoas minha enorme gratidão pela vida e de poder ser alguém melhor a cada dia!

À Koch Metalúrgica S.A. na pessoa do Sr. Lucas Nunes Ribeiro! Um grande colega engenheiro que a vida me deu!

À minha esposa Nathalia Silva Ferrão por toda compreensão, apoio e confiança que me foi depositado nos dias de derrota e nos dias de vitória! À minha filha Leonora Ferrão Ruibacki que transformou e transformará nossas vidas para sempre! Ela está chegando!

Por fim, gratidão aos irmãos de luz que me apoiam, por mais um trabalho de conclusão realizado, e que eles me deem saúde para a realização de muitos outros!

RESUMO

As máquinas de elevação e transporte são parte integrante do parque de equipamentos mecânicos de toda indústria moderna. Empresas de ramos, por exemplo: óleo e gás, celulose e papel e até mesmo uma pequena distribuidora são usuários destes componentes, que são: pontes rolantes, talhas elétricas, talhas mecânicas, pórticos.

O objetivo deste trabalho foi analisar os modos de falhas de uma talha mecânica manual por meio do histórico de três anos de assistência técnica e garantia, desta forma propondo melhorias baseado nestas falhas.

O método de análise foi baseado em etapas de quantificação e priorização das falhas principais, via gráfico de Pareto. Após esta etapa buscou-se em literaturas e soluções de mercado, as melhores práticas de projeto para estes componentes que apresentavam falhas. Em seguida foi modelado via software 3D-CAD e fabricado um protótipo que foi testado com carga e sobrecarga conforme norma ABNT NBR 16324.

O protótipo atendeu os requisitos de segurança indicados nas cargas de 0,5; 1 e 2 toneladas, porém não atingiu a segurança para uso com cargas de 3 toneladas. Atingiu no total 4,1 toneladas com fratura da polia de carga.

Palavras Chaves: Análise de Falhas, Desenvolvimento de produto, talha mecânica de acionamento manual.

ABSTRACT

Lifting and transport machines are an integral part of the mechanical equipment park of all modern industry. Companies of branches, for example: oil and gas, pulp and paper and even a small distributor are users of these components, which are: cranes, electric hoists, mechanical hoists, gantry.

The objective of this work was to analyze the failure modes of a manual mechanical hoist through the three-year history of technical assistance and warranty, thus proposing improvements based on these failures.

The method of analysis was based on steps of quantification and prioritization of the main faults, via Pareto graph. After this step, the best design practices for these failing components were sought in literature and market solutions. It was then modeled using 3D-CAD software and manufactured a prototype that was tested with load and overload according to ABNT NBR 16324 standard.

The prototype met the safety requirements indicated in the loads of 0.5; 1 and 2 tons but did not reach safety for use with loads of 3 tons. It reached a total of 4.1 tons with load pulley fracture.

Key words: Failure analysis, Product development, mechanical hoisting of manual drive.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Gráfico das diferenças entre Erro, Falha e Defeito.	15
Figura 2 - Causa das falhas funcionais.	16
Figura 3 - Análise de investigação de falhas.	16
Figura 4 - Método de geração de inovação.	19
Figura 5 - Modo de falha da estrutura da talha supercompacta condicionada a teste de sobrecarga.	20
Figura 6- Tipos de talhas de acionamento mecânico.	25
Figura 7 - Acessórios mais comuns: Trole Elétrico (a), Trole Mecânico (b), Trole Manual (c), ganchos (d), moitões (e), Cadernais (e) e Tornéis (f).	25
Figura 8 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "A".	27
Figura 9 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "B".	27
Figura 10 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "C".	28
Figura 11 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "D".	28
Figura 12 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "E".	29
Figura 13 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "F".	29
Figura 14 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "G".	30
Figura 15 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "H".	30
Figura 16 - Sistemas atuantes em uma talha mecânica.	31
Figura 17 - Detalhe em corte da talha; (b). Polia e corrente de acionamento. .	32
Figura 18 - Detalhe do mecanismo do freio catraca simples.	34
Figura 19 - Formato das linguetas na atuação do freio catraca.	35
Figura 20 - (A) Detalhes de construção da lingueta; (B) Detalhes de lingueta com dentes internos.	36
Figura 21 - Detalhes de dentes de catraca externa e interna.	37
Figura 22 - Sistema de freio com catraca interna.	37
Figura 23 - Detalhe do freio catraca atual.	40
Figura 24 - Sistema de pressão de freio da lona na catraca.	40
Figura 25 - Atuação de carga na mola de torção.	43
Figura 26 - Gráfico de raios mínimos segundo dureza e espessura do material.	44
Figura 27 - Detalhe de polia de carga com a corrente acoplada.	44
Figura 28 - Máquina de Tração de ensaio de carga.	51
Figura 29 - Máquina de Tração de ensaio de sobrecarga.	52
Figura 30 - Quadro da metodologia adotada.	52
Figura 31 - Polia de carga padrão.	53
Figura 32 - Mancal fixador da mola de torção da talha padrão.	54
Figura 33 - Exemplo de sistema de freio (A); Detalhe de montagem de lingueta (B).	54
Figura 34 - Sistema de freio da catraca manual.	55
Figura 35 - Eixo central da talha (as setas indicam a fixação do espaçador)...	55
Figura 36 - Detalhe de fixação das talhas- Sistema de fixação com espaçador (A) - Sistema de fixação com eixo (B).	56

Figura 37 - Detalhe do anel fixador da engrenagem central (A) - Pino de sustentação do gancho (B).	57
Figura 38 - Engrenagem central da talha.	57
Figura 39 - Gráfico de falha x quantidade.	62
Figura 40 - Detalhes da polia de carga.	71
Figura 41 - Polia de carga atual (A); Polia de carga proposta (B).	72
Figura 42 - Catraca externa (A) e catraca interna proposta (B).	72
Figura 43 - Detalhe da mola helicoidal de torção atual.	75
Figura 44 - Mola projetada para o protótipo.	76
Figura 45 - Sistemas de freios. Atual (A) e Proposto (B).	77
Figura 46 - Conjunto freio. Atual (A) e Proposto (B).	77
Figura 47 - Eixo dentado da talha.	78
Figura 48 - Detalhe dos pinos de fixação das laterais da talha.	80
Figura 49 - Detalhe da engrenagem da polia de carga. Atual (A) e Proposto (B).	81
Figura 50 – Pino de fixação do gancho. Atual (A) e Proposto (B).	81
Figura 51 - Fixador da engrenagem central. Atual (A) e Proposto (B).	82
Figura 52 - Teste de carga nominal no protótipo da talha.	82
Figura 53 - Amassamento das guias de corrente.	83
Figura 54 - Teste de ancoragem da talha- 2,5 toneladas.	84
Figura 55 - Detalhes dos resultados das medidas do dinamômetro.	84
Figura 56 - Ensaio de sobrecarga realizado no protótipo.	85
Figura 57 - Conjunto do protótipo após ensaio de sobrecarga.	86
Figura 58 - Detalhes das peças da talha. Engrenagem central: Atual (A.1); Proposta (A.2); Proposta com sobrecarga (A.3). Polia da corrente: Atual (B.1); Proposta (B.2); Proposta com sobrecarga fraturada (B.3 e B.4).	86
Figura 59 - Detalhe do eixo central (A.1: Atual; A.2: Proposto sem teste; A.3: Proposto testado) e freio após teste de sobrecarga.	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Lista de modos de falha.	17
Tabela 2 - Classe de funcionamento Talha Mecânica.....	23
Tabela 3 - Estado de solicitação.	23
Tabela 4 - Caracterização de grupos de severidade operacional.	24
Tabela 5 - Fatores de conversão entre os grupos.....	24
Tabela 6- Dimensões da lingueta conforme módulo.	36
Tabela 7- Dados das talhas analisadas	48
Tabela 8 - Carga de acionamento conforme capacidade das talhas.....	49
Tabela 9- Tabela de estudo dos fabricantes	50
Tabela 10 - Especificação de teste das talhas.	51
Tabela 11 - Etapas de testes da talha.....	58
Tabela 12 - Itens necessários dos testes.	60
Tabela 13 - Histórico de Falhas.....	61
Tabela 14 - Estudo dos componentes que falha no motivo 1.....	62
Tabela 15 - Estudo dos componentes que falham no motivo 2.....	63
Tabela 16 - Estudo dos componentes que falham no motivo 3.....	63
Tabela 17 - Tabela da quantidade de falha por capacidade versus elevação..	64
Tabela 18 - FMEA da Talha de acionamento.....	66
Tabela 19 - Aspectos de relevância segundo Collins para eixos de potência..	67
Tabela 20 - Principais características dos materiais para eixos de potência segundo Collins.....	68
Tabela 21 - Resultado da área resistente dos eixos.	68
Tabela 22 - Resultados das tensões de flexão no eixo atual e proposto.	69
Tabela 23 - Resultados das tensões de cisalhamento torçores no eixo atual e proposto.	69
Tabela 24 - Resultado da tensão de cisalhamento e tensão principal dos eixos.	70
Tabela 25 - Resultado do coeficiente de segurança das polias.	70
Tabela 26 – Resultado do cálculo segundo Rudenko.	73
Tabela 27 – Resultado do cálculo segundo Provenza.	74
Tabela 28 - Quadro comparativo dos resultados dos métodos.	74
Tabela 29 - Quadro comparativo dos resultados entre as molas.	76
Tabela 30 - Resultados da força de frenagem por pressão nas lonas de freio.	79
Tabela 31 - Força de acionamento de acordo com capacidade-mecanismo atual.	80
Tabela 32 - Resultados do ensaio de freio da talha.	83
Tabela 33 - Resultados das forças de acionamentos.....	84

SUMÁRIO

1.INTRODUÇÃO.....	11
2.JUSTIFICATIVA.....	12
3. OBJETIVO	13
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
4.1 MODOS DE FALHA.....	14
4.2 ANÁLISE DE FALHAS E DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO	17
4.3 CLASSIFICAÇÃO DOS MECANISMOS DE ELEVAÇÃO.....	22
4.4 TIPOS DE TALHA E REVISÃO DA LITERATURA	24
4.5 ESFORÇOS ATUANTES NA TALHA MECÂNICA	30
5. MÉTODOS E MATERIAIS	47
5.1 MÉTODO DA ANÁLISE	47
5.2 ESTUDOS DOS PONTOS DE ALTERAÇÃO DA TALHA.....	53
5.3 ETAPAS DE TESTES DA TALHA	57
6.RESULTADOS	61
6.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS	61
6.2 MODELAMENTO 3D E CÁLCULO DAS TENSÕES ATUANTES	67
6.3 RESULTADOS DOS ENSAIOS DE CARGA	82
6.4 RESULTADOS DOS ENSAIOS DE SOBRECARGA.....	85
7. CONCLUSÕES.....	88
8. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	90
9.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	91

1.INTRODUÇÃO

Atualmente é impossível pensar em uma fábrica que não possua algum equipamento de elevação de carga em seus ativos, seja elétrico ou manual. Estas máquinas estão presentes para facilitar e otimizar a mão de obra operacional para elevar cargas das mais variadas massas.

O mercado das empresas que fabrica estes equipamentos está em constante aprimoramento. Dados do BNDES e ABIMAQ (Associação Brasileira da Indústria de Máquinas e Equipamentos (DEPARTAMENTO DE COMPETITIVIDADE, 2017)) demonstram que entre 2006 a 2017 foram investidos mais de R\$ 6500000 em média por ano no âmbito de pesquisa e aprimoramento de equipamentos.

No caso específico das talhas mecânicas de acionamento manual, o Brasil possui custos elevados do produto quando comparado, por exemplo ao mercado asiático. Por esta razão é de fundamental importância que as empresas nacionais tenham preços, qualidade e assistência técnica atrativos para o cliente interno. Este cliente, em geral procura um produto que ele possa confiar e que tenha um preço competitivo em relação ao importado. Além do custo já mencionado, a falha dos produtos leva a uma baixa confiabilidade do cliente na marca e faz com que outros produtos também não sejam comercializados, conseqüentemente reduz as parcelas de mercado nacional e internacional deste fabricante. Conforme Santos (SANTOS, 2008) para manutenção dessa lógica de negócio, os produtos devem ser muito confiáveis, pois, se falhas ocorrerem, todo o sistema no qual esse produto está inserido poderá falhar, comprometendo desempenho e imagem do fabricante.

As atividades de içamento são arriscadas e o tempo de gerenciamento e o financiamento são sempre limitados. Os riscos associados aos equipamentos de elevação de carga são específicos, razão pela qual o planejamento deve estar vinculado a riscos específicos e a riscos centrados nestes equipamentos, como aqueles relacionados à sua carga, sua localização e suas condições ambientais (SWUSTE, 2013).

Em suma, um produto que não falhe na retenção, transporte da carga e que tenha bom preço em comparação com os seus concorrentes internos e externos terá uma grande vantagem competitiva em relação aos demais.

2.JUSTIFICATIVA

A motivação do tema está ligada ao aprimoramento do produto, evolução tecnológica e, principalmente aumento da confiabilidade do sistema de funcionamento perante ao cliente final. Por se tratar de um equipamento mecânico de elevação de carga, a segurança é um dos fatores mais importantes, pois em caso de falha, pode incorrer em danos materiais e físicos.

A análise do modo de falhas em produto ou projeto é uma ferramenta essencial para que este opere com a segurança de vida adequada. Conforme Strohaecker (STROHAECKER, 2003), o projeto convencional na engenharia baseia-se em evitar falhas por colapso plástico. Além de evitar este modo de falha, os componentes de um sistema também podem apresentar uma falha quando este deixar de cumprir o requisito para o qual foi projetado, ou seja, o componente pode falhar sem apresentar fratura ou trincas (REGULY, 2003).

A produção em série de um componente torna a análise do intervalo de confiança mais viável a um custo acessível. Se o produto possui um método de fabricação e sistema de verificação confiável a probabilidade de falha é pequena perante a um projeto especial ou inovação tecnológica, onde o projetista não conhece todas as variáveis e propriedades envolvidas no dimensionamento.

Mediante ao exposto o aprimoramento de um produto é de extrema importância não só para a segurança do usuário, mas também para a organização possuir preços competitivos perante ao mercado globalizado, mantendo o sistema do produto com ótima confiabilidade de uso.

3. OBJETIVO

O objetivo principal deste trabalho foi reprojeter uma talha de acionamento manual com base no histórico de três anos de falhas de uma fabricante de talhas do Rio Grande do Sul.

Outros objetivos específicos foram:

- Reduzir o processo de tratamento térmico para as peças dos componentes da talha de acionamento manual e analisar o estado destas após os testes de carga e sobrecarga da Norma ABNT 16324:2014 estabelecendo limite de atuação de carga;
- Utilizar o mesmo mancal para ambos os lados do corpo de acionamento da talha, sem a necessidade de puncionamento para fixação da mola de torção do sistema de frenagem em um dos mancais;
- Reposicionar o pino que fixa o gancho, desmembrando este do corpo de acionamento quando instalado as proteções, pois na produção muitas vezes era necessário retrabalho de montagem para fixar o gancho. O corpo de acionamento é o mesmo para talhas de 0,5; 1; 2 e 3 toneladas, e o que altera é o gancho, conforme estas capacidades, e
- Reformular o sistema de frenagem, substituindo a catraca de dentes externos por dentes internos e analisar a eficiência da frenagem após os testes de carga e sobrecarga da Norma ABNT 16324:2014.

4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

4.1 MODOS DE FALHA

A falha de elementos mecânicos está relacionada com a incapacidade deste elemento fornecer trabalho. Qualquer modificação no tamanho, forma ou propriedades do material de uma máquina ou peça de máquina que a torne incapaz de realizar a função pretendida deve ser considerada como uma falha mecânica (COLLINS, 2014).

A falha é um conceito fundamental de qualquer análise de confiabilidade (RAUSAND & OIEN, *The basic concepts of failure analysis*, 1996). Ainda segundo Marvin, mesmo que possamos identificar todas as funções necessárias de um item, talvez não possamos identificar todos os modos de falha. Isso ocorre porque cada função pode ter vários modos de falha.

A falha pode ser o colapso do material, uma ruptura, um desgaste excessivo, ou mesmo uma falta de uma função a qual o produto está destinado a atender. Dentre as variáveis de projeto que o Engenheiro Mecânico deve se preocupar para aumentar a confiabilidade do produto, pode-se citar: valores nominais de carga, como forças, momentos e pressão; valores máximos de carregamento; variação de temperatura durante a operação; propriedades dos materiais usados; tipos de vínculos, restrições e nível de segurança (ROSA, 2002).

A resistência do material que forma o componente é de fundamental importância para se definir o modo de falha, ou seja definir o modo como o material irá romper, seja pelo carregamento estático ou pelo carregamento dinâmico, de acordo com a função que o produto foi criado. As cargas estáticas são aplicadas lentamente e permanecem essencialmente constantes no tempo. As cargas dinâmicas podem ser aplicadas subitamente (carga de impacto), ou alternadas (fadiga) (NORTON, 2013).

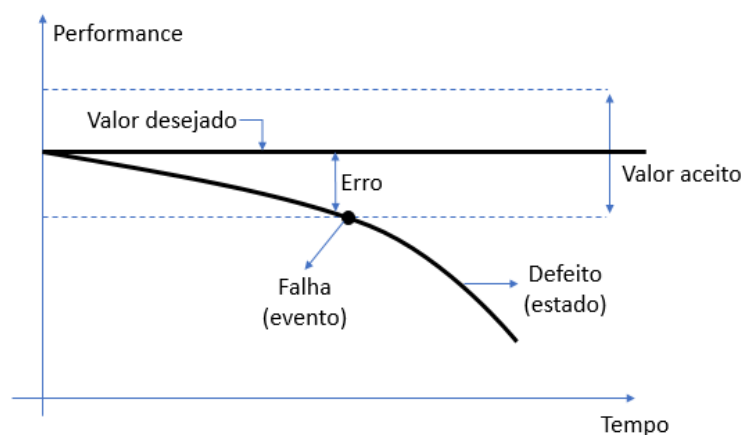
Vale salientar a importância de diferença entre: falha, defeito e erro, onde não somente a compreensão dos conceitos se faz necessária pelas organizações, mas também como esta se comportará mediante a um destes três

ocorridos em seus produtos. Conforme pesquisa de Marvin (RAUSAND & OIEN, The basic concepts of failure analysis, 1996):

- Erro: é uma discrepância entre um valor ou condição calculada, observada ou medida e o valor ou condição verdadeira, especificada ou teoricamente correta. Um erro não é uma falha porque está dentro dos limites aceitáveis de desvio de desempenho (valor alvo);
- Falha: é o evento quando uma função necessária é encerrada (excedendo os limites aceitáveis), e
- Defeito: é o estado de um item caracterizado por incapacidade de executar uma função requerida, excluindo a incapacidade durante a manutenção preventiva ou outras ações planejadas, ou mesmo devido à falta de recursos externos. Um defeito é o estado resultante de uma falha.

Torna-se mais claro o controle e a diferença quando se plota um gráfico na Figura 1 sobre estes três conceitos:

Figura 1 - Gráfico das diferenças entre Erro, Falha e Defeito.



Fonte 1: adaptado de MARVIN, 1996.

A análise de falha deve conter uma investigação técnica rigorosa, pois uma máquina, produto não vem a falhar sem motivos. Nesta investigação deve-se coletar evidências, estabelecimento dos fatos, checklists, fluxogramas, opiniões quanto ao mecanismo, sequência, causa da falha e conclusão. O relatório desta análise não deve conter atribuições de culpa, fixar obrigações, ou mesmo denunciar as partes envolvidas no erro. A análise de falhas normalmente envolve questões sobre: condições de serviço, condições ambientais,

montagem, superfície do componente, superfície da fratura (se existir) manufatura/processo, propriedades dos materiais envolvidos, componentes adjacentes, tensão e tensão residual (REGULY, 2003).

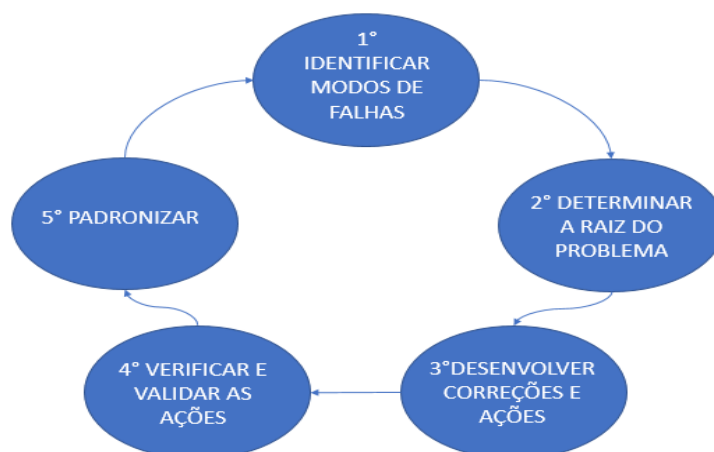
Figura 2 - Causa das falhas funcionais.



Fonte 2: ROSA, 2002.

Ainda segundo o Metals Handbook (1996), volume 11- Prevenção e Análise de Falhas, o trabalho investigativo se resume na Figura 3:

Figura 3 - Análise de investigação de falhas.



Fonte 3: adaptado de METALS HANDBOOK, 1996.

As falhas podem ser independentes do tempo, possuem igual propriedade de ocorrer qualquer que seja a vida, ou tempo de uso do produto considerado, como exemplo: fratura dúctil, fratura frágil, fratura na presença de defeitos, início de escoamento, plastificação generalizada, fragilização por Hidrogênio, flambagem e deformação elástica excessiva (ROSA, 2002).

As falhas dependentes do tempo são caracterizadas por algum tipo de envelhecimento ou desgaste do material, fazendo com que este perca certas propriedades que tornam o material inadequado para o serviço. Entre as falhas mais importantes pode-se citar: fadiga, deformação plástica progressiva, corrosão, corrosão sob tensão, fluência e desgaste.

As distorções, ou deformações plásticas, estão associadas às tensões cisalhantes e envolvem o deslizamento que ocorre ao longo dos planos naturais de deslizamento (MARSHEK & KURT, 2008). Ainda segundo Juvinal e Marshek, os materiais propensos a uma falha por deformação são classificados como dúcteis (0,2% de deformação), e aqueles propensos a falhar sem apresentar deformação significativa são considerados como frágeis.

Outra classificação dos modos de falha, de forma mais extensa é descrita na tabela 1:

Tabela 1 - Lista de modos de falha.

1.Deformação elástica induzida por força e/ou temperatura	13. Ruptura por tensão
2.Escoamento	14.Choque Térmico
3.Indentação	15.Desgaste por contato e Aderência
4.Ruptura dúctil	16.Desagregação
5.Fratura frágil	17. Danos por radiação
6.Fadiga (alto ciclo, baixo ciclo, térmica, superficial, por impacto, associada à corrosão, fretagem)	18. Flambagem
7. Corrosão (Ataque químico direto, galvânica, por pites, Intergranular, Lixiviação seletiva, por erosão, por cavitação, por hidrogênio, biológica e sob tensão)	19.Flambagem por fluência
8.Desgaste (adesivo, abrasivo, corrosivo, por fadiga superficial, por deformação, por impacto e por atrito)	20. Corrosão sob tensão
9.Impacto (Fratura por impacto, deformação por impacto, desgaste por impacto, fretagem por impacto e fadiga por impacto)	21.Corrosão e desgaste
10. Fretagem (Fadiga por fretagem, Desgaste por fretagem e Corrosão por fretagem)	22.Corrosão associada à fadiga
11. Fluência	23.Fadiga e fluência combinadas
12.Relaxação Térmica	

Fonte 4: adaptado de COLLINS, 2014.

4.2 ANÁLISE DE FALHAS E DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO

O sucesso na utilização dos modos de falhas depende diretamente da disponibilidade de dados confiáveis de resistência à falha, especificamente

desenvolvidos para o modo de falha pertinente, ambiente de operação e materiais candidatos a serem utilizados. Os dados de resistência à falha são facilmente encontrados para alguns modos de falha, e virtualmente inexistente para outros (COLLINS, 2014). Se dados confiáveis estiverem disponíveis, a tarefa de projeto do produto, ou máquina pode ser realizada com confiabilidade. Se os dados forem esparsos ou indisponíveis, o projeto corre o risco de ser superdimensionado.

As deficiências das fontes de dados geralmente levam a deficiências semelhantes de análises de confiabilidade, uma vez que muitos analistas usam fontes de dados como um guia ao identificar os modos de falha. Eles podem tender a não incluir modos de falha específicos em sua análise, se os modos de falha não forem abordados nas fontes de dados (RAUSAND & OIEN, The basic concepts of failure analysis, 1996).

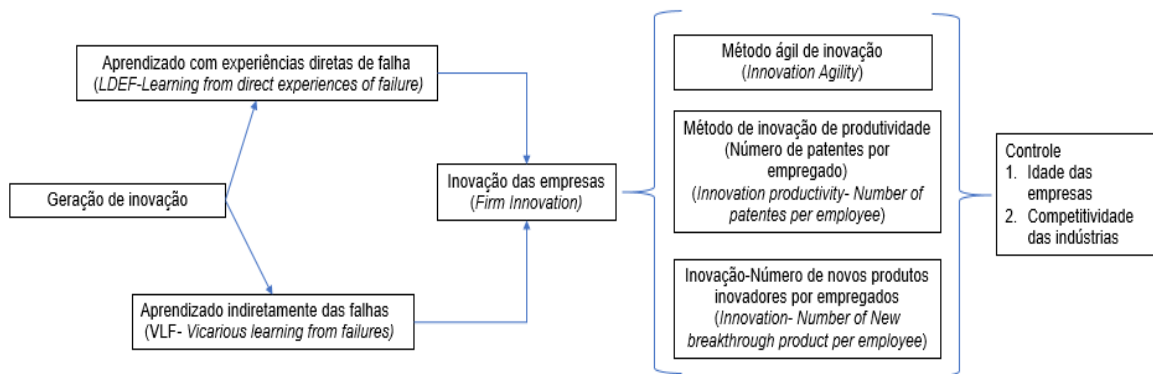
Em trabalhos publicados, como o de Paul Swuste (SWUSTE, 2013) que analisou causas de alguns acidentes em guindastes indica-se começar com uma investigação técnica sobre as causas diretas das falhas que motivam os acidentes. A segunda linha de pesquisa se concentraria no projeto de conceituação do produto, envolvendo as partes interessadas (usuários do produto em geral) e seu papel na aceitação do projeto. Este segundo aspecto foi o terceiro objetivo.

Conforme trabalho de Abraham Carmeli et al. (ABRAHAM & DOTHAN, 2017) as organizações desenvolvem os modos de aprendizado de falhas em seus produtos com:

- Experiências diretas de falha ou sucesso: testes, equipes destinadas à inovação, projetos inovadores. Neste contexto a falha é pesquisada pela equipe, ou;
- Experiências indiretas de falha ou sucesso: a equipe detectou a falha em campo do produto. Neste contexto a falha acontece, e a equipe deve trabalhar para prover uma solução.

Na figura 4 pode-se verificar o modelo conceitual apresentado por Abraham e Dothan (ABRAHAM & DOTHAN, 2017) :

Figura 4 - Método de geração de inovação.



Fonte 5: ABRAHAM & DOTHAN, 2017.

O método ágil seria resultante de equipes orientadas para a atividade pesquisa; o método de inovação por produtividade trata de pesquisas relacionadas à inovações na produção do item e por último a inovação total do produto em si; e todos controlados de forma diretamente proporcional pela idade das empresas e número de competidores entre elas (ABRAHAM & DOTHAN, 2017).

Outro conceito utilizado pelos pesquisadores desta área é o chamado Teste de Vida Acelerada, ou do inglês *Accelerated Life Testing*- (ALT) que é um método para avaliar a confiabilidade de componentes e sistemas em um período de curto prazo, geralmente semanas ou alguns meses, usando estratégia de teste superestimada, as principais etapas deste teste (REGATTIERI A. et al., 2017):

- Identificação do modo de falha principal de um componente / sistema: tipo / tipo e nível de estresse / estresse, envolvidos na operação de trabalho real;
- Definição aumento dos níveis de tensão para obter "tempo acelerado para o fracasso" durante experiências laboratoriais;
- Projeto de máquina de teste para gerar níveis aumentados de tensões determinadas;
- Campanha de testes experimentais com diferentes níveis de tensão aumentado, e
- Investigação, modelagem de dados usando relações de tensão de vida e distribuições de tempo para falhar.

Uma análise de modos de falha muito comum nas indústrias para produtos de menor porte, como é o caso da talha com acionamento mecânico é o teste de sobrecarga, ou seja, levar o equipamento ao uma tensão, acima do qual foi projetado, a fim de compreender o comportamento do sistema quando este exposto a condições agressivas de funcionamento, como pode ser visualizado na Figura 5.

Figura 5 - Modo de falha da estrutura da talha supercompacta condicionada a teste de sobrecarga.



Fonte 6: METALÚRGICA KOCH S.A., 2016.

Os produtos de elevação e transporte de carga em sua maioria baseiam-se em códigos, normas técnicas específicas de matéria prima e projeto para atuação em uma faixa segura, em que geralmente a tensão de escoamento convencional é o limite de tensão calculada para este produto, ou conforme Strohaecker (STROHAECKER, 2003), a faixa de dureza dos componentes mecânicos são os estados limites para segurança.

Segundo Strohaecker (STROHAECKER, 2003), o aumento da segurança está diretamente relacionado com o melhor entendimento dos mecanismos de fratura. Este conhecimento propiciou a mudança da filosofia de "defeitos não permissíveis" para a de "adequação para o uso" ("fitness for purpose") reconhecendo-se, assim, o fato das limitações práticas na obtenção de maiores valores de tenacidade dentro de parâmetros econômicos (STROHAECKER, 2003).

No estudo das referências deste trabalho ficou claro a importância do cliente perante o processo de desenvolvimento de produtos. Segundo pesquisa realizada por Matias et al. (MATIAS, SILVEIRA, & BRANDÃO, 2015) percebe-se que as empresas que exploram melhor o envolvimento do consumidor em seus processos de desenvolvimento de produtos obtém mais sucesso, pois conseguem identificar o que o cliente realmente gosta ou não no produto, muitas vezes antes mesmo de seu lançamento. Curiosamente, nos dias de hoje, a pesquisa demonstra que a ferramenta menos utilizada é a virtual, como por exemplo, programa que solicita a percepção do cliente quando utiliza o produto.

Vale destacar que a falha do produto também pode acontecer no momento do reparo da assistência técnica. Na pesquisa relacionada aos modos de falhas das talhas mecânicas foi evidenciado este fato, visto que em muitas vezes o reparo não foi realizado de forma eficaz, repetindo desta forma a falha no cliente. Os autores Rausand e Hoyland (RAUSAND & HOYLAND, System Reliability Theory: Models, Statistical Methods and applications, 2004) classificaram em três categorias os reparos:

- Reparo perfeito: isto é, restaurar o sistema para o original, uma condição "semelhante a nova (como bom-como-novo (*as good-as new-AGAN*))";
- Reparação mínima: isto é, restaurar o sistema para uma condição funcional, mas "semelhante a antiga" (como-mau-como-antigo (*as bad-as old*) ABAO)", e
- Reparo normal: isto é, restaurando o sistema para qualquer condição entre o reparo perfeito e o reparo mínimo (melhor do que antes- mas pior do que (*better-than-old but worse-than-new*)).

De toda a forma busca-se a reparação perfeita do equipamento para a satisfação plena do cliente. Porém neste momento deve-se ficar atento para que determinada falha não tenha sido intensificada pelo próprio cliente por manutenção inadequada, perante a necessidade imediata do produto, ou mesmo assistência técnica não autorizada.

Em tempo, os produtos podem sofrer cargas estáticas ou dinâmicas. No primeiro a análise de modos de falha torna-se mais simples, porém no segundo, onde as cargas são dinâmicas as situações são bem mais adversas, neste modo conforme Rosa (ROSA, 2002) pode-se adotar dois caminhos distintos, mas que se complementares:

- **Análise Teórica:** Uso de um modelo matemático que representa o comportamento dinâmico do sistema;
- **Análise Experimental:** Determina as cargas com o equipamento em condições típicas de utilização

4.3 CLASSIFICAÇÃO DOS MECANISMOS DE ELEVAÇÃO

Os principais grupos de mecanismos de elevação e transporte são divididos em (RUDENKO, 1976) :

- **Equipamentos de Elevação:** é o grupo de máquinas com mecanismo de elevação, destinado a mover cargas, principalmente em lotes;
- **Equipamento Transportador:** é o grupo de máquinas que pode não ter mecanismo de elevação, movendo cargas num fluxo contínuo, e
- **Equipamento de superfície e elevado:** é o grupo de máquinas que também pode não ser provido de mecanismo de elevação e que usualmente manuseia cargas em lotes.

A estrutura das talhas de acionamento mecânico condiciona a segurança e confiabilidade do equipamento perante às condições de serviços, podendo esta ser extremamente severa, ou mesmo em condições de trabalho leve. Conforme Santos (SANTOS, 2008) os produtos falham aleatoriamente e a falha é mais função do número de vezes que o produto foi utilizado e não somente função da sua idade. Em virtude disso é muito importante estabelecer o ritmo de trabalho por qual o mecanismo será destinado.

A maioria dos manuais dos fabricantes solicitam que antes de utilizar a talha o operador cheque alguns itens, como: a massa limite de uso do equipamento, elos das correntes e abertura da boca do gancho, a qual não pode exceder 15% (ALL MATERIAL HANDLING COMPANY, 2017) , ou conter uma torção maior ou igual a 10° (INGERSOLL RAND COMPANY, 2010).

A norma ABNT NBR 16324, que trata especificamente de talhas de corrente com acionamento manual Requisitos e Métodos de Ensaio, classifica

as talhas em 5 grupos de funcionamento: 1A, 1B, II, III e IV, conforme o serviço que efetuam, o grupo na qual a talha é classificada é determinado pelos seguintes parâmetros:

- Classe de Funcionamento;
- Estado de solicitação, e
- Caracterização de severidade operacional.

As classes de funcionamento (Tabela 2) caracterizam o tempo médio de funcionamento diário de um mecanismo, em horas. O mecanismo é considerado em funcionamento somente quando está em movimento.

Tabela 2 - Classe de funcionamento Talha Mecânica.

Classe de funcionamento	Limite de funcionamento diário (horas)	Tempo de funcionamento calculado (horas)
F1	$\leq 0,12$	125
F2	$\leq 0,25$	250
F3	$\leq 0,5$	500
F4	$\leq 1,0$	1000
F5	$\leq 2,0$	2000
F6	$\leq 2,0$	4000

Fonte 7: ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014.

Um fato importante a destacar é que a norma 16324 não considera os limites de tempo de funcionamento como garantia de vida útil do equipamento, sendo este um cálculo específico para cada projeto de mecanismo de elevação de carga. O estado de solicitação indica de que forma a talha é submetida ao carregamento, conforme Tabela 3:

Tabela 3 - Estado de solicitação.

Estado de solicitação	Definição
1-Muito leve	Talha submetida normalmente a cargas inferiores a 1/4 da carga máxima e só excepcionalmente à carga máxima
2-Leve	Talha submetida normalmente a cargas da ordem de 1/4 a 1/3 da carga máxima e só raramente à carga máxima
3-Moderada	Talha submetida normalmente a cargas da ordem de 1/3 a 2/3 da carga máxima e frequentemente à carga máxima
4-Severa	Talha submetida normalmente a cargas superiores a 2/3 da carga máxima e comumente à carga máxima

Fonte 8: ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014.

A caracterização de severidade operacional, em função do estado de solicitação, determina a classificação, em grupos conforme tabela 4:

Tabela 4 - Caracterização de grupos de severidade operacional.

Estado de solicitação	Máximo uso diário h					
	F1	F2	F3	F4	F5	F6
1 (muito leve)	-	-	1B	1A	II	III
2 (leve)	-	1B	1A	II	III	IV
3 (moderada)	1B	1A	II	III	IV	-
4 (severa)	1A	II	III	IV	-	-

Fonte 9: ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014.

O grupo em que a talha se encaixa deve ser colocado à disposição do comprador. No entanto, para que a talha de um determinado grupo possa ser utilizada nos grupos seguintes, dentro da mesma expectativa de vida útil, deve ser estabelecida uma redução de carga máxima para definição de nova capacidade útil (tabela 5). O fator de conversão tem valor de 0,8 entre os respectivos grupos, conforme indicado na tabela 5. Exemplo: Uma talha com capacidade máxima de 10.000 kg, fabricada no grupo IA, quando trabalhar na reclassificação II, tem como nova capacidade 8.000 kg. A reclassificação não pode ser utilizada de forma inversa, ou seja, para cargas maiores do que sua capacidade nominal.

Tabela 5 - Fatores de conversão entre os grupos.

Grupo original de fabricação	Grupo de reclassificação			
	1A	II	III	IV
1B	0,8	0,63	0,5	0,4
1A	1,0	0,8	0,63	0,5
II	-	1,0	0,8	0,63
III	-	-	1	0,8

Fonte 10: ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014.

4.4 TIPOS DE TALHA E REVISÃO DA LITERATURA

As principais talhas mecânicas encontradas no mercado são apresentadas na Figura 6. Estas são divididas de acordo com o seu mecanismo de acionamento:

- Talhas com acionamentos manuais compactos de alavanca (a), blindada leve (b), supercompacta (c), e

- Talhas com acionamento elétricas: Blindada Leve Motorizada (d), Super Compacta motorizada (e), Baixa altura (Talha de baixa altura de Correntes (f), elétricas de cabo aço (Talha elétrica de Cabos de aço (g);

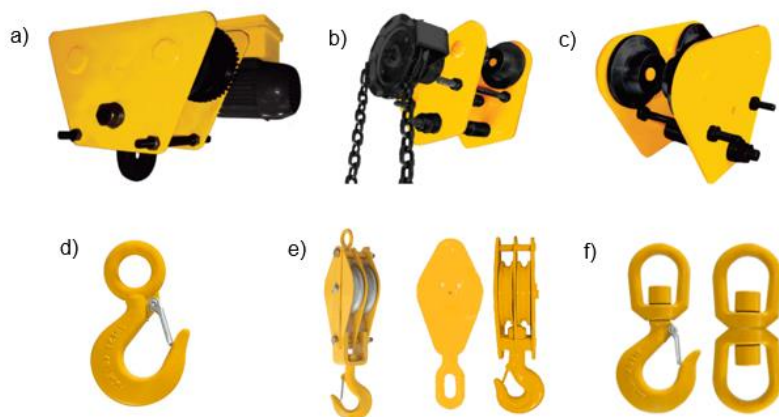
Figura 6- Tipos de talhas de acionamento mecânico.



Fonte 11: METALÚRGICA KOCH S.A., 2016.

As talhas contêm acessórios que podem ser incorporadas (Figura 7), de acordo com a capacidade de trabalho que se destinam. Entretanto é de fundamental importância compreender o que cada cliente deseja e orientá-lo para sua real necessidade, a fim de oferecer um produto eficaz e de baixo custo.

Figura 7 - Acessórios mais comuns: Trole Elétrico (a), Trole Mecânico (b), Trole Manual (c), ganchos (d), moitões (e), Cadernais (e) e Tornéis (f).



Fonte 12: METALÚRGICA KOCH S.A., 2016.

As empresas que atuam em mercados competitivos, como este de talhas de acionamento mecânicas, necessitam investir continuamente na aquisição e no desenvolvimento de capacidades inovadoras (RAMOS & ZILBER, 2015). São estas capacidades que garantem a sobrevivência e impulsionam os negócios. Por meio destas capacidades, as empresas conseguem criar e lançar novos produtos, estruturar novos processos produtivos, aperfeiçoar a organização e utilizar novos projetos de marketing.

Ainda neste trabalho Ramos e Zilber descrevem a importância da pesquisa e desenvolvimento (P&D), o quanto este pode contribuir para a elevação da capacidade de inovar das empresas e para o aperfeiçoamento de suas atividades inovativas, fazendo com que a empresa adquira maior sustentabilidade em seus negócios. A velocidade com que as empresas conseguem transformar investimentos em P&D em receitas de vendas revela sua capacidade de mobilizar a organização para inovar e produzir resultados concretos (RAMOS & ZILBER, 2015).

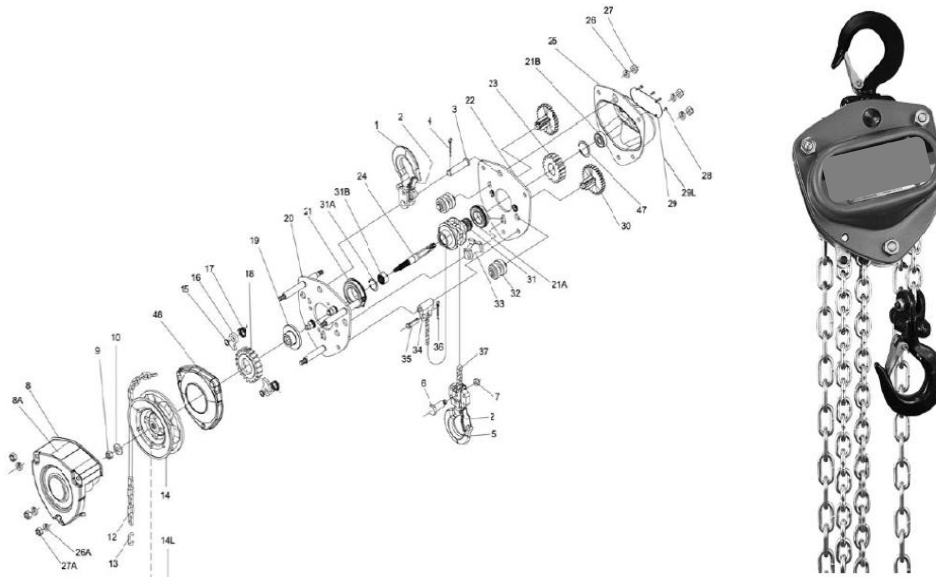
No que se refere aos tipos de máquinas de elevação em sua grande parte são divididas em: órgãos flexíveis de elevação (correntes e cabos), polias, rodas dentadas para correntes, dispositivo de manuseio de carga, dispositivo de retenção, frenagem e transmissões (RUDENKO, 1976).

Na etapa de revisão de literatura verificou-se a imensa quantidade de fabricantes de talhas com acionamento mecânicos, principalmente no que diz respeito ao corpo de acionamento e a frenagem por catraca. Observou-se que não existe um produto diferenciado no mercado e, praticamente todas exibem o mesmo mecanismo, exceto pelo fato de algumas utilizarem rolamentos de rolos cilíndricos ao invés de buchas de bronze, pinos para conexão entre as placas e dupla lingueta no sistema de freio catraca condição que aumenta a segurança do equipamento na frenagem da carga.

Neste trabalho estudou-se os modos de falha das talhas mecânicas, como a pesquisa entre os fabricantes demonstrou pouca diferença entre os mecanismos, dimensões e design do produto pode-se presumir que alguns modos de falhas devem se repetir. Saliencia-se que as falhas por desgaste, como encontradas neste item também se devem as propriedades dos materiais e a

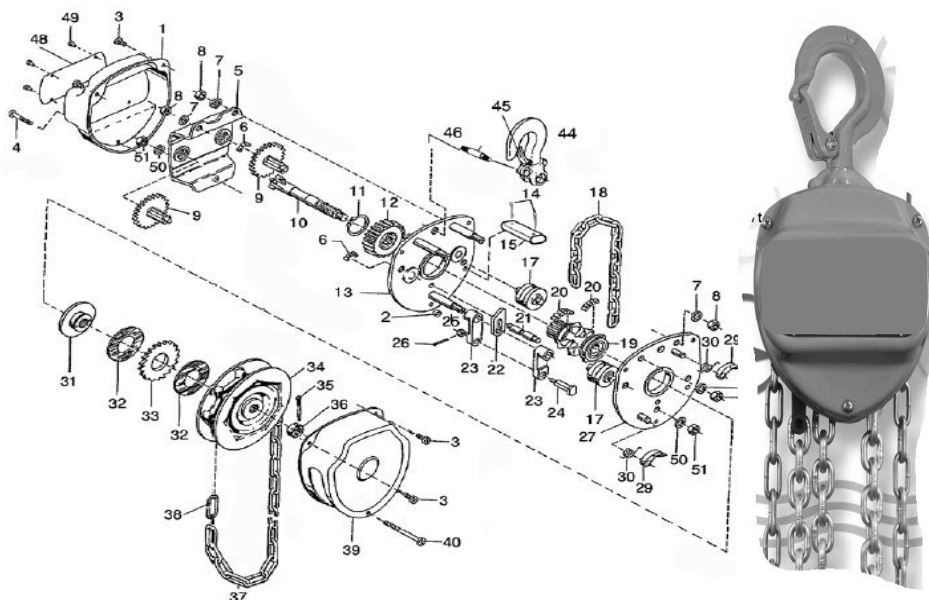
qualidade de seus tratamentos. Abaixo encontra-se alguns fabricantes de talhas de acionamento mecânico, com os respectivos corpos de acionamento:

Figura 8 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "A".



Fonte 13: SITE DO FABRICANTE "A", 2017.

Figura 9 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "B".



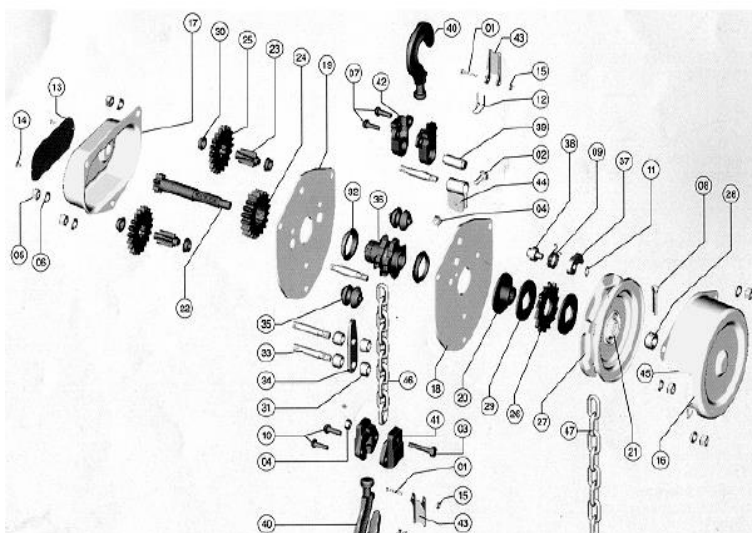
Fonte 14: SITE DO FABRICANTE "B", 2017.

Figura 10 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "C".



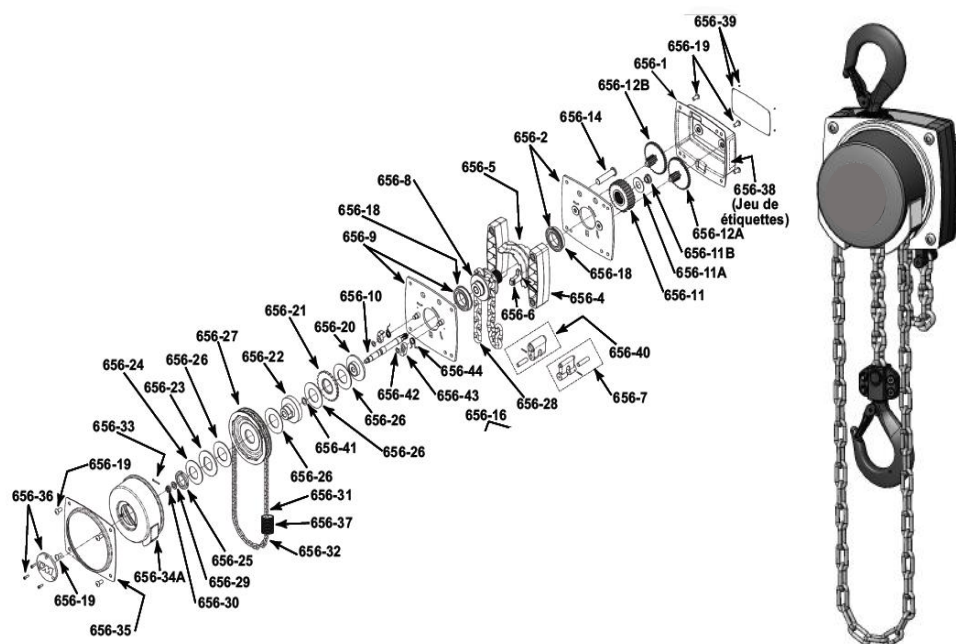
Fonte 15: SITE DO FABRICANTE "C", 2017.

Figura 11 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "D".



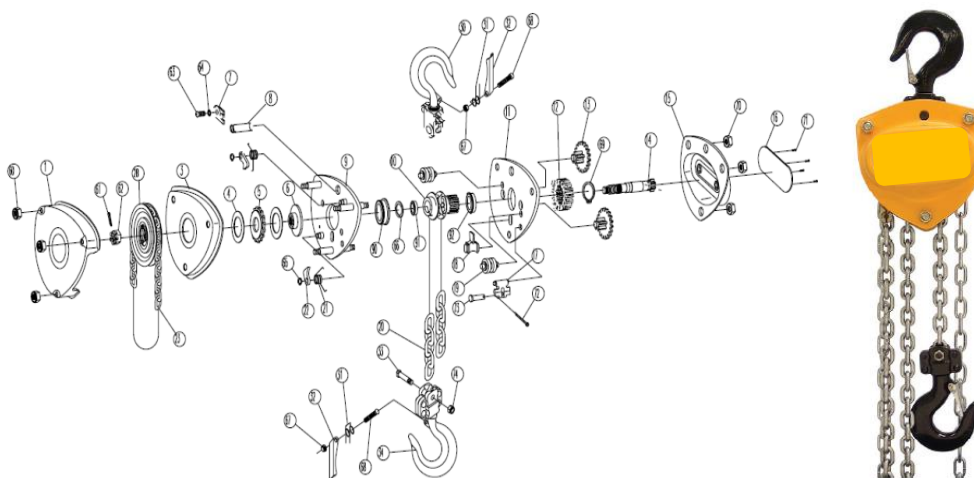
Fonte 16: SITE DO FABRICANTE "D", 2017.

Figura 12 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "E".



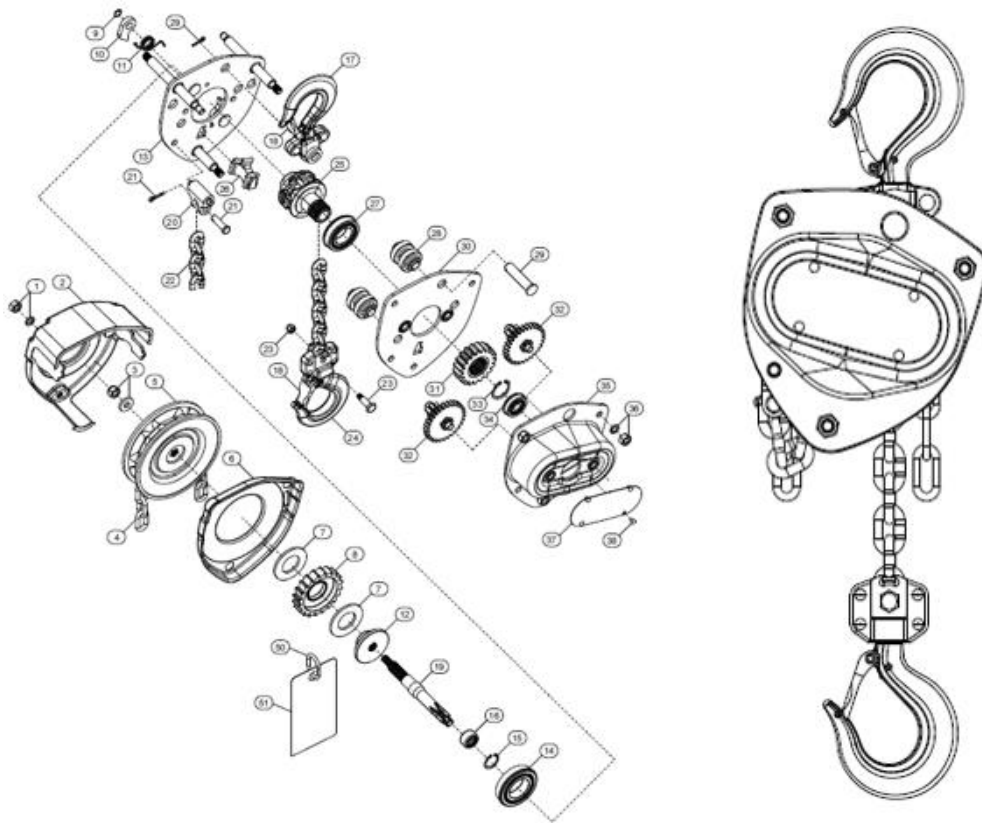
Fonte 17: SITE DO FABRICANTE "E", 2017.

Figura 13 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "F".



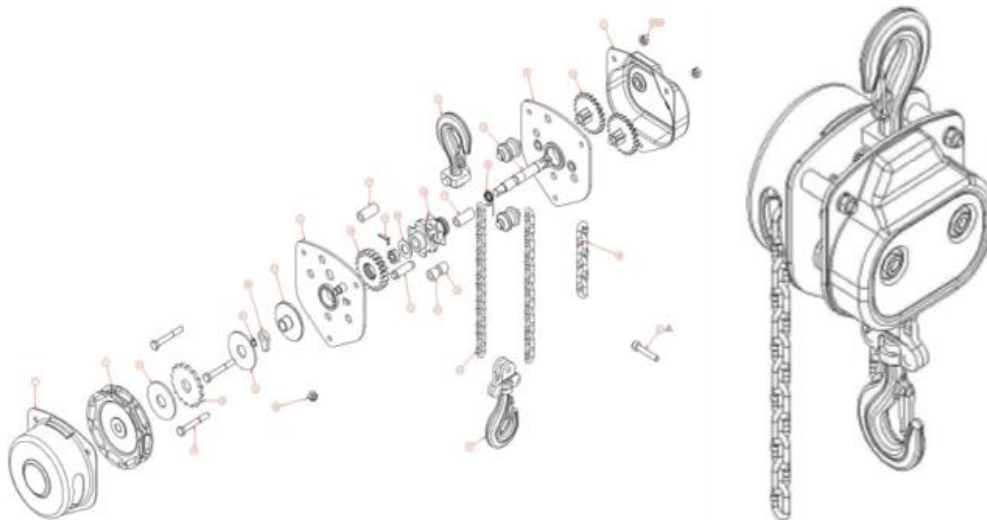
Fonte 18: SITE DO FABRICANTE "F", 2017.

Figura 14 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "G".



Fonte 19: SITE DO FABRICANTE "G", 2017.

Figura 15 - Estrutura do corpo da talha do fabricante "H".



Fonte 20: SITE DO FABRICANTE "H", 2017.

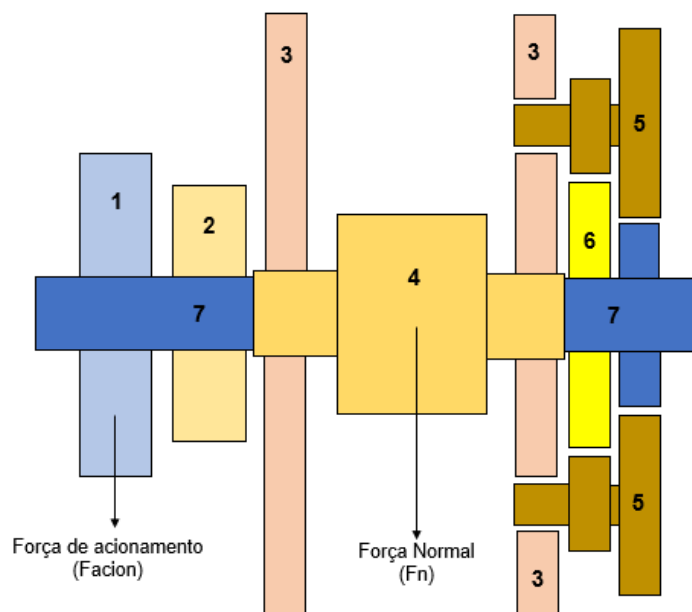
4.5 ESFORÇOS ATUANTES NA TALHA MECÂNICA

A talha pode ser dividida em 7 partes para efeitos de cálculo da seguinte maneira:

- 1-Polia de Acionamento;
- 2-Freio Catraca;
- 3- Mancais;
- 4- Polia de carga (eixo de carga);
- 5- Engrenagem do pinhão;
- 6- Engrenagem da polia de carga (engrenagem central), e
- 7- Eixo de transmissão.

Para efeitos de análise priorizou-se demonstrar neste trabalho somente os componentes que apresentaram falhas nos clientes, não sendo o caso da polia de acionamento (1), mancais (3) engrenagens do pinhão (5) e engrenagem da polia de carga (6). Abaixo na Figura 16 é demonstrado o esquema de montagem dos componentes e suas devidas posições:

Figura 16 - Sistemas atuantes em uma talha mecânica.



Fonte 21: próprio autor.

Nesta parte do estudo de cargas da talha de acionamento manual buscou-se trabalhar com os componentes que falhavam com mais frequência nos clientes que eram o freio catraca e a polia de carga. Estes dois componentes são de extrema importância para a integridade do equipamento, bem como para a segurança do usuário. Além desses pontos pode-se destacar que a força de acionamento deve ser calculada bem como a força normal, conforme norma

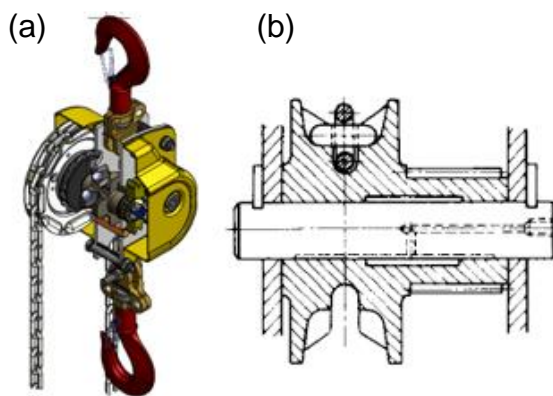
16324 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014) para que fique dentro da faixa de conforto para o usuário e definir capacidade máxima do equipamento.

Vale salientar que quanto mais complicado é o sistema mecânico, em geral, mais suscetíveis às mudanças operacionais e mais manutenção é necessária para garantir que o sistema esteja em boas condições de funcionamento (JAMES, 2006).

Entre os livros de projeto pode-se destacar Collins (COLLINS, 2014) e Norton (NORTON, 2013) que contemplam alguns métodos de cálculos que podem ser utilizados nesta etapa. Assim como o livro PROTEC do engenheiro Francisco Provenza (PROVENZA, 1996) e o livro de Máquinas de elevação e transporte do professor Rudenko (RUDENKO, 1976).

Conforme Collins (COLLINS, 2014) em praticamente todas as máquinas observa-se a transmissão de potência e/ou movimento de uma fonte de entrada para outra de saída. No caso estudado a fonte de entrada será força manual do usuário, pois trata-se de uma talha mecânica de acionamento manual por meio da corrente de acionamento, conforme Figura 17 e a fonte de saída será o torque transmitido pelo eixo de ligação que percorre todo o corpo da talha.

Figura 17 - Detalhe em corte da talha; (b). Polia e corrente de acionamento.



Fonte 22: próprio autor.

A corrente é universalmente empregada no içamento e transmissão, e para prender e segurar corpos móveis. Como regra geral, uma corrente é submetida a cargas pesadas e deve transmitir grandes forças, e sua capacidade de suportar as tensões a que está sujeita por seu carregamento pode depender

do sucesso de uma grande operação mecânica, ou mesmo da segurança de vidas (SINGH, SINGH, & SINGH, 2013). Devido a estas considerações, a importância que esteja acondicionada de forma segura para atender as exigências impostas.

Em tempo, segundo Tae-Gu (KIM, LEE, & LEE, 2010) a corrente de carga pode falhar apresentando fratura frágil devido a tensão residual proveniente do gradiente de temperatura ao qual é exposta durante a união de seus elos, ou mesmo por fratura dúctil quando é exposta repetidamente a forças além de sua capacidade nominal.

As correntes não devem passar por condicionamento e/ou reparos quaisquer, pois podem apresentar micro falhas que podem se propagar e se tornarem críticas. Deve-se evitar trabalhar com a talha de corrente sob temperaturas elevadas, a partir de 200°C (JAMES, 2006). Segundo citado por Umesh (SINGH, SINGH, & SINGH, 2013), uma corrente de carga pode falhar mecanicamente das seguintes maneiras: sobrecarga (nunca deve acontecer); fadiga (deve tentar projetar em torno deste contexto) e desgaste (modo normal de falha).

Na metodologia deste trabalho primeiro destaca-se o cálculo da perna de corrente (F_N). Esta equação é importante para determinar a força de acionamento que o usuário pode fazer:

$$F_N = \text{Capacidade (kg)} + \text{massa do gancho(kg)} \quad (1)$$

Em seguida é calculada a força de acionamento ($F_{acion.}$) que deve ser no máximo 500 N conforme norma NBR 10401:

$$F_{acion.} = \left(\frac{F_N}{D01} * \frac{D05}{D04} * \frac{D03}{D06} * D02a \right) / \eta_t \quad (2)$$

A força de acionamento leva em conta os diâmetros das engrenagens frontais, as quais não foram alteradas, porém nesta equação também se adiciona o diâmetro da polia de carga que foi alterada no protótipo, por essa razão este cálculo deve ser realizado para este protótipo.

Conforme Rudenko (RUDENKO, 1976), um acionamento manual pode ser empregado com baixa capacidade de elevação, onde a carga seja movida a

curta distância, ou para elevações ocasionais. Os principais componentes de um acionamento manual são: manivelas, catracas e rodas de manobra com correntes. A potência limitada constitui o defeito essencial dos acionamentos manuais, considera-se na literatura pesquisada (RUDENKO, 1976) que a potência de um acionamento manual é limitada ao valor de 1 hp e a capacidade manual não deve exceder 15 000 kgf.

Nos projetos de mecanismos acionados por força muscular humana por operador admite-se que a potência desenvolvida por um operador seja:

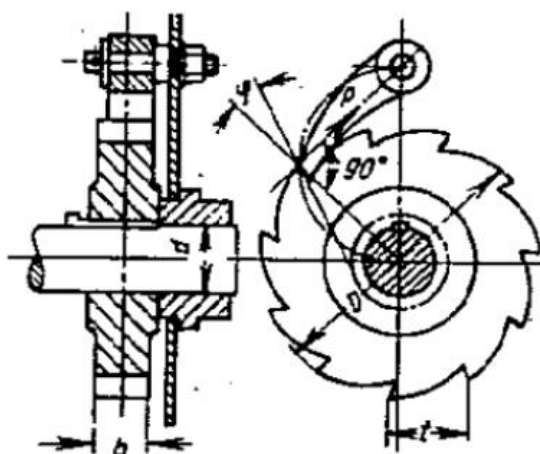
- 10 kgf-m/s em operação contínua
- 15 kgf-m/s em operações de curta duração, até 5 min.

A velocidade média do movimento da mão do operador, no acionamento manual não deve exceder a 0,6 m/s na corrente de tração.

A próxima etapa é o estudo da catraca do freio. O mecanismo de retenção é usado para segurar a carga elevada pelos guinchos. Este tipo de mecanismo é formado por uma roda de catraca e uma lingueta.

Os dentes da catraca podem ser dispostos externa ou internamente à roda (RUDENKO, 1976). A Figura 18, mostra o mecanismo de catraca mais difundido, com dentes externos à roda.

Figura 18 - Detalhe do mecanismo do freio catraca simples.

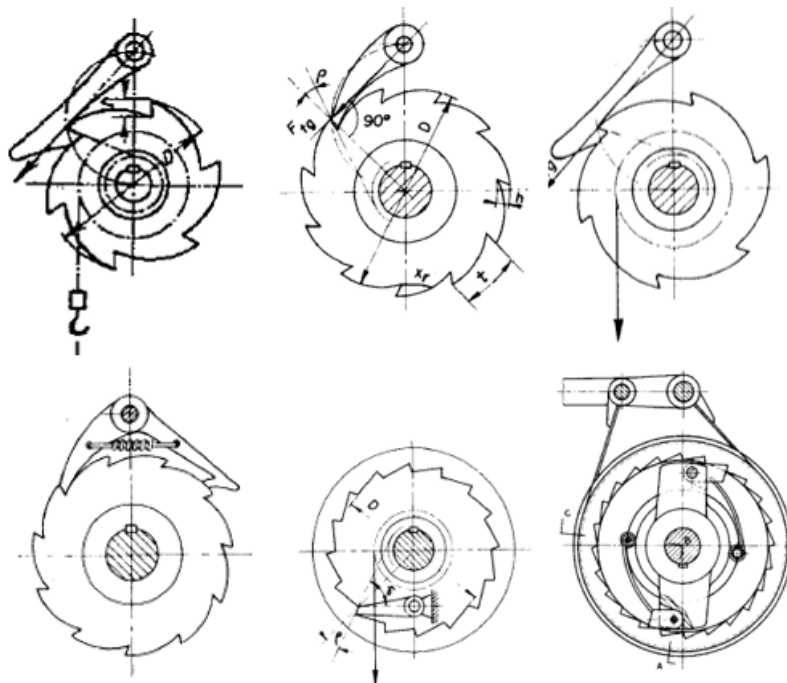


Fonte 23: adaptado de RUDENKO, 1976.

Conforme Rudenko, o melhor engrenamento é obtido no ponto de contato entre a tangente, que passa através do pino da lingueta e o diâmetro interno da

roda da catraca. Neste caso, a pressão sobre a lingueta é dirigida ao longo da força periférica (RUDENKO, 1976). Outros formatos de lingueta são demonstrados na Figura 19 abaixo:

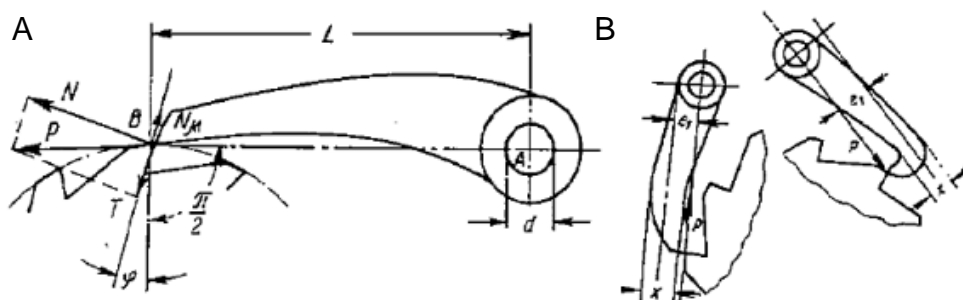
Figura 19 - Formato das linguetas na atuação do freio catraca.



Fonte 24: adaptado de PROTEC, 1996.

Dependendo da finalidade a roda de catraca pode ter de 12 a 20 dentes para retenção por catraca independente, e 16 a 25 mais para freios do tipo catraca. As melhores condições para o escorregamento da lingueta sobre o dente da catraca são obtidas quando $\varphi > p$, onde p é o ângulo de atrito. A força $T = P \sin \varphi$, tende a empurrar a lingueta para a raiz de dente, enquanto que as forças de atrito $N\mu$ (onde $N = P \cos \varphi$) e as forças de atrito no pino da lingueta $P\mu_1$ opõem-se a esse movimento. Esta condição é demonstrada na Figura 20 abaixo:

Figura 20 - (A) Detalhes de construção da lingueta; (B) Detalhes de lingueta com dentes internos.



Fonte 25: adaptado de RUDENKO, 1976.

A lingueta da catraca pode ser verificada a compressão ou tração excêntrica. Primeiramente deve-se calcular o módulo de resistência mínimo e após encontrar a tensão principal, conforme equações 3 e 4 abaixo:

$$W = \frac{bx^2}{6} [mm^3] \quad (3)$$

$$\sigma = \frac{Pe_1}{W} + \frac{P}{F} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad (4)$$

Onde:

b – Espessura da lingueta (mm); P – Distância de carga (mm)

x – Largura da lingueta (mm); F – Carga de aplicação (N)

Ainda em seu livro Rudenko cita os principais perfis dos dentes de rodas de catraca, nesta tabela conforme o módulo e o número de dentes podem-se identificar as dimensões principais das linguetas, tanto para engrenamento interno quanto para externo, conforme Tabela 6 abaixo:

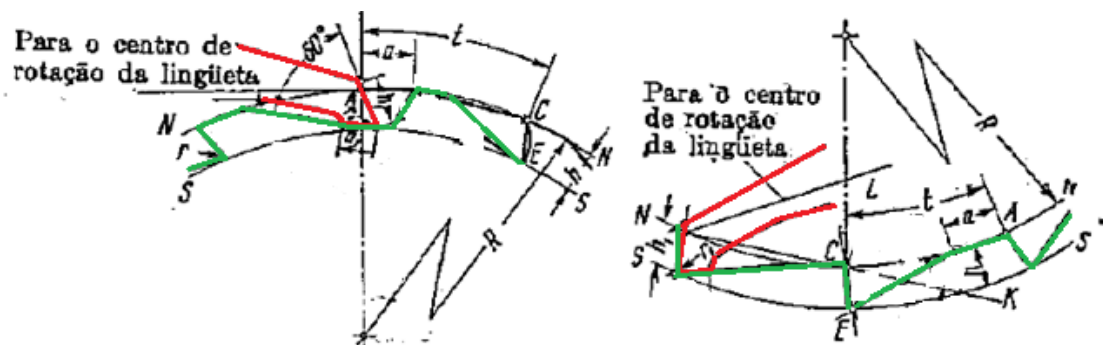
Tabela 6- Dimensões da lingueta conforme módulo.

m		6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	30
	z	De 6 a 30 inclusive											
Lingueta de catraca	t	18,85	25,13	31,42	37,7	43,98	50,27	56,55	62,83	69,12	75,4	81,68	94,25
	h	4,5	6	7,5	9	10,5	12	13,5	15	16,5	18	19,5	22,5
	a	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	30
	r	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	h1	6	8	10	12	14	14	16	18	20	20	22	25
	a1	4	4	6	6	8	8	12	12	14	14	14	16
	r1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2

Fonte 26: Adaptado de RUDENKO, 1976.

Pode-se verificar que estas são as dimensões ideais, segundo a literatura pesquisada, objetivando a segurança adequada na operação.

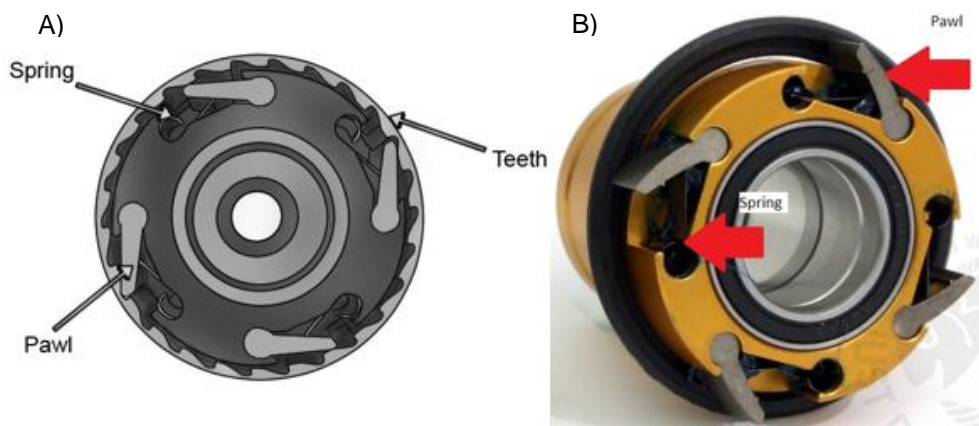
Figura 21 - Detalhes de dentes de catraca externa e interna.



Fonte 27: adaptado de RUDENKO, 1976.

Em se tratando de rodas de catracas, com dentes internos são usadas exclusivamente para freios com rodas de catracas, conforme demonstrado na Figura 22-A. Geralmente os dentes são fundidos no interior do tambor do freio, montado livremente em uma árvore. Uma ou duas linguetas são montadas sobre uma alavanca presa à árvore e operada pelos anéis de atrito. O número de dentes varia de $z=16$ a 30 (RUDENKO, 1976).

Figura 22 - Sistema de freio com catraca interna.



Fonte 28: www.bikemag.com/industry-news/first-look-sram-x0-dh-hubs, 2017.

Com o objetivo de calcular a força periférica da lingueta sobre o dente da catraca pode-se utilizar a seguinte equação, conforme Rudenko (RUDENKO, 1976):

$$F = b * p \quad (5)$$

Onde: b - comprimento dos dentes (largura da área de apoio da lingueta)

p - Pressão unitária linear ($p = 150$ a $300 \frac{kgf}{cm}$ para lingueta de aço e roda de catraca de aço).

O torque pode ser encontrado da seguinte forma:

$$T = \frac{F \cdot D}{2} [kgf/mm] \quad (6)$$

Após calcular o torque passa-se para o módulo da catraca:

$$m = \frac{dp}{z} [mm] \quad (7)$$

Seguindo a metodologia proposta por Rudenko tem-se que calcular o coeficiente entre o comprimento do dente e o módulo:

$$\psi = b/m \quad (8)$$

Os dentes de uma catraca, com engrenamento externo (Figura 21), são verificados à flexão pela equação:

$$\sigma_{flexão} \approx \frac{8T}{m^3 z \psi} [kg/mm^2] \quad (9)$$

Os dentes internos das rodas de catracas são muito mais fortes que os externos. Por essa razão, sua equação de resistência é a seguinte (RUDENKO, 1976):

$$\sigma_{flexão} \approx \frac{T}{m^3 z \psi} [kg/mm^2] \quad (10)$$

A velocidade periférica da roda da catraca é diretamente proporcional ao seu diâmetro. Como a força de impacto entre a lingueta e o dente cresce proporcionalmente ao quadrado da velocidade, deve-se evitar um aumento prejudicial da velocidade periférica (RUDENKO, 1976). Impacto a altas velocidades é diminuído pelo emprego de passos e dentes menores, pode-se usar duas ou mais linguetas, cujos pontos de engrenamento sejam deslocados por uma fração correspondente do passo. Nos mecanismos de catraca independentes, ou freios de catraca, a roda da catraca é sempre fixada à árvore.

Outra fonte pesquisada pelo autor deste trabalho foi o livro PROTEC que traz uma metodologia de cálculo um pouco diferente da descrita por Rudenko

das tensões nos dentes da roda catraca. Neste livro primeiramente é calculado o esforço sobre a tranqueta:

$$F_{tg} = b * h * (pr) [kg] \quad (11)$$

Onde: b - Espessura da catraca (mm)

h - Altura do dente da catraca (mm)

pr -Pressão máxima na catraca, geralmente 300 kg/cm^2

O momento sobre o dente pode ser calculado da seguinte forma:

$$M = F_{tg} * h \quad (12)$$

Em seguida é demonstrado o cálculo do passo dos dentes da catraca:

$$t = \frac{\pi * d}{N} [mm] \quad (13)$$

Após calcular o passo é estimado o plano mais provável de ruptura pela seguinte equação:

$$X_r = 0,8 * t [mm] \quad (14)$$

Com este resultado pode-se utilizar a equação do módulo de resistência:

$$W = \frac{b * X_r^2}{6} [mm^3] \quad (15)$$

E, por fim pode-se encontrar a tensão de flexão, conforme PROTEC (PROVENZA, 1996):

$$\sigma_{flexão} = \frac{M}{W} [kg/mm^2] \quad (16)$$

Nesta próxima etapa é calculado o mecanismo de frenagem, o qual é acionado devido ao movimento contrário da catraca quando a talha suspende uma carga, demonstrado na Figura 23 abaixo. Vale salientar que a maioria dos fabricantes recomenda que a distância de frenagem com capacidade nominal não deve exceder 3% da velocidade de elevação (aproximadamente dois elos da corrente) (KITO, 2017).

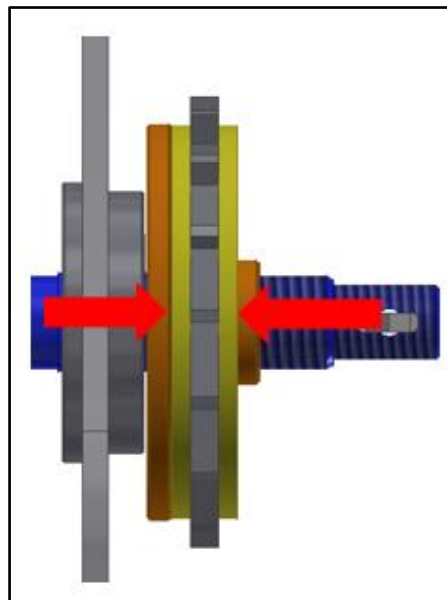
Figura 23 - Detalhe do freio catraca atual.



Fonte 29: próprio autor.

Juntamente com este freio entra em funcionamento as duas lonas, representadas na Figura 24 em amarelo que pressionam o flange (em laranja) este percorre a rosca no eixo (em azul) aplicando uma força axial na lona (seta vermelha), assim a catraca é freada. Nesta etapa é importante conhecer se o momento de acionamento é menor que o momento de freio.

Figura 24 - Sistema de pressão de freio da lona na catraca.



Fonte 30: próprio autor.

As superfícies de atrito são geralmente forradas com um material que possua um bom coeficiente de atrito e com resistência à compressão e à temperatura suficiente para a aplicação (NORTON, 2013).

A primeira etapa para determinar o momento de acionamento deve ser o diâmetro médio da rosca de frenagem:

$$d_{mr} = M - (2 * p * 0,32476) [mm] \quad (17)$$

Onde: M – Rosca de frenagem [mm]

p – Passo da rosca [mm]

O passo efetivo da rosca de frenagem é a próxima etapa, conforme equação abaixo:

$$p_{efe} = p * n^{\circ} \quad (18)$$

Onde: n° – Número de entradas

Após é calculado a força normal de frenagem, ou seja, a força axial na qual a lona de freio pressionará a catraca:

$$F_N = \frac{(F_{ACION} * (diâm.da polia de acion./2) * Coef.de ensaio)}{\left(\frac{p_{efe}}{d_{mr} * \pi}\right)^{+ \mu}} * 9,81 \quad (19)$$

Onde: Coeficiente de ensaio: 1,5

Coeficiente de atrito de frenagem aço/lona (μ): 0,3

A força tangencial de frenagem leva em consideração quantas superfícies de frenagem o sistema possui e é calculada da seguinte forma:

$$F_{tg} = i_{sup} * F_N * \mu \quad (20)$$

Onde: i_{sup} -Número de superfícies de frenagem

A seguir é calculado o momento de frenagem:

$$M_{fre} = F_{tg} * R_m \quad (21)$$

Onde: R_m – Raio médio de ação da força de frenagem

Por fim é calculado o momento de acionamento. O momento de acionamento deve ser sempre menor que o momento da frenagem (F_N), neste caso calculado a condição está aprovada:

$$M_{acion.} = F_{acion.} * \left(\frac{\text{diâm.da polia de acion.}}{2} \right) * 9,81 \frac{m}{s^2} * \text{Coef. de ensaio} \quad (22)$$

Em relação a lona de freio tem-se a área de frenagem $A_{frenagem}$ e a pressão sobre a lona de freio, deve-se calcular a área da lona:

$$A_{frenagem} = (\pi * (d_{exter}/2)^2) - (\pi * (di/2)^2) [mm] \quad (23)$$

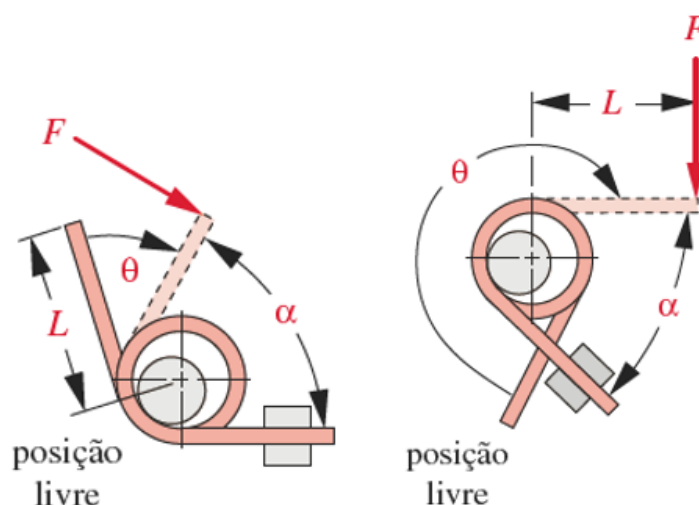
E a pressão da lona de freio será:

$$P_{re} = \frac{F_N}{A_{fren}} [Kg/mm^2] \quad (24)$$

Estes freios catraca geralmente utilizam uma mola de torção para pressionar a lingueta do freio na roda de catraca, conforme demonstrado na Figura 25 logo abaixo. Segundo Norton (NORTON, 2013) para a mola helicoidal de torção o momento aplicado deve sempre ser arranjado de forma a fechar as espiras em vez de abri-las, porque as tensões residuais resultantes do enrolamento das espiras sejam favoráveis contra um momento de fechamento. O momento aplicado não deve nunca ser revertido em serviço.

Ainda segundo este autor, a carga deve ser definida a um ângulo α com a tangente de extremidade na condição carregada em vez de em uma deflexão relativa à posição livre. Como a carga ocorre em flexão, o fio de seção retangular é mais eficiente em termos de rigidez por unidade de volume (maior valor de I para a mesma dimensão). Contudo, a maior parte das molas helicoidais de torção é construída de fio redondo simplesmente por causa do seu menor custo e maior variedade de tamanhos e materiais (NORTON, 2013).

Figura 25 - Atuação de carga na mola de torção.



Fonte 31: adaptado de NORTON, 2013.

A carga suportada pela mola de torção atual é calculada por meio da equação de deflexão presente no livro de projeto mecânico do Norton (NORTON, 2013) conforme abaixo:

$$\theta_{rev} \cong 10,8 * \left(\frac{MDN_a}{d^4 * E} \right) \therefore F \cong \left(\frac{\theta_{rev} * d^4 * E}{8} \right) / N_a DL \quad [N] \quad (25)$$

Onde: M – Momento aplicado (N.mm)

D – Diâmetro médio das espiras (mm)

d – Diâmetro do fio da mola (mm)

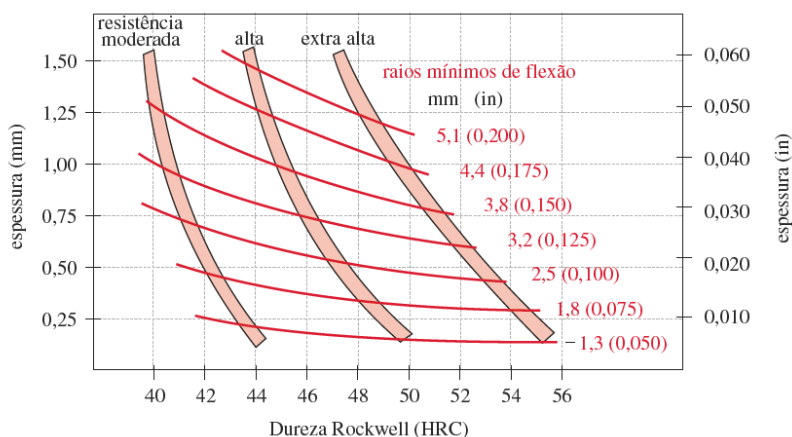
N_a – Número de espiras

E – Módulo de Elasticidade (N/mm²)

O material ideal para a construção de molas deve ter uma resistência a tração alta, um ponto de escoamento alto e um módulo de elasticidade baixo para proporcionar o máximo em armazenamento de energia (área sob a porção elástica da curva tensão-deformação (NORTON, 2013).

Nesta etapa deve-se atentar para as dimensões mínimas de dobra, pois processos de conformação a frio criam uma região de “granulação” diferente dos demais regiões da peça, ou seja, metais não permitirão dobras de raio-pequeno ao longo de “seus grãos” sem fraturar-se (NORTON, 2013). O gráfico da Figura 26, logo abaixo, demonstra os raios mínimos levando em consideração a dureza e a espessura do material.

Figura 26 - Gráfico de raios mínimos segundo dureza e espessura do material.

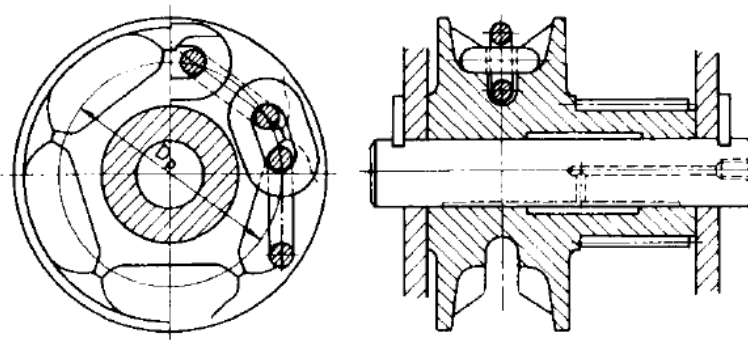


Fonte 32: adaptado de NORTON, 2013.

Na maioria das vezes a granulação se estende na direção de laminação, a qual, para materiais mais comuns com forma de tiras, localiza-se ao longo de seu eixo. Assim, componentes conformadas a partir de lâminas de metal com contornos agudos devem ser dobradas através dos grãos. Se forem necessárias dobras ortogonais, o grão deve ser orientado a 45° com as dobras. Um fator adimensional de flexão $2r / t$ (onde r é o raio de dobramento e t a espessura da peça) é definido como indicativo de conformabilidade relativa. Valores pequenos de $2r / t$ indicam maior conformabilidade (NORTON, 2013).

Após calcular os componentes do sistema de freio, a pesquisa das cargas teóricas seguiu para a análise da polia de carga da talha, a qual é acionada geralmente por corrente soldada. Estas são usadas como rodas de corrente de acionamento de talhas e guinchos, operados manualmente. Rodas dentadas para correntes soldadas são geralmente de Aço SAE 8620, conforme Figura 27 abaixo:

Figura 27 - Detalhe de polia de carga com a corrente acoplada.



Fonte 33: adaptado de RUDENKO, 1976.

De regra geral, conforme Rudenko (RUDENKO, 1976) as rodas dentadas também conhecidas como polias de carga são fabricadas com pequeno número de dentes e devem ser de pequeno porte para tornar o mecanismo propulsor mais compacto e de baixo custo. Vale salientar que a polia de carga é produzida a partir de uma matriz bipartida, isto ocasiona alguns desvios na união das partes que pode acarretar a perda da peça, caso o departamento de qualidade consiga detectar, ou em muitos casos acontece de acavalar a corrente em campo. Em volta da periferia, as rodas são providas de cavidade que se adaptam ao elo oval da corrente.

A roda dentada apanha a corrente que entra e os elos assentam-se nas cavidades evitando, assim, o escorregamento da corrente no aro. Regra geral, as rodas dentadas são fabricadas com pequeno número de dentes e são de pequeno porte, assim tornando o mecanismo propulsor mais compacto e de baixo custo (RUDENKO, 1976). Há uma considerável resistência de atrito quando a corrente passa sobre a roda dentada. Isso diminui o rendimento e acarreta o desgaste da corrente e roda dentada. Portanto, a corrente e a roda dentada que devem ser regularmente lubrificadas (RUDENKO, 1976).

O rendimento é $\eta \approx 0,93$. A resistência da corrente à flexão é determinada, levando em consideração o coeficiente de atrito μ , um pouco mais alto.

A carga máxima admitida pela polia é 400% da capacidade nominal mais a massa do gancho (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014), conforme Equação 26 abaixo:

$$F_{MAX} = (\text{Capacidade da talha [kg]} * 4 + \text{Massa do gancho [kg]}) * 9,81 \frac{m}{s^2} = [N]$$

(26)

As cargas em eixos de transmissão, ou polia de carga como descrito por Rudenko, podem ser de dois tipos (NORTON, 2013):

- Torção devido ao torque transmitido, ou
- Flexão devido as cargas transversais em engrenagens, polia e catracas.

Deste modo um eixo é uma viga que se deflete transversalmente e é também uma barra de torção que se deflete torcionalmente, conforme Norton (NORTON, 2013). Ainda segundo ele cargas torcionais e flexionais fixas ou

variáveis com o tempo também podem ocorrer em qualquer combinação no mesmo eixo.

Conforme dimensões do eixo de transmissão, pode-se calcular a área resistente 1 que será a polia de carga juntamente com a área resistente 2 do eixo de acionamento:

$$A_{res1} = \frac{\pi * (D_0^2 - D_I^2)}{4} [mm^2] \quad (27)$$

$$A_{res2} = \frac{\pi * D^2}{4} [mm^2] \quad (28)$$

O momento fletor é o próximo passo para encontrar a tensão exercida no centro da polia pela corrente de carga:

$$M_{fl1} = Dist_{suporte} + \left(\frac{Diâm_{polia}}{2} \right) [N * mm] \quad (29)$$

Após calcular o momento fletor passa-se para o módulo de resistência tanto da polia de carga, quanto do eixo central, pois os dois encontram-se em flexão:

$$M_{ofl1} = \frac{\pi * (D_0^4 - D_I^4)}{32 * D_0} [mm^3] \quad (30)$$

$$M_{ofl2} = \frac{\pi * (D^3)}{32} [mm^3] \quad (31)$$

A tensão de flexão é calculada a seguir:

$$T_{fl} = \frac{M_{fl}}{M_{ofl1} + M_{ofl2}} \quad (32)$$

Em seguida a ideia de flexão combinado com torção é calculado o momento, módulo torçor e a tensão de cisalhamento torcional:

$$M_{tor1} = \frac{F_{MAX} * D_{EIXO DE TRANSMISSÃO}}{2} [N. mm] \quad (33)$$

Na próxima etapa é calculada o módulo torçor da polia de carga M_{otor1} e do eixo de transmissão M_{otor2} :

$$M_{otor1} = \frac{\pi * (D_0^4 - D_I^4)}{16 * D_0} [mm^3] \quad (34)$$

$$M_{o_{tor2}} = \pi * (D^3) / 16 \quad (35)$$

E da mesma forma estes resultados de momento torçor e módulo são divididos para encontrar a tensão de torção total:

$$T_{tor} = M_{tor1;2} / M_{o_{tor1}} + M_{o_{tor2}} [MPa] \quad (36)$$

Quando o torque não é constante sua componente alternada criará um estado de tensão multiaxial no eixo. Um eixo rodando em flexão combinada com torção tem um estado biaxial de tensão que permite que a versão bidimensional seja descrita pelas tensões de cisalhamento média e tensões de flexão e torçoras. Primeiro é calculado a tensão de cisalhamento média na Equação 37 e, após a tensão principal do sistema na Equação 38, conforme abaixo:

$$\tau_m = F_{MAX} / \text{Área}_{res} \quad (37)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_{maxial})^2 + 3 * \tau_m^2} \quad (38)$$

A segurança do sistema é verificada pela seguinte equação:

$$S = S_{yp} / \sigma'_m \quad (39)$$

5. MÉTODOS E MATERIAIS

5.1 MÉTODO DA ANÁLISE

Este trabalho foi realizado baseado nos modos de falha de um produto e, conseqüentemente no aprimoramento deste, por meio de protótipos e testes práticos. Neste estudo foram verificadas as causas de falhas em um histórico de três anos do departamento de garantia e assistência técnica de talhas mecânicas.

Os modos de falha de talhas de içamento mecânicas estudadas neste trabalho possuem capacidade de meia tonelada (0,5 ton.); uma tonelada (1 ton.); duas toneladas (2 ton.) e três toneladas (3 ton.), conforme especificações técnicas apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7- Dados das talhas analisadas

DADOS TÉCNICOS	SC 0,5	SC 1,0	SC 2,0	SC 3,0
Capacidade de carga (kg)	500	1.000	2.000	3.000
Peso sem correntes (kg)	9	9,5	10	14,5
Esforço máximo de acionamento (kg)	15	25	30	35
Altura de elevação padrão (m)	3/5	3/5	3/5	3/5

Fonte 34: adaptado de METALÚRGICA KOCH S.A., 2016.

A fim de priorizar as falhas com mais potenciais de reincidência nos clientes foi utilizado o gráfico de Pareto como método de análise. De acordo com os modos de falhas que obtiveram maior índice na pesquisa dos departamentos de assistência e garantia é que foram propostas as alterações de melhoria, baseado nas premissas da norma NBR ABNT 16324:2014. Nesta etapa foram analisadas características essenciais do produto, conforme abaixo:

- Classificação da talha, segundo norma NBR ABNT 16324:2014
- Cálculo da força de acionamento;
- Tensões no freio catraca, e
- Tensões na polia de carga.

No que se refere ao produto estudado, segundo a norma NBR ABNT 16324:2014 os corpos de acionamento das talhas devem atender às solicitações mais rigorosas, baseadas nas classes de funcionamento, estado de solicitação e caracterização de severidade operacional.

Nesta etapa também foi analisada a força de acionamento de uma talha com acionamento mecânico que deve ser no máximo 500 N. De acordo com a norma NBR 10401 pode-se chegar a força de acionamento, mas alguns dados de entrada são necessários, como:

- Carga em uma perna de corrente (Capac. Nominal) de acordo com cada capacidade de talha:

Tabela 8 - Carga de acionamento conforme capacidade das talhas.

Capacidade (kg) + massa do gancho (kg)	Carga em uma perna de corrente (Fn)
500 e 5	Capacidade + massa do gancho= 505 kgf
1000 e 5	Capacidade + massa do gancho= 1005 kgf
2000 e 5	(Capacidade + massa do gancho) /2= 1002,5 kgf
3000 e 5	(Capacidade + massa do gancho) /3= 1502,5 kgf

Fonte 35: próprio autor.

- Diâmetro da polia de acionamento D01= 113 mm
- Diâmetro da polia de carga atual D02a= 55,4 mm
- Diâmetro da polia de carga proposta D02n= 55,4 mm
- Diâmetro da engrenagem menor do pinhão D03= 15 mm
- Diâmetro da engrenagem maior do pinhão D04= 63,25 mm
- Diâmetro da engrenagem do eixo de carga D05= 13,75 mm
- Diâmetro da engrenagem da polia de carga D06= 63 mm
- Rendimento total $\eta_t = 0,85$

Após a etapa de classificação segundo a norma do produto foi realizado uma reengenharia buscando informações de inovações no mercado juntamente com a revisão da literatura dos componentes que falhavam no sistema. A fim de tornar a avaliação de mercado, ou seja, entre os fabricantes mais clara foram estabelecidos alguns pontos específicos para a pesquisa, os quais são demonstrados abaixo:

- Sistema de freio:
 - Tipo de catraca
 - Número de linguetas utilizado no freio catraca
- Eixo central:
 - Rosca para porca sextavada no eixo
 - Porca sextavada na polia
 - Anel usinado para fixação da engrenagem central
- Laterais da talha:
 - Eixo na fixação das laterais

Pino de fixação fora do corpo de acionamento

Rolamentos nas laterais

Vale salientar que os fabricantes foram denominados como: A; B; C; D; E; F; G e H, pois foi uma consulta aberta realizada pelo autor deste trabalho. Abaixo na Tabela 9, o quadro comparativo entre os fabricantes:

Tabela 9- Tabela de estudo dos fabricantes

N°	Denominações de alterações	Fabricantes de talhas							
		A	B	C	D	E	F	G	H
1	Sistema de freio								
1.1	Tipo de catraca	Externa	Externa	Externa	Externa	Externa	Externa	Externa	Externa
1.2	Núm. de linguetas utilizado no freio catraca	2	2	2	2	2	2	2	1
2	Eixo central								
2.1	Rosca para porca sextavada no eixo	Sim	Sim	Não	Não	Não	Sim	Sim	Sim
2.2	Porca sextavada na polia	Sim	Sim	Sim	Sim	Não	Sim	Sim	Não
2.3	Anel usinado para fixação da engrenagem central	Não	Não	Sim	Sim	Não	Sim	Não	Sim
3	Laterais da talha								
3.1	Eixo de fixação das laterais	Sim	Sim	Sim	Sim	Não	Sim	Sim	Não
3.2	Pino de fixação fora do corpo de acionamento	Não	Não	Não	Não	Não	Não	Não	Não
3.3	Rolamento nas laterais	Sim	Não	Sim	Sim	Sim	Sim	Sim	Não

Fonte 36: próprio autor.

Após realização dos estudos de revisão da literatura foi modelado via software 3D (Inventor©) novas soluções para as peças que falhavam com mais frequência. Também foi acrescentado algumas solicitações de redução de custos no produto e melhorias, onde buscou-se as melhores práticas de projeto e principalmente a escolha dos materiais com melhores comportamentos sem a presença de tratamento térmicos, pois era o objetivo deste autor não os utilizar

neste protótipo. Como exemplo, pode-se citar o aço SAE 4140 que é o tipo mais comumente utilizado de aços de baixa liga e de alta resistência (HSLA), aplicáveis na construção automotiva, de engrenagens e motores, manufatura de virabrequins (MEDREA, 2013).

Após a etapa de design foi fabricado um protótipo, sendo testado conforme norma ABNT NBR 16324 na fábrica da Koch Metalúrgica na cidade de Cachoeirinha no estado Rio Grande do Sul. Vale salientar que o teste para as talhas de 2 e 3 toneladas é realizado com carga de 1,5 toneladas, pois o teste é feito no ramal. O teste é realizado em somente 1 ramal e aprovação é conforme especificação da Tabela 10 logo abaixo:

Tabela 10 - Especificação de teste das talhas.

Carga nominal (t)	Teste 50% Sobrecarga (t)	Inspeção visual
0,5 / 1,0 t	1,5 t	Não deverão existir danos estruturais como amassamentos, riscos e trincas. A placa de identificação deverá estar em local visível
2,0* t	1,5 t	
3,0* t	1,5 t	

Fonte 37: próprio autor.

Nos ensaios de carga foi utilizado uma máquina com acionamento automático, porém sem célula de carga, ou mesmo indicação digital da massa suspensa pela talha. Fixa-se a talha no gancho e pressiona-se o botão de acionamento até a talha suspender a carga por completo.

Figura 28 - Máquina de Tração de ensaio de carga.



Fonte 38: próprio autor.

Nos ensaios de sobrecarga foi utilizado uma máquina de teste de tração mais complexa quando comparada à máquina de ensaio de carga. Esta máquina de sobrecarga tem resolução de 100 kg e capacidade de medição até 30.000 kg, produzida pela Naka com indicador de carga. Como método primeiramente fixa-se a talha com os tirantes, fecha-se a proteção (cor laranja) e aplica-se lentamente a carga de tração até a ruptura do sistema, geralmente em torno de 4000 kg.

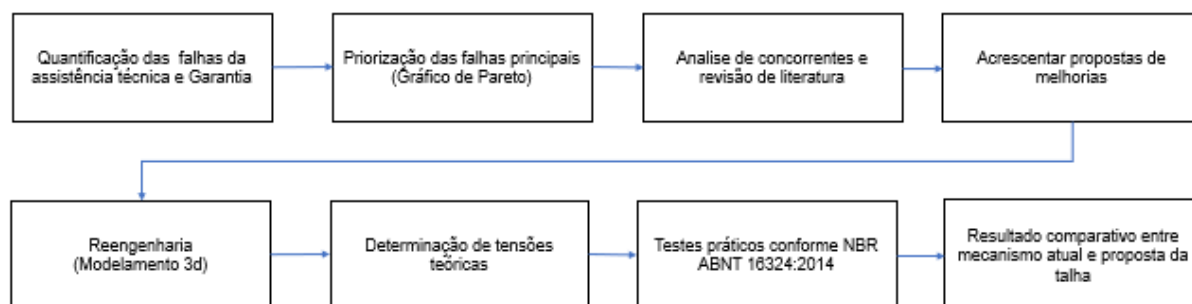
Figura 29 - Máquina de Tração de ensaio de sobrecarga.



Fonte 39: próprio autor.

A fim de tornar mais fácil o entendimento do método de análise utilizado neste trabalho foi elaborado um quadro de metodologia, o qual está resumido a sequência das atividades relatadas anteriormente neste capítulo. Segue na Figura 30 abaixo a metodologia aplicada:

Figura 30 - Quadro da metodologia adotada.



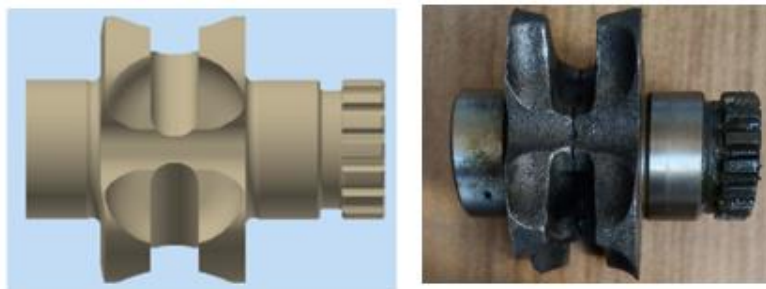
Fonte 40: próprio autor.

5.2 ESTUDOS DOS PONTOS DE ALTERAÇÃO DA TALHA

O estudo deste trabalho está centrado nos modos de falha pesquisados no setor da garantia da qualidade e assistência técnica, o qual foi proposto a alteração em alguns pontos importantes apontados no histórico destes departamentos, como: polia de carga, mancais, freio, eixo central, anel fixador da engrenagem central, posição do eixo que fixa o gancho e engrenagem da polia de carga. Em virtude desta necessidade foi sugerido os seguintes pontos de aperfeiçoamento de projeto, apresentados na sequência:

- Eixo da polia de carga: O projeto de alteração era reduzir o diâmetro do eixo, e conseqüentemente o tempo de usinagem utilizando o torno CNC, mantendo a matéria prima: Aço SAE 8620.

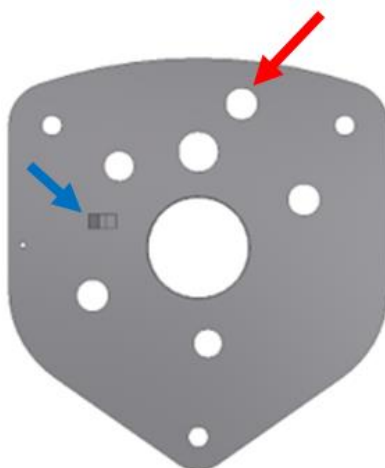
Figura 31 - Polia de carga padrão.



Fonte 41: próprio autor.

- Mancais laterais: De acordo com as alterações propostas pelo fabricante, entre eles está o deslocamento do pino de acoplamento do gancho superior indicado pela seta vermelha na Figura 32. Vale salientar que a seta azul indica a posição de fixação da mola de torção atual da lingueta da catraca, neste ponto há o processo de puncionamento após o corte nesta peça, ou seja, o mancal passa por corte à laser CNC e depois vai para a puncionadeira.

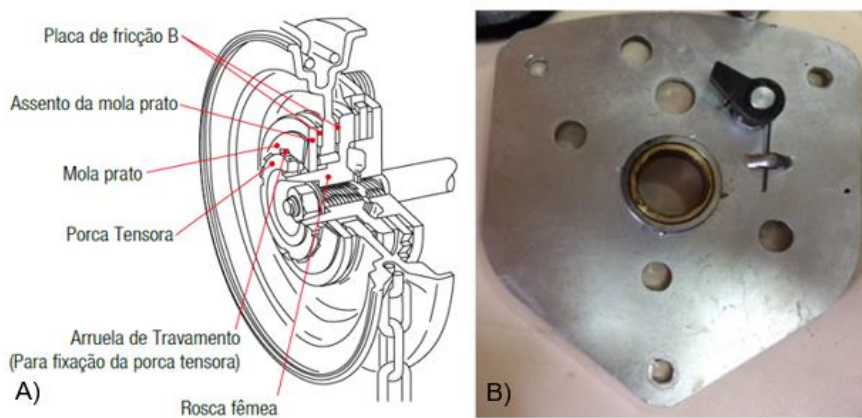
Figura 32 - Mancal fixador da mola de torção da talha padrão.



Fonte 42: próprio autor.

- Freio Catraca com dentes externos: Na Figura 33 (A) pode-se observar o sistema de freio de catraca com dentes externos e na Figura 33 (B) a lingueta do freio. Neste caso é utilizado apenas uma lingueta para travar a catraca e, ainda nesta mesma figura nota-se que na lateral não são utilizados rolamentos e, sim, buchas de bronze.

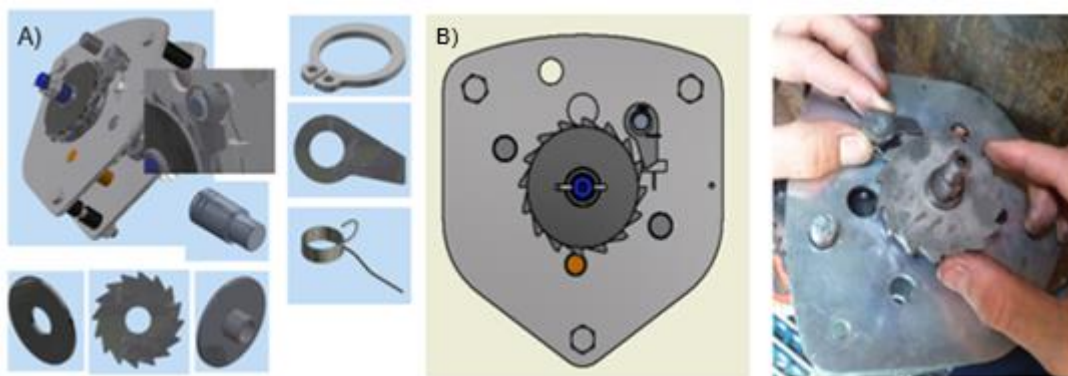
Figura 33 - Exemplo de sistema de freio (A); Detalhe de montagem de lingueta (B).



Fonte 43: próprio autor.

A Figura 34 reproduz o sistema completo de freio catraca utilizado nos principais fabricantes de talhas de acionamento manual e, também no fabricante do sistema atual. Na Figura 34 (A) apresenta-se os componentes deste freio, na sequência Figura 34 (B) foi simulado a lingueta atuando na catraca, simulando uma eventual parada.

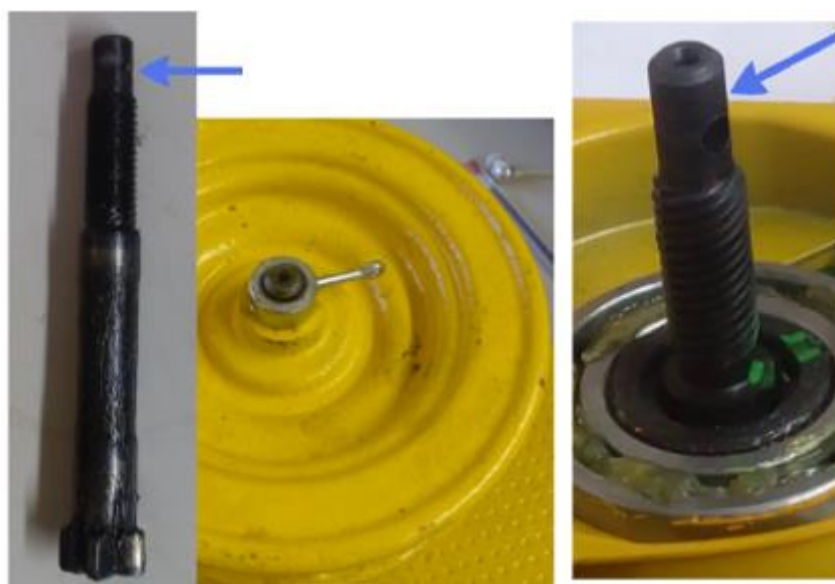
Figura 34 - Sistema de freio da catraca manual.



Fonte 44: próprio autor.

- Eixo Central: Na Figura 35 está o eixo central da talha onde pode-se notar que não existe rosca em seu extremo esquerdo, a qual uma arruela com espessura especial é fixada para conter o movimento da polia demonstrada na Figura 31, nesta parte pode-se utilizar, no caso de rosca no eixo, porca sextavada ou castelo.

Figura 35 - Eixo central da talha (as setas indicam a fixação do espaçador)



Fonte 45: próprio autor.

- Mancais da talha: Na Figura 36 pode-se verificar os estilos diferentes de fixação entre as laterais. Na Figura 36 (A) é utilizado um espaçador com parafusos porcas e arruelas, já na outra Figura 36 (B) é utilizado um eixo, o qual entra com interferência nas laterais da talha. Esta alteração tem o propósito de tornar o conjunto mais rígido, quando necessita-se

desmontagem do conjunto, e até mesmo na hora da montagem. Pois, quando retira-se a porca do parafuso, os conjuntos laterais ficam frouxos e não há estabilidade.

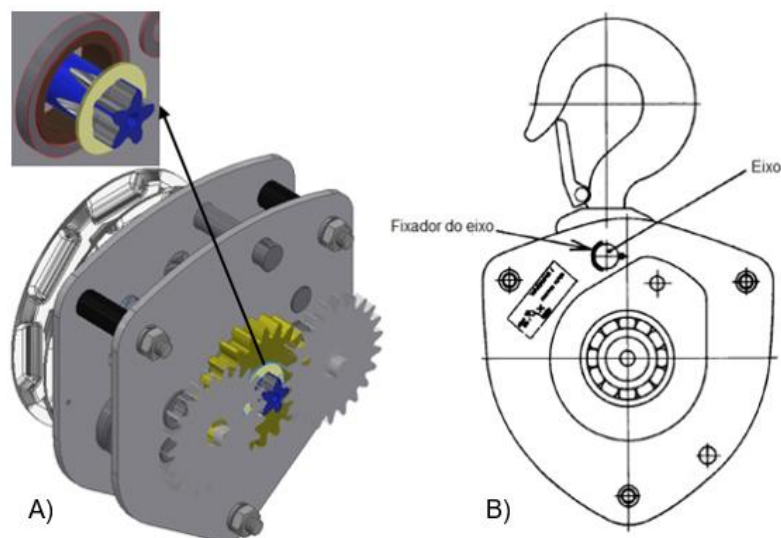
Figura 36 - Detalhe de fixação das talhas- Sistema de fixação com espaçador (A) - Sistema de fixação com eixo (B).



Fonte 46: próprio autor.

Na Figura 37 pode-se verificar o anel fixador da engrenagem central (A) e o pino, juntamente com o fixador (B). Alguns fabricantes utilizam os mesmos corpos de acionamento para capacidades diferentes, ou seja, projeta-se um corpo, por exemplo para 3 toneladas e libera-se a utilização para 0,5; 1 e 2 toneladas, com o objetivo de aumentar o consumo das peças e reduzir custo de matéria-prima e usinagem. Porém o gancho deve ser substituído conforme norma NBR 10070 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 10070, 1987), então o deslocamento do pino torna-a independente do corpo aumentando a produtividade do produto.

Figura 37 - Detalhe do anel fixador da engrenagem central (A) - Pino de sustentação do gancho (B).



Fonte 47: próprio autor.

- Engrenagem central: Foi apresentado a proposta de reduzir os dentes internos da engrenagem central que era de 15 dentes, conforme Figura 38.

Figura 38 - Engrenagem central da talha.



Fonte 48: próprio autor.

5.3 ETAPAS DE TESTES DA TALHA

As talhas com acionamento mecânico são fabricadas pela vigência da norma NBR 16324 desde 26.12.2014, a qual orienta não somente a distinção entre as capacidades e condições particulares, resguardando os níveis de vida útil e confiabilidade, como também os testes que devem ser realizados para que a talha opere de modo seguro. No contexto de cálculo de dimensionamento de

projeto esta norma não orienta qual método utilizar, ou mesmo uma relação de equações, as quais os projetistas poderiam se basear para dimensionar os mecanismos internos, deixando esta etapa para que cada fabricante execute seus próprios métodos de dimensionamentos.

De acordo com a NBR 16324:2014 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014) devem ser executados os seguintes testes, de acordo com a Tabela 11 abaixo:

Tabela 11 - Etapas de testes da talha.

Ensaio	Aplicabilidade	
	Protótipo	Produção seriada
Protótipo	x	-
Freio	x	-
Corrente de carga	x	Quando solicitado pelo comprador
Determinação do esforço de acionamento	x	-
Funcionamento	x	x

Fonte 49: adaptado de ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS: 16324, 2014.

No ensaio de protótipo solicita-se carregar a talha com massa igual a 400% da capacidade nominal, gradualmente sem efetuar movimentos pelo mecanismo da mesma. A carga deve ser mantida aplicada por um período de no mínimo 1 min (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014). Espera-se o seguinte resultado, conforme a norma citada:

- a) Constatar a capacidade da talha de suportar a carga aplicada sem se romper;
- b) Não é exigível que o freio retenha tal carga, porém nenhuma parte da talha deve quebrar ou se deformar a ponto de permitir a queda da carga, e
- c) Terminado o ensaio, todas as partes da talha devem ser inutilizadas para não permitir o seu reaproveitamento.

O ensaio do freio deve ser realizado com 10% da capacidade nominal, conforme abaixo:

- a) carregar a talha com massa igual a 10% de sua capacidade nominal;
- b) acionar a talha, subindo a carga até uma altura de aproximadamente 1m;
- c) medir e anotar a altura da carga;
- d) após 1 min, medir novamente e anotar a altura da carga;
- e) acionar a talha, descendo a carga até uma altura de aproximadamente 50 cm;
- f) repetir as operações indicadas em c) e d);

Com 100% da capacidade nominal:

- a) carregar a talha com massa igual a 100% de sua capacidade nominal;
- b) acionar a talha, subindo a carga até uma altura de aproximadamente 1m;
- c) medir e anotar a altura da carga;
- d) após 1 min, medir novamente e anotar a altura da carga;
- e) acionar a talha, descendo a carga até uma altura de aproximadamente 50 cm;
- f) repetir as operações indicadas em c) e d);

Com 150% da capacidade nominal:

- g) carregar a talha com massa igual a 150% de sua capacidade nominal;
- h) acionar a talha, subindo a carga até uma altura de aproximadamente 1m;
- i) medir e anotar a altura da carga;
- j) após 1 min, medir novamente e anotar a altura da carga;
- k) acionar a talha, descendo a carga até uma altura de aproximadamente 50 cm;
- l) repetir as operações indicadas em c) e d);

Após as 3 cargas (10; 100 e 150% da capacidade nominal) deve ser constatado a eficiência do freio reter as cargas aplicadas à talha em 100% dos ensaios (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014).

O ensaio da corrente de carga serve para constatar a capacidade de suportar a carga aplicada sem se romper e sem se deformar, este ensaio não é o foco deste trabalho, porém vale salientar que a norma ABNT NBR 16324 (item 10.3) solicita que o conjunto, após sofrer alterações deve ser testado por completo.

O ensaio de determinação por força de acionamento deve ser executado em todos os protótipos de talha, tem o objetivo de atestar que o esforço de acionamento esteja entre 300 e 500 N, considerando os diferentes princípios de acionamento (corrente ou alavanca), devendo ser executado, conforme abaixo (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014):

- a) carregar a talha com carga igual a 100% da sua capacidade nominal;
- b) acoplar o dinamômetro à corrente de acionamento;
- c) acionar a talha subindo a carga, sem movimentos bruscos;
- d) anotar a força máxima aplicada;
- e) repetir três vezes o procedimento c) e d)
- f) calcular a média aritmética dos valores de força encontrados

Para que sejam executados os testes citados acima alguns recursos são necessários. Estes materiais estão presentes na norma, como “Recursos para Ensaio (tabela 6, item 9)”, apresentados na tabela abaixo:

Tabela 12 - Itens necessários dos testes.

Ensaio	Massas	Recursos	Observações
	(% da capacidade nominal)		
Protótipo	400	Equipamento para aplicação da massa à talha	
Freio	10, 100 e 150	Dispositivo para determinar a distância percorrida pelo gancho	
Corrente de carga	10 e 200	1- Máquina de ensaio à tração, classe 2, de acordo com a ABNT NBR NM ISO 7500-1; 2-Instrumentos para medição do comprimento da corrente e dos elos	São necessários dispositivos auxiliares para montagem da corrente nas garras da máquina
Determinação do esforço de acionamento	100	Dinamômetro com precisão de + ou - 2%	
Funcionamento	≥ a 100		

Fonte 50: adaptado de ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS: 16324, 2014.

6.RESULTADOS

6.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Foi verificado que falhas de mesma origem se repetiam nos mais variados clientes, estes dados foram compilados, de modo que se conseguisse identificar as falhas com mais ocorrências. Foram registrados 8 modos de falhas mais comumente observados neste intervalo de 3 anos, os quais são apresentados na Tabela 13 e sua distribuição é apresentada na Figura 39:

Tabela 13 - Histórico de Falhas.

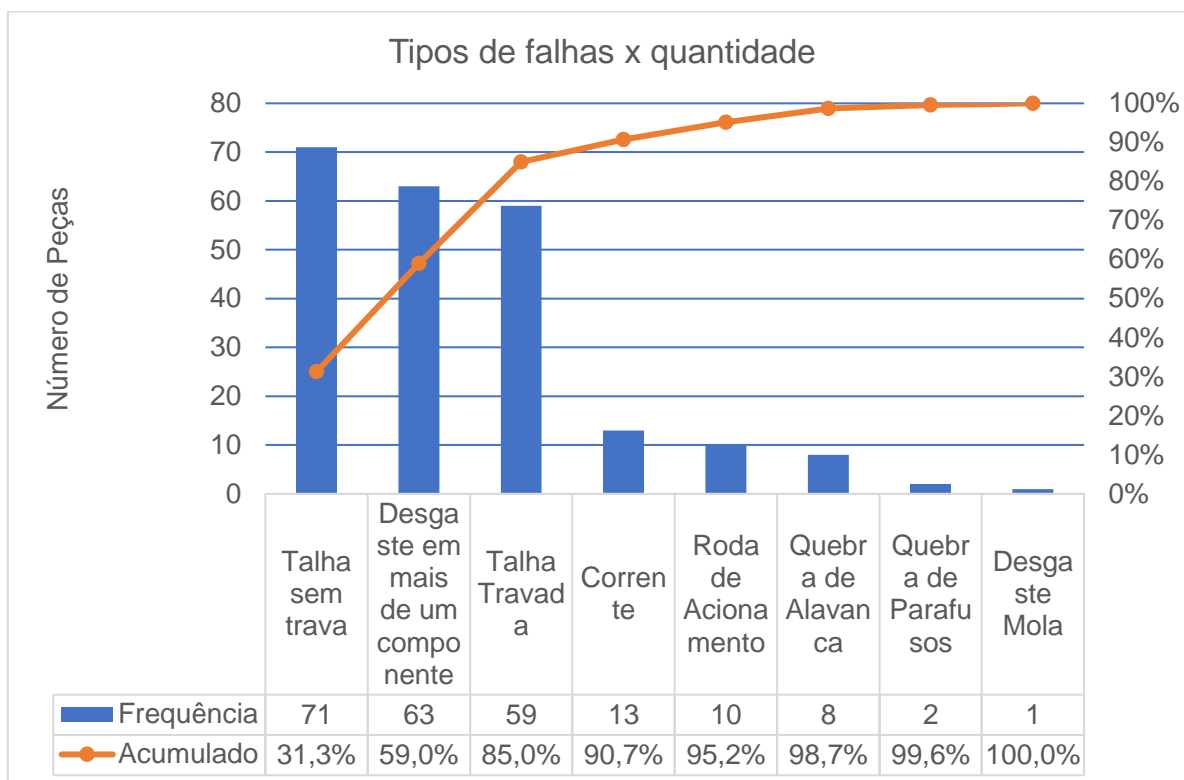
Sequência	Motivo da Falha
1	Talha sem trava
2	Desgaste em mais de um componente
3	Talha travada
4	Corrente
5	Roda de Acionamento
6	Quebra de Alavanca
7	Quebra de Parafusos
8	Desgaste Mola

Fonte 51: próprio autor.

O modo de falha 2, conforme histórico de vendas do fabricante, se dá na maioria das vezes por uso inadequado e/ou a própria deterioração por tempo de uso.

Os modos de falha apresentados na Tabela 11 foram compilados em um gráfico na Figura 39. As falhas de maior ocorrência encontrada foram: talha não consegue travar a carga, desgaste dos componentes em geral e a talha travada. Todos estes modos de falha podem ocasionar sérios riscos para o operador e/ou danificar a carga suspensa.

Figura 39 - Gráfico de falha x quantidade.



Fonte 52: próprio autor.

Após a separação das 3 maiores ocorrências de falhas, foi dado segmento por meio de um estudo investigativo sobre cada modo de falha. Por meio de pesquisa no setor de qualidade e aos próprios funcionários que realizam o reparo da assistência técnica. Após a investigação foram identificados os componentes que faziam com que o sistema não travasse, no caso do modo de falhas do primeiro motivo, conforme Tabela 14 a seguir:

Tabela 14 - Estudo dos componentes que falha no motivo 1.

Sequência	Motivo Falha 1	Frequência	%
1	Freio e Porca Castelo	64	90%
2	Flange do freio	3	4%
3	Polia	2	3%
4	Engrenagens	1	1%
5	Mola da Lingueta	1	1%
	Total	71	100%

Fonte 53: próprio autor.

Neste modo de falha, onde a talha simplesmente não freia se deve ao fato de má regulação da polia de acionamento no eixo e, também ao próprio sistema de freio da catraca, por vezes a lingueta do freio fica fora da catraca, ou até

mesmo a mola se solta da lingueta. Importante citar que é realizado um teste de carga em toda a talha que é produzida, mas por vezes seja por manuseio inadequado por sobrecarga, ou até mesmo impactos no corpo de acionamento, estas imperfeições que passam pelo teste se tornam falhas.

No modo de falha seguinte, tanto o uso inadequado, quanto o estado de conservação retratam a importância de manter o equipamento sob constante vigilância, ou seja, o cliente possui responsabilidade compartilhada com o fabricante. Pois, o cliente pode utilizar excesso de carga, ou mesmo não realizar manutenções em assistências técnicas autorizadas retirando assim a garantia original do produto, causando desgastes prematuros dos componentes em geral.

Tabela 15 - Estudo dos componentes que falham no motivo 2.

Sequência	Motivo Falha 2	Frequência	%
1	Estado de Conservação	39	64%
2	Má utilização	22	36%
	Total	61	100%

Fonte 54: próprio autor.

Conforme pode-se analisar na Tabela 15, estes casos são bem comuns no dia-a-dia e requerem atenção especial dos fabricantes para que orientem aos seus clientes a correta utilização e manutenção do equipamento.

Nesta última análise do modo de falha, presente na Tabela 16, verificou-se que muitas talhas travavam, por diferenças dimensionais nas correntes. Conforme trabalho de Tae-Gu Kim (KIM, LEE, & LEE, 2010) 62,3% dos acidentes nas indústrias que usam correntes para elevar cargas são causados por enrolamento, queda e colisão destas correntes, porém todas estas falhas são originadas em procedimentos inadequados dos operadores.

Tabela 16 - Estudo dos componentes que falham no motivo 3.

Sequência	Motivo Falha 3	Frequência	Acumulado	%
1	Corrente, polia e guia	45	76%	76%
2	Corrente	7	88%	12%
3	Eixo	3	93%	5%
4	Regulagem Porca Castelo	3	98%	5%
5	Polia	1	100%	2%
	Total	59		100%

Fonte 55: próprio autor.

Evidente que toda a talha trancada deveria ser enviada diretamente para fábrica e/ou assistência técnica autorizada, situação que muitas vezes não acontece no dia-a-dia seja por negligência, ou mesma na urgência da necessidade.

Na próxima etapa da investigação dos modos de falha das talhas de acionamento manual foram separadas por capacidade e extensão com objetivo de compreender se existia alguma relação com altura de elevação da carga e sua capacidade. Dentre as talhas pesquisadas, as que obtiveram o maior índice de número de falhas foram com as de 1 tonelada de capacidade com 3 metros de elevação, seguido pela 1 tonelada por 5 metros de elevação e, por último 2 toneladas por 3 metros de elevação, estes resultados apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 - Tabela da quantidade de falha por capacidade versus elevação.

Seq.	Falha por Capacidade x Extensão	Frequência	%
1	1 x 3	45	20,3%
2	1 x 5	29	13,1%
3	2 x 3	26	11,7%
4	0,5 x 3	19	8,6%
5	2 x 5	18	8,1%
6	3 x 5	16	7,2%
7	3 x 3	15	6,8%
8	1,5 x 1,5	10	4,5%
9	1,5 x 2,5	6	2,7%
10	1,5 x 3	6	2,7%
11	0,5 x 15	4	1,8%
12	1 x 10	4	1,8%
13	0,75 x 1,5	3	1,4%
14	0,75 x 3	3	1,4%
15	0,75 x 5	2	0,9%
16	1 x 12	2	0,9%
17	2 x 8	2	0,9%
18	2 x 7	2	0,9%
19	0,5 x 6	1	0,5%
20	0,75 x 6	1	0,5%
21	1 x 1	1	0,5%
22	1 x 8	1	0,5%
23	2 x 10	1	0,5%
24	3 x 1,5	1	0,5%
25	5 x 0	1	0,5%

26	5 x 3	1	0,5%
27	5 x 5	1	0,5%
28	6 x 3	1	0,5%
	Total	222	100%

Fonte 56: próprio autor.

Importante destacar que o corpo da talha estudada neste trabalho é o mesmo para todas as capacidades (0,5; 1; 2 e 3 toneladas), pois é economicamente mais rentável aumentar o consumo das peças do corpo de acionamento para produção seriada. A diferença está nos ganchos superior e inferior que mudam, conforme capacidade estabelecida.

Então, a partir desta investigação tem-se uma ideia geral das condições de operação das talhas e como estas tendem a falhar. Vale destacar a importância do registro de atendimentos da garantia e assistência técnica, pois sem estes dados seria um trabalho de melhoria somente focado em consultas à especialistas e, deixaria de investigar o comportamento do produto em campo.

Nas fases iniciais de desenvolvimento do produto, a técnica FMEA (*Failure Mode Effect Analysis*) Tabela 18 foi utilizada para avaliar os modos de falha potenciais. Conforme o FMEA da talha as três maiores falhas são as que possuem perigo para o usuário e, conseqüentemente a carga que está suspensa. Estas falhas são as que possuem maior incidência no campo e, na maior parte dos casos a ação corretiva é substituir o item por outro.

Tabela 18 - FMEA da Talha de acionamento.

Função da talha	Item	Modo de falha	Efeito da falha	Severidade	Causas potencial	Ocorrência	Prevenção	Deteção	RPN	Ações recomendadas
Suspender cargas	1	Falha em reter carga suspensa	Talha com corpo de acionamento solto	9	Flange do freio e lingueta	71		Teste de prova	639	Substituir o sistema de freio
	2	Desgaste em mais de um componente	Talha não funciona	8	Estado de conservação	63		Revisões conforme uso	504	Substituir o sistema de engrenagens e sistema de freio
	3	Talha travada	Talha com corpo de acionamento travado	9	Corrente, polia e guia	59		Teste de prova	531	Substituir sistema de engrenagens e sistema de freio
	4	Corrente	Talha não funciona	7	Corrente rompida	13	Revisões conforme uso	Teste de prova	91	Substituir corrente
	5	Roda de Acionamento	Talha não aciona a polia de carga	7	Roda soldada desalinhada	10	Revisões conforme uso	Teste de prova	70	Substituir roda de acionamento
	6	Quebra de Alavanca	Talha não funciona	7	Material com falhas do gancho	8	Não ultrapassar carga máxima	Teste de prova	56	Substituir alavanca
	7	Quebra de Parafusos	Talha não funciona	7	Parafusos de fixação não suportam a carga	2	Não ultrapassar carga máxima	Teste de prova	14	Substituir parafusos
	8	Desgaste Mola do freio	Talha com corpo de acionamento solto	9	Mola condicionada a fadiga	1	Revisões conforme uso	Teste de prova	9	Substituir mola

Fonte 57: próprio autor.

6.2 MODELAMENTO 3D E CÁLCULO DAS TENSÕES ATUANTES

Os cálculos que seguem são correspondentes às cargas encontradas no freio catraca. Na pesquisa realizada dois livros se destacaram, tanto Rudenko,1976 como o PROTEC- livro do projetista,1996. Então neste caso, além da comparação entre os sistemas atual e o proposto também será apresentado os resultados de cada metodologia pesquisada.

Para os cálculos foi considerado, segundo a norma ABNT NBR 16324 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014), os seguintes critérios de dimensionamento:

- Classe de funcionamento:
Considerado 250 dias úteis por ano. Classe F6 com limite de funcionamento diário ≥ 2 horas e tempo total de funcionamento de 4.000 horas. Estes valores não retratam a garantia de vida útil;
- Estado de solicitação:
Condição 4 - severa. Talha submetida normalmente a cargas superiores a 2/3 da carga máxima e comumente à carga máxima.
- Caracterização de severidade operacional:
Conforme estado de solicitação 4 (severa) a caracterização do grupo de severidade operacional deve ser F4 (IV).

Os cálculos das tensões solicitadas começaram pela polia de carga da talha. De acordo com a literatura pesquisada, o material do eixo deve apresentar algumas características, citadas na Tabela 19 (COLLINS, 2014):

Tabela 19 - Aspectos de relevância segundo Collins para eixos de potência.

Considerar aspectos:	Índice de avaliação de performance
1.Relação resistência/volume	Limite de escoamento ou resistência
2.Rigidez	Limite de escoamento ou resistência
3.Resistência ao desgaste	Dureza
4.Restrições de custo	Custo/Unidade de peso; Usabilidade

Fonte 58: adaptado de COLLINS, 2014.

Baseado nestas características e, também no histórico de fabricação, três materiais podem ser utilizados de acordo com a Tabela 20 (COLLINS, 2014):

Tabela 20 - Principais características dos materiais para eixos de potência segundo Collins.

Características	Aço de alta-resistência (4340)	Aço de baixo carbono (Cementado)	Ferro Fundido Cinzento (Classe 50)
Resistência à tração (S_u)	1980 MPa	420 MPa	345 MPa
Resistência ao escoamento (S_{yp})	1862 MPa	352 MPa	-
Módulo de Elasticidade (E)	207000 MPa	207000 MPa	89632 MPa
Dureza	560 HB	650 HB	262 HB
Custo dólar	0,65/lb	0,50/lb	0,30/lb
Índice de usinabilidade	50	65	40

Fonte 59: adaptado de COLLINS, 2014.

Para a matéria prima da polia de carga foi escolhido o material com propriedades mais refinadas, o aço SAE 4340. Porém aços de baixo carbono cementados podem ser investigados, já que tem uma dureza superficial maior (melhor resistência ao desgaste), e são mais facilmente usinados antes do tratamento com menores custos. A carga máxima admitida pela polia é 400% da capacidade nominal mais a massa do gancho (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324, 2014):

$$F_{MAX} = 3000 \text{ kg} * 4 + 5 \text{ kg} = 12005 \text{ kgf} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 117770 \text{ N} \quad (40)$$

Na sequência (Tabela 21) é calculado a área resistente 1 que será a polia de carga juntamente com a área resistente 2 do eixo de acionamento:

Tabela 21 - Resultado da área resistente dos eixos.

Equações	Área resistente	
	Polia atual (mm ²)	Polia proposta (mm ²)
$A_{res1} = \frac{\pi * (D_0^2 - D_I^2)}{4}$	962,05	558,70
$A_{res2} = \frac{\pi * D^2}{4}$	201,06	201,06

Fonte 60: próprio autor.

Na próxima etapa, na Tabela 22 é calculado o momento, módulo fletor e a tensão de flexão total:

Tabela 22 - Resultados das tensões de flexão no eixo atual e proposto.

Momento fletor		
Polia atual (Nmm)	Polia proposta (Nmm)	
$M_{fl1} = 6,43 + (27/2) = 19,93mm * 117770N$ $= 2347156,1$	$M_{fl2} = 7,15 + (25/2) = 19,93mm * 117770N$ $= 2314180,5$	
Equações	Módulo fletor	
	Polia atual (mm³)	Polia proposta (mm³)
M_{of11} $= \pi * (D_0^4 - D_I^4) / 32 * D_0$	5400	2727
$M_{of12} = \pi * (D^3) / 32$	402	402
Equação	Tensão de flexão	
	Polia atual (MPa)	Polia proposta (MPa)
$T_{fl} = \frac{M_{fl}}{M_{of11} + M_{of12}}$	405	740

Fonte 61: próprio autor.

Na próxima etapa, na Tabela 23, seguindo a ideia de flexão combinado com torção é calculado o momento, módulo torçor e a tensão de cisalhamento torcional:

Tabela 23 - Resultados das tensões de cisalhamento torçores no eixo atual e proposto.

Momento torçor		
Polia atual (N. mm)	Polia proposta (N. mm)	
$M_{tor1} = \frac{117770N * 38,4mm}{2} = 2261184$	$M_{tor2} = \frac{117770N * 31mm}{2} = 1825435$	
Equações	Módulo torçor	
	Polia atual (mm³)	Polia proposta (mm³)
M_{otor1} $= \pi * (D_0^4 - D_I^4) / 16 * D_0$	10800	5455
$M_{otor2} = \pi * (D^3) / 16$	804	804
Equação	Tensão de cisalhamento torçor	
	Polia atual (MPa)	Polia proposta (MPa)

T_{tor} $= M_{tor1;2} / M_{O_{tor1} + M_{O_{tor2}}$	195	292
---	-----	-----

Fonte 62: próprio autor.

Por fim é calculado, na Tabela 24, a tensão de cisalhamento e a tensão principal do sistema:

Tabela 24 - Resultado da tensão de cisalhamento e tensão principal dos eixos.

Equação	Tensão de cisalhamento	
	Polia atual (MPa)	Polia proposta (MPa)
$F_{MAX} / \text{Área}_{res}$	101	155
Equação	Tensão principal	
	Polia atual (MPa)	Polia proposta (MPa)
σ'_m $= \sqrt{(\sigma_m + \sigma_{maxial})^2 + 3 * \tau_m^2}$	653	863

Fonte 63: próprio autor.

De acordo com o resultado da tensão principal é possível estimar a segurança baseado na tensão de escoamento na Tabela 25:

Tabela 25 - Resultado do coeficiente de segurança das polias.

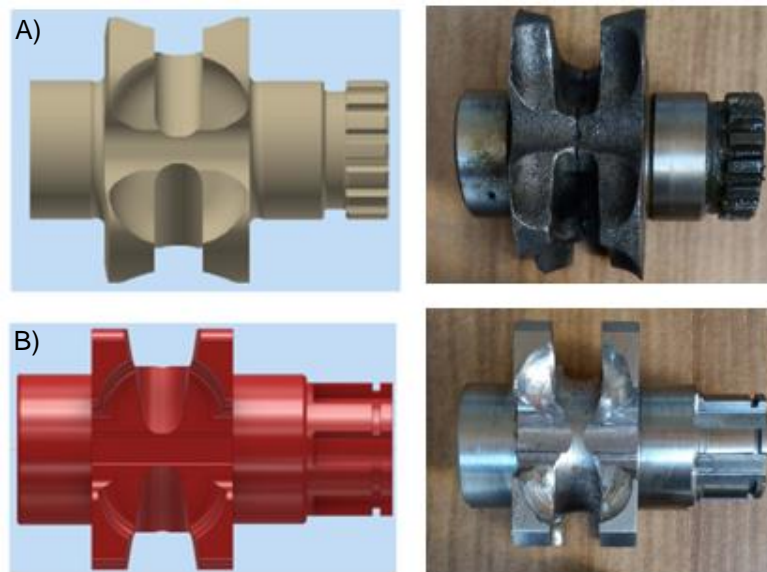
Equação	Coeficiente de segurança	
	Polia atual	Polia proposta
S_{yp} / σ'_m	2,85	2,15

Fonte 64: próprio autor.

Deve-se levar em consideração que a carga foi elevada em 400% para a realização do teste. Na prática não existirá tal situação pois a atuação máxima da talha será de 3 toneladas, nestes cálculos foram utilizadas 12 toneladas.

Após o cálculo de coeficiente de segurança da polia de carga passou-se para o modelamento da polia de carga, abaixo os detalhes apresentados na Figura 40 (Fig. 40 (A): atual; Fig. 40 (B): proposto):

Figura 40 - Detalhes da polia de carga.



Fonte 65: próprio autor.

Nesta polia de carga não há processo de chavetamento, o que reduz a possibilidade de propagação de trinca por fadiga, proveniente das tensões residuais da usinagem do rasgo de chaveta. Este modo de falha foi pesquisado por vários autores, como Zambrano, Coronado e Rodríguez (ZAMBRANO, CORONADO, & RODRÍGUEZ, 2014). Vale citar a pesquisa realizada por Giglio e Manes (GIGLIO, 2002), a qual consideram que a vida em fadiga parece ser influenciada principalmente pelas condições nominais de carga e razões de diâmetro das polias, do que apenas por condições iniciais desfavoráveis ou rendimento inicial progressivo.

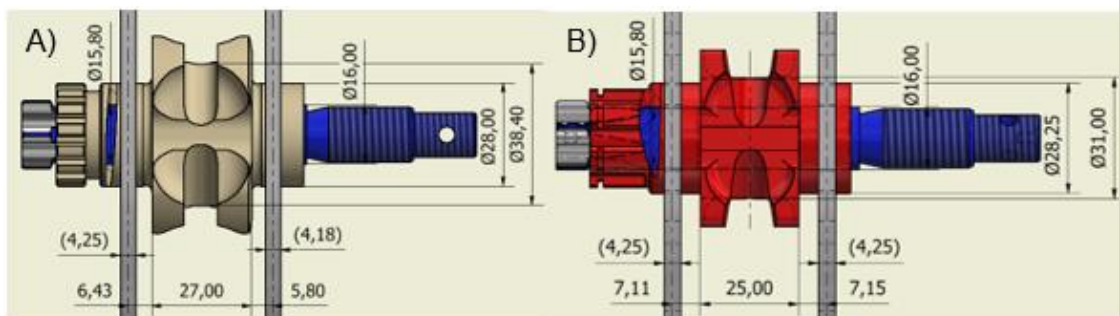
Em tempo ainda pode-se citar que os cantos do rasgo da chaveta que apresentam baixo raio de curvatura, inclusões nos materiais, solda de reparo incorreta e microestruturas frágeis são causadores de falhas em eixos de transmissão de potência que possuem processo de chavetamento.

No projeto desta polia deve-se atentar para os raios entre as diferenças de diâmetros, pois para casos em que a talha irá operar de forma contínua, o eixo pode falhar por regime de fadiga com a iniciação da trinca nesta região. Análises em artigos publicados mostram que a vida em fadiga pode ser significativamente aumentada com uma simples mudança nos detalhes

estruturais, principalmente entre os diâmetros diferentes (DOMAZET, LUKSA, & BUGARIN, 2014).

Abaixo, na Figura 41, a diferença entre polia de carga atual versus polia de carga proposta montado juntamente com os mancais e eixo de acionamento são poucos milímetros, mas causam uma diferença de ajuste muito grande quando acoplado à corrente de acionamento:

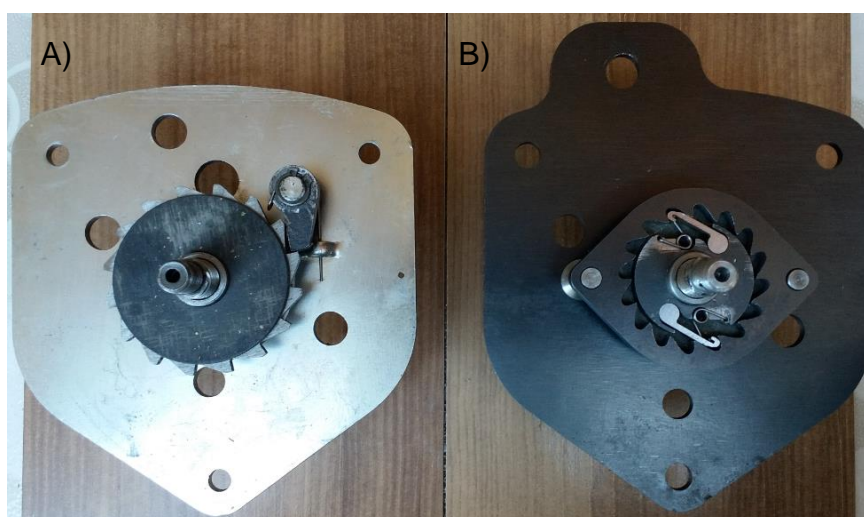
Figura 41 - Polia de carga atual (A); Polia de carga proposta (B).



Fonte 66: próprio autor.

Na próxima etapa foi calculado as tensões imposta pela frenagem da carga na catraca. Vale salientar que a catraca com dentes externos é a atual e a com dentes internos é a proposta, conforme Figura 42 abaixo:

Figura 42 - Catraca externa (A) e catraca interna proposta (B).



Fonte 67: próprio autor.

Na seguinte etapa foi calculado a tensão de flexão $\sigma_{flexão}$ dos mancais da talha. Nestes cálculos foram utilizados o método de cálculo segundo Rudenko (RUDENKO, 1976) para a catraca atual e proposta demonstrados na Tabela 26:

- Dados de entrada do sistema atual:

$$p = 3 \text{ kgf/mm} ; \quad Z = 16$$

$$b = 4,5 \text{ mm} ; \quad D = 72 \text{ mm}$$

$$dp = 62 \text{ mm}$$

- Dados de entrada do sistema proposto:

$$p = 3 \text{ kgf/mm} ; \quad Z = 16$$

$$b = 6,35 \text{ mm} ; \quad D = 70 \text{ mm}$$

$$dp = 57,1 \text{ mm}$$

Tabela 26 – Resultado do cálculo segundo Rudenko.

Equações		Atual	Proposto
Força	$P = b * p$	13,5 kgf	19,05 kgf
Torque transmitido	$T = \frac{PD}{2}$	486 kgf mm	666,75 kgf mm
Módulo	$m = \frac{dp}{Z}$	3,875 mm	3,57 mm
Coefficiente entre espessura e modulo	$\psi = \frac{b}{m}$	1,16	1,79
Tensão de flexão	Eq.9 e 10	3,6 kgf/mm ²	0,51 kgf/mm ²

Fonte 68: próprio autor.

A seguir o método de cálculo para a tensão de flexão $\sigma_{flexão}$ segundo Protec (PROVENZA, 1996) utilizado para a catraca atual demonstrados na Tabela 27:

- Dados de entrada do sistema atual:

$$pr = 3 \text{ kgf/mm}^2 ; \quad N = 16$$

$$b = 4,5 \text{ mm} ; \quad d = 72 \text{ mm}$$

$$dp = 62 \text{ mm} ; \quad h = 5 \text{ mm}$$

- Dados de entrada do sistema proposto:

$$pr = 3 \text{ kgf/mm}^2 ; \quad N = 16$$

$$b = 6,35 \text{ mm} ; \quad d = 70 \text{ mm}$$

$$dp = 57,1 \text{ mm} ; \quad h = 5 \text{ mm}$$

Tabela 27 – Resultado do cálculo segundo Provenza.

Equações		Atual	Proposto
Força tangencial	$F_{tg} = bh(pr)$	67,5 kgf	95,25 kgf
Momento sobre o dente	$M = F_{tg} * h$	337,5 kgf mm	476,25 kgf mm
Passo	$t = \frac{\pi * d}{N}$	14,13 mm	13,75 mm
Plano provável de ruptura	$X_r = 0,8 * t$	11,30 mm	$X_r = t \therefore$ 13,75 mm
Módulo	$W = \frac{b * X_r^2}{6}$	95,77 mm ³	200 mm ³
Tensão de flexão	$\sigma_{flexão} = \frac{M}{W}$	3,52 kgf/mm ²	2,38 kgf/mm ²

Fonte 69: próprio autor.

A Tabela 28 apresenta um comparativo dos resultados das tensões de flexão calculadas pelos métodos pesquisados:

Tabela 28 - Quadro comparativo dos resultados dos métodos.

Tipo de catraca	Métodos	
	Rudenko	Protec
Atual	3,60 kgf/mm ²	3,52 kgf/mm ²
Proposta	0,51 kgf/mm ²	2,38 kgf/mm ²

Fonte 70: próprio autor.

A análise realizada pelo método de Rudenko propõe um menor conservadorismo em comparação a do Protec. Vale salientar que as tensões com catracas de dentes internos são menores que as tensões provenientes dos dentes externos (RUDENKO, 1976), por esta condição as duas metodologias são satisfatórias.

No passo seguinte foi calculado o sistema de retenção de carga. Nesta primeira etapa foi dimensionado a mola helicoidal de torção com formato diferente da utilizada no produto atual (Figura 43). Para o cálculo da carga da mola atual são necessários alguns dados de entrada:

- Material da mola: SAE 1070 (E:200 Gpa e Poisson: 0,29);
- Diâmetro do fio da mola d: 1 mm
- Diâmetro médio das espiras D= (16+14) /2= 15 mm
- Número de espiras: 6
- Número de revoluções $\theta_{rev} = 0,25 (= 90^\circ)$

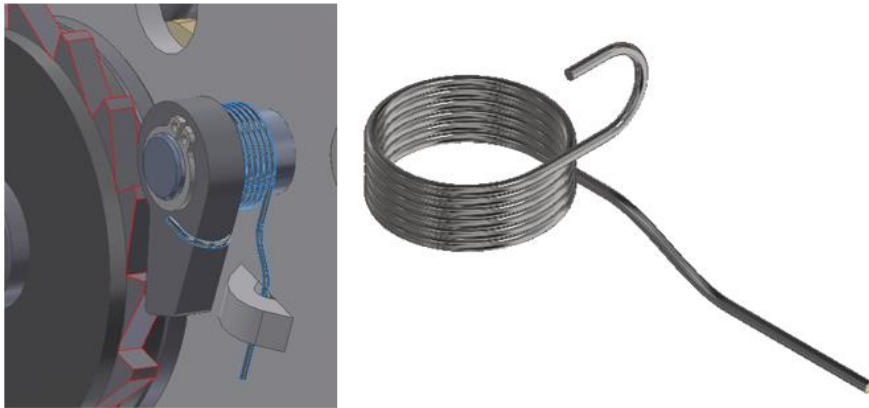
Dados de saída:

- Carga suportada pela mola atual (kgf) (NORTON, 2013):

$$\theta_{rev} \cong 10,8 * \left(\frac{MDN_a}{d^4 * E} \right) \therefore \frac{0,25}{10,8} \cong \left(\frac{M * 15mm * 6}{(1mm)^4 * 200000 \frac{N}{mm^2}} \right) \therefore M \cong \frac{4629,63}{90} \therefore F * L$$

$$\cong 51,44 N.mm \therefore F \cong \frac{51,44 N.mm}{5 mm} \cong 10,28 N \quad (41)$$

Figura 43 - Detalhe da mola helicoidal de torção atual.



Fonte 71: próprio autor.

Para estimar a carga da mola de torção proposta (Figura 44) foi utilizado a mesma metodologia, porém os dados de entrada diferem, conforme abaixo:

Dados de entrada:

- Material da mola: SAE 1085 (E:200 GPa e Poisson: 0,29);
- Diâmetro do fio da mola d: 1 mm
- Diâmetro médio das espiras D= (6,1+4,1) /2= 5,1 mm
- Número de espiras: 5
- Número de revoluções $\theta_{rev} = 0,25$ (= 90°)

Dados de saída:

$$\theta_{rev} \cong 10,8 * \left(\frac{MDN_a}{d^4 * E} \right) \therefore \frac{0,25}{10,8} \cong \left(\frac{M * 5,1 mm * 5}{(1mm)^4 * 200000 \frac{N}{mm^2}} \right) \therefore M \cong \frac{4629,63}{25,5} \therefore F * L$$

$$\cong 181,55 N.mm \therefore F \cong \frac{181,55 N.mm}{10 mm} \cong 18,04 N \therefore F = 1,85 \quad (42)$$

Figura 44 - Mola projetada para o protótipo.



Fonte 72: próprio autor.

Vale salientar que serão utilizadas duas molas por catraca no projeto proposto, então o valor de 1,85 kg/mola passará a suportar 3,7 kg/catraca. Devido a mola proposta possuir um formato diferente não necessitará estampar um lado do mancal da talha, como é feito atualmente com o objetivo de fixar a mola de torção a este, detalhe demonstrado na Figura 32.

O resultado comparativo entre a carga da mola atual versus a proposta é apresentado na Tabela 29 abaixo:

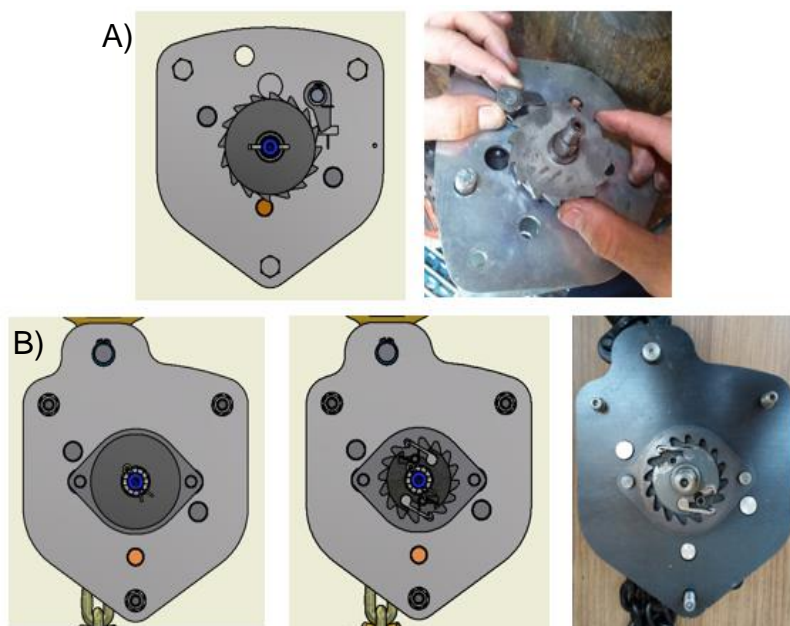
Tabela 29 - Quadro comparativo dos resultados entre as molas.

Solicitações	Mola	
	Atual	Proposta
Carga (F)	1,05 kg/catraca	3,7 kg/catraca

Fonte 73: próprio autor.

Esta parte foi a que mais necessitou de tempo em projeto. Pois houve uma alteração drástica nos dentes da catraca, passando de externos para internos (Figura 45). A mola passou de compressão para mola de torção, assim lingueta e a própria mola ficam acondicionados em um suporte no interior da catraca com o objetivo de aumentar a confiabilidade e a segurança do sistema.

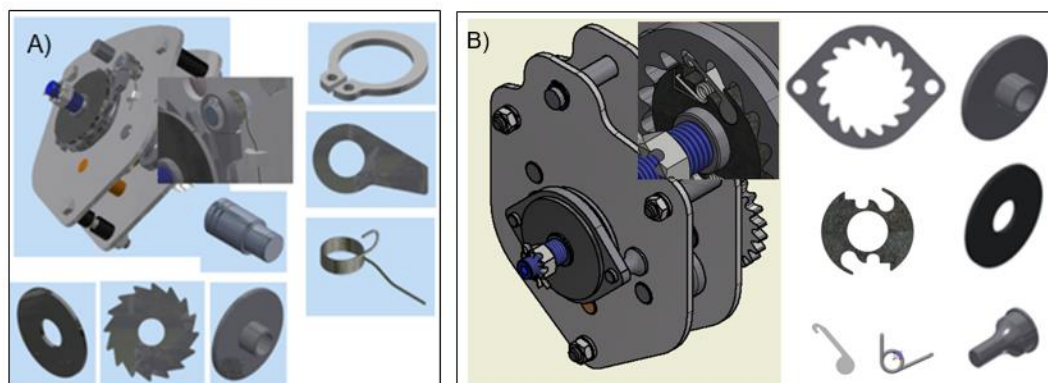
Figura 45 - Sistemas de freios. Atual (A) e Proposto (B).



Fonte 74: próprio autor.

Com a catraca de dentes internos possivelmente irá diminuir a possibilidade de acidente. O freio continua sendo de catraca na subida e no retorno possui o flange que pressiona a lona, causando o atrito entre ela e o suporte, este por sua vez que condiciona a mola e a lingueta do freio. Espera-se que esta alteração reduza as falhas nesta região, pois será utilizado duas linguetas em vez de uma, além do condicionamento de externo para interno, que em muitas vezes, devido os desvios dimensionais não apresentava atuação segura da lingueta no centro dos dentes da catraca. Na Figura 46 é apresentado o conjunto de peças dos conjuntos: atual e proposto.

Figura 46 - Conjunto freio. Atual (A) e Proposto (B).



Fonte 75: próprio autor.

Além do ponto citado acima outro detalhe importante é que a polia de carga assim como a corrente apresentava desvios em sua união, visto que é produzida em matriz bipartida. Além destes pontos citados, os clientes tentavam abrir a mesma para destrancar e há relatos de acidentes, pois a catraca fica exposta, ou seja, um ponto possível de acidente.

Na etapa seguinte foi analisado o eixo dentado da talha. Nesta peça foi acrescentando um pouco mais no comprimento na mancalização do lado da rosca (parte lisa do eixo), pois com a alteração do freio foi necessário este acréscimo.

Nos demais pontos, o eixo não sofreu alterações. A parte rosçada é uma métrica especial M15 de seis entradas presente no eixo de acionamento, de acordo com a Figura 47 apresentada abaixo:

Figura 47 - Eixo dentado da talha.



Fonte 76: próprio autor.

Na sequência os dados de entrada para o cálculo de força de frenagem por pressão na lona:

- Rosca de frenagem (M): M15
- Passo da rosca (p): 2 mm
- Número de entradas (n°): 6
- Raio médio de ação da força de frenagem (Rm): 21 mm
- Número de superfícies de frenagem (isup): 2
- Coeficiente de atrito rosca aço/aço (μ): 0,15
- Coeficiente de ensaio: 1,5
- Coeficiente de atrito de frenagem aço/lona (μ): 0,3
- Diâmetro externo da lona de freio (dext): 63 mm
- Diâmetro interno da lona de freio (di): 20,5 mm
- Força de acionamento ($F_{acion.}$): 300 N

Os dados de saída são apresentados na Tabela 30.

Tabela 30 - Resultados da força de frenagem por pressão nas lonas de freio.

Denominação	Equações	Resultado
Diâmetro médio da rosca de frenagem	$d_{mr} = M - (2 * p * 0,32476)$	13,70 mm
Passo efetivo da rosca de frenagem	$p_{efe} = p * n^\circ$	12 mm
Força normal de frenagem	$F_N = \frac{(F_{ACION} * (diâm. da polia de acion./2) * Coef. a)}{\left(\frac{p_{efe}}{d_{mr} * \pi}\right) + \mu} * 9,81$	58004,48 N
Força tangencial de frenagem	$F_{tg} = i_{sup} * F_N * \mu$	34802,70 N
Momento de frenagem	$M_{fre} = F_{tg} * R_m$	730856,7 N.mm
Momento de acionamento	$M_{acion.} = F_{acion.} * \left(\frac{diâm. da polia de acion.}{2}\right) * 9,81 \frac{m}{s^2} * Coef. de ensaio$	24941,93 N.mm

Fonte 77: próprio autor.

O momento de acionamento deve ser sempre menor que o momento da frenagem, neste caso calculado a condição está aprovada, pois $M_{acion.} = 24941,93 \text{ N.mm} < M_{fre} = 730856,7 \text{ N.mm}$.

- Fator de frenagem F_{fre} :

$$F_{fre} = \frac{M_{fren}}{M_{acion.}} = \frac{730856,7 \text{ N.mm}}{24941,93 \text{ N.mm}} = 29,30 \quad (43)$$

Em relação a lona de freio tem-se a área de frenagem $A_{frenagem}$ e a pressão sobre a lona de freio P_{re} :

$$A_{frenagem} = (\pi * (d_{exter}/2)^2) - (\pi * (d_i/2)^2) \therefore A_{frenagem} = (\pi * (63/2)^2) - (\pi * (20,5/2)^2) \therefore A_{frenagem} = 2787,18 \text{ mm}^2 \quad (44)$$

$$P_{re} = \frac{F_N}{A_{fren}} \therefore P_{re} = \frac{58004,48 \text{ N}}{2787,18 \text{ mm}^2} = 20,81 \text{ Mpa} \quad (45)$$

A próxima etapa que exigiu cálculo dimensional foi a força de acionamento que é calculada de acordo com a norma ABNT NBR 16324:2014 que deve ser no máximo de 500 N. Abaixo na Tabela 31 seguem os valores encontrados para o sistema atual e proposto:

Tabela 31 - Força de acionamento de acordo com capacidade-mecanismo atual.

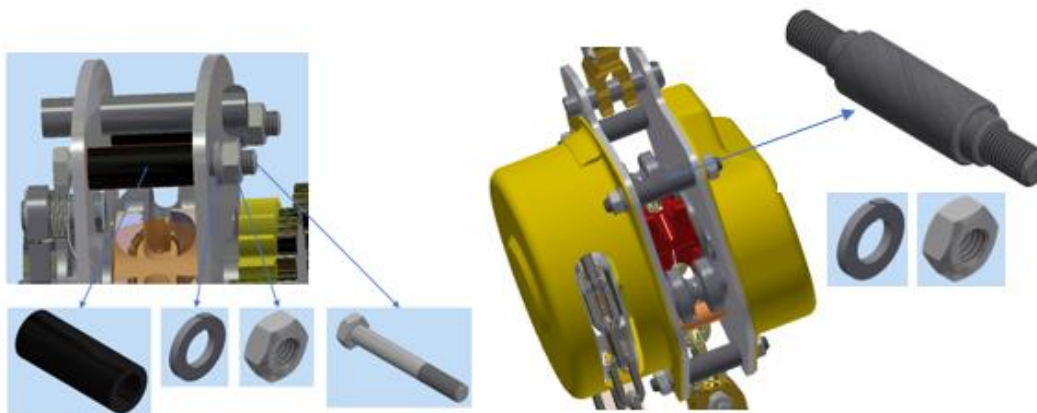
Equação	Capacidade (kg)	Força de acionamento ($F_{acion.}$)	
		Atual (N)	Proposto (N)
$F_{acion.} = \frac{\left(\frac{F_N}{D01} * \frac{D05}{D04} * \frac{D03}{D06} * D02a \right)}{\eta_t}$	500	150	120
	1000	300	240
	2000	300	240
	3000	450	360

Fonte 78: próprio autor.

Nas etapas seguintes foram adotadas algumas ideias baseadas na revisão da literatura.

Na proposta demonstrada na Figura 48, substituiu-se o parafuso pelo pino que entrará com interferência no primeiro mancal da caixa, tornando o conjunto estável tanto na montagem, quanto na desmontagem do conjunto.

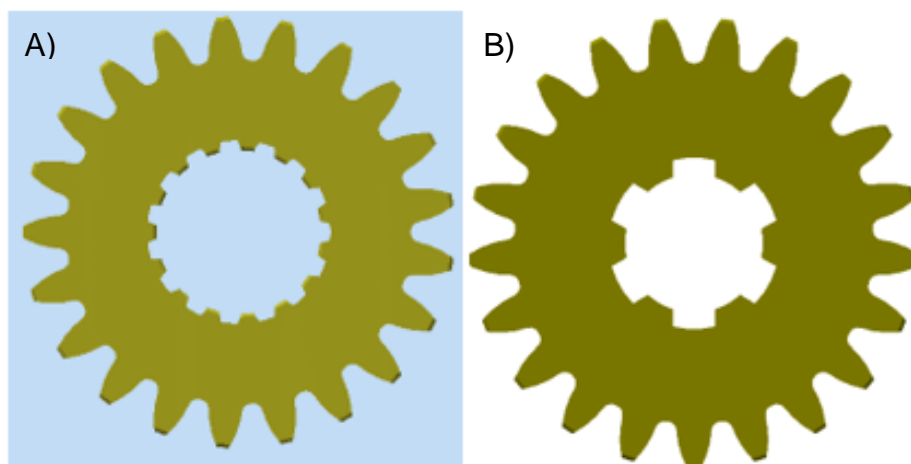
Figura 48 - Detalhe dos pinos de fixação das laterais da talha.



Fonte 79: próprio autor.

O engrenamento interno foi alterado reduzindo o número de dentes de 15 para 6 dentes, conforme demonstrado na Figura 49. O objetivo é reduzir o tempo de usinagem, conforme os testes práticos realizados nos seguintes tópicos, a modificação pode ser aceita no produto. A matéria prima não foi alterada, manteve-se o Aço SAE 8620.

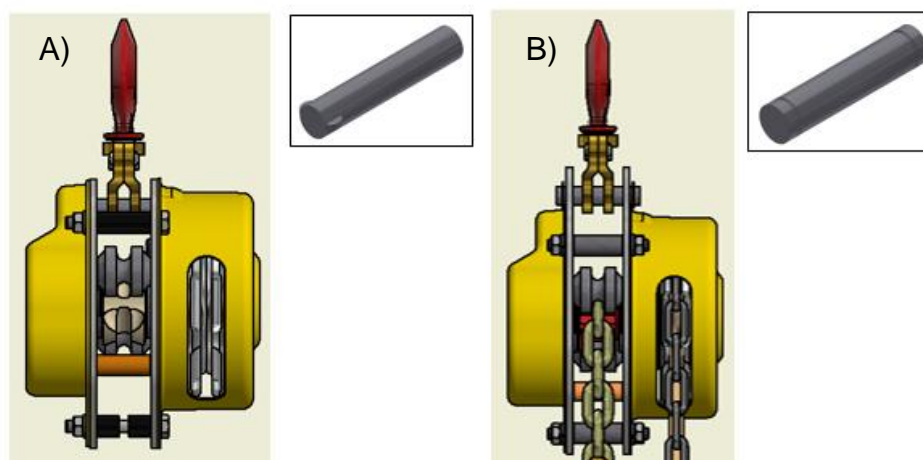
Figura 49 - Detalhe da engrenagem da polia de carga. Atual (A) e Proposto (B).



Fonte 80: próprio autor.

O pino do braço, apresentado na Figura 50 não sofreu muitas intervenções, apenas foi proposto uma diminuição do comprimento, resultando em 15% da massa total.

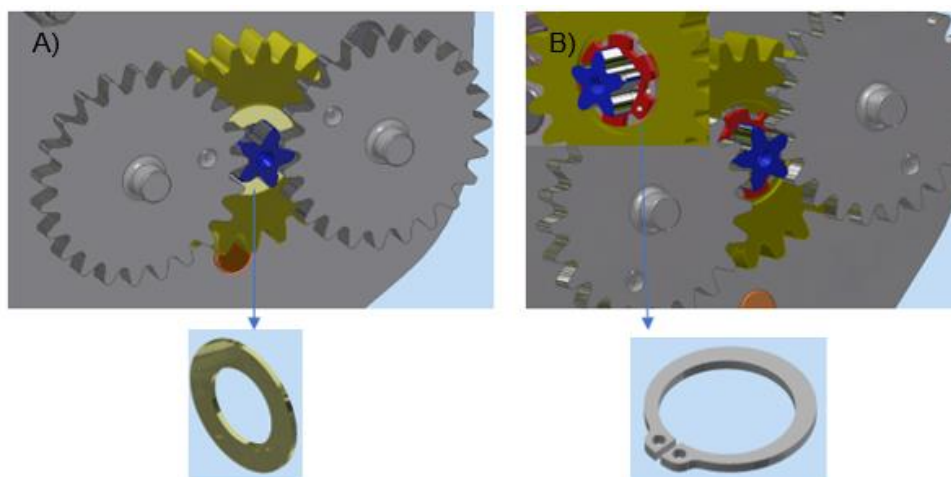
Figura 50 – Pino de fixação do gancho. Atual (A) e Proposto (B).



Fonte 81: próprio autor.

Nesta parte do projeto optou-se por trabalhar com itens comerciais, tendo em vista que a arruela utilizada atualmente é especial e requer processo de usinagem, diferentemente do anel de trava que é comercial. Vale destacar foi criado um rebaixo na engrenagem da polia de carga e um sulco na polia de carga, onde o anel é encaixado, sistema é demonstrado na Figura 51 abaixo:

Figura 51 - Fixador da engrenagem central. Atual (A) e Proposto (B).



Fonte 82: próprio autor.

6.3 RESULTADOS DOS ENSAIOS DE CARGA

Nesta etapa foi testado o protótipo com capacidade de 1 tonelada. Neste ensaio foram realizados os testes de protótipo, freio, determinação da força de acionamento e funcionamento.

No ensaio de carga (Figura 52) foi alçada a carga de 1,5 tonelada e não houve alterações na altura de elevação, sendo constatado 100% de eficiência do freio e demais componentes do sistema, assim como o proposto na norma ABNT 16324.

Figura 52 - Teste de carga nominal no protótipo da talha.



Fonte 83: próprio autor.

Um pequeno desvio da corrente na polia de carga foi observado ocasionando o amassamento das guias de corrente (Figura 53), isto deu-se

provavelmente porque o ajuste da polia de carga foi realizado com retificadora manual. Atualmente essa polia é fabricada com matriz bipartida que possui alto grau tolerância na região de encaixe da corrente de carga. Porém há um desgaste considerável nesta matriz e, conseqüentemente peças produzidas atualmente possuem um índice considerável de rejeição.

Figura 53 - Amassamento das guias de corrente.



Fonte 84: próprio autor.

O requisito do ensaio do freio é constatar sua eficiência em reter as cargas aplicadas no mínimo 10% dos ensaios. Para o protótipo testado em todas as capacidades (0,5; 1; 2 e 3 toneladas), não houve alterações na altura de elevação, sendo constatado 100% de eficiência do freio, conforme Tabela 32 abaixo:

Tabela 32 - Resultados do ensaio de freio da talha.

Resultados do ensaio do Freio de carga					
Regras	Carga aplicada(t)	Elev.1m	Elev 1m apos 1min	Elev. 0,5m	Elev.0,5m apos 1min
Carga 10 %	0,1 t	1m	1m	0,5m	0,5m
Carga 100 %	1,0 t	1m	1m	0,5m	0,5m
Carga 150 %	1,5 t	1m	1m	0,5m	0,5m

Fonte 85: próprio autor.

Como a polia de carga foi alterada, o teste de ancoragem da corrente de carga foi aplicado para que a comparação entre o produto atual e o protótipo pudesse ser realizada. Para este teste deve-se aplicar a carga correspondente a 250% da carga aplicada (Figura 54) à ancoragem quando a talha estiver carregada com carga nominal, por um período de um minuto, aliviar a carga e

verificar se houve deformações nos componentes, principalmente a polia de carga na corrente.

Figura 54 - Teste de ancoragem da talha- 2,5 toneladas.



Fonte 86: próprio autor.

No ensaio da força de acionamento (Figura 55) foi realizada uma comparação entre o sistema atual e o sistema proposto das talhas. Devido a utilização de uma roda de catraca com menor diâmetro, conseqüentemente uma mola menor, o sistema proposto apresenta um esforço de acionamento menor quando comparado com o atual.

Figura 55 - Detalhes dos resultados das medidas do dinamômetro.



Fonte 87: próprio autor.

O dinamômetro foi acoplado na corrente de acionamento, a força de acionamento foi verificada 3 vezes, resultando na média da força dos acionamentos e na aprovação do conjunto de acionamento proposto, de acordo com a Tabela 33 abaixo:

Tabela 33 - Resultados das forças de acionamentos.

Capacidade (kg)	Força de acionamento ($F_{acion.}$)			
	Atual Teórica (N)	Atual Prática (N)	Proposto Teórico (N)	Proposto Prática (N)
1000	300	400	240	300

Fonte 88: próprio autor.

6.4 RESULTADOS DOS ENSAIOS DE SOBRECARGA

Neste teste foi atingido 4,1 toneladas no ensaio de tração aplicando sobrecarga, conforme pode-se observar na Figura 56. O corpo de acionamento do protótipo, conforme o teste aplicado está liberado para cargas de 0,5; 1 e 2 toneladas, devido a falta de tratamento térmico das peças é prudente aplicar um coeficiente de segurança no conjunto, conforme indica os cálculos teóricos é desejado estar em torno de 2.

Figura 56 - Ensaio de sobrecarga realizado no protótipo.



Fonte 89: próprio autor.

O protótipo não alcançou a segurança necessária para a faixa de carga de 3 toneladas. Vale salientar que não foram feitos tratamentos térmicos nas engrenagens, eixo e polia da corrente. Foi escolha do autor, juntamente com o fabricante objetivando a compreensão da falha produzida por sobrecarga em peças, por isso espera-se certos desgastes no ensaio de sobrecarga, na Figura 57 abaixo é demonstrado o conjunto logo após retirado da máquina de teste de sobrecarga.

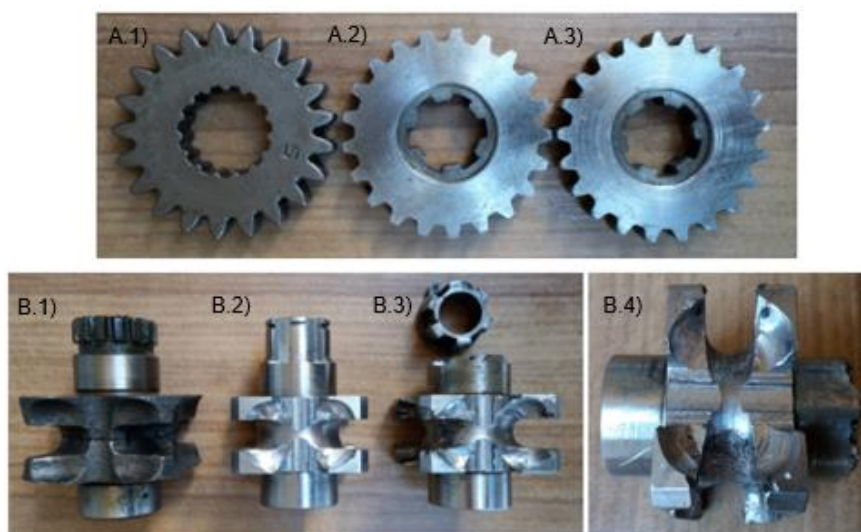
Figura 57 - Conjunto do protótipo após ensaio de sobrecarga.



Fonte 90: próprio autor.

Neste ensaio de sobrecarga ocorreu a fratura da polia de carga (Figura 58 (B.3) e (B.4)). Para o protótipo a polia de carga foi usinada, pois não seria economicamente viável produzi-la em matriz, além da redução do diâmetro foram acrescentados alguns alívios e alterada o formato para retangular, antes era circular o espaço que serve para acoplar o elo da corrente, com esta alteração a matriz, mesmo que bipartida tem menores possibilidades de erros de conicidade.

Figura 58 - Detalhes das peças da talha. Engrenagem central: Atual (A.1); Proposta (A.2); Proposta com sobrecarga (A.3). Polia da corrente: Atual (B.1); Proposta (B.2); Proposta com sobrecarga fraturada (B.3 e B.4).



Fonte 91: próprio autor.

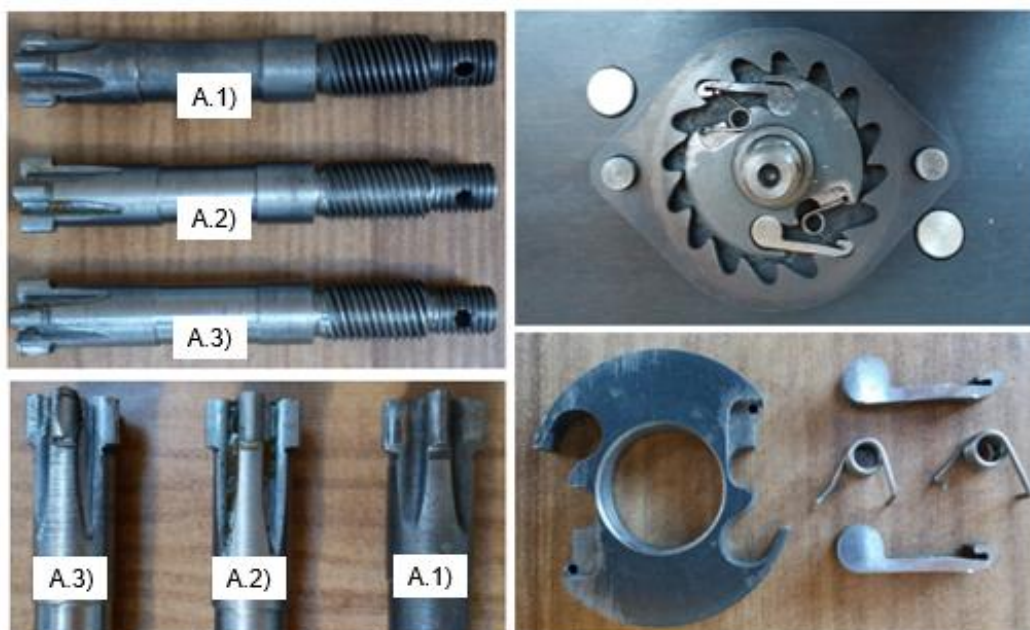
A matéria prima da polia atual é aço SAE 8620 com matriz bipartida e para a fabricação do protótipo foi usado aço SAE 4340, porém esta polia foi usinada com fresa de topo em vez de brochadeira na região das estrias de ligação da engrenagem central (Figura 46-B.3 e B.4), provavelmente esta redução de estrias provocou aumento do momento aplicado em cada estria, somando-se a isso o fato da peça não ter passado por tratamento térmico ocasionaram a fratura nesta região.

A engrenagem central não apresentou amassamento na região dos dentes internos e externos (Figura 58 (A.3)), sendo aprovada no teste de sobrecarga (4,1 toneladas), mesmo sem tratamento térmico. A matéria prima (Aço SAE 8620) não foi alterada.

As demais peças, como o eixo central e o sistema do freio proposto foram aprovados no teste de sobrecarga. Vale salientar que os dentes internos da catraca, molas e linguetas mantiveram sua funcionalidade após o teste.

No eixo central (Figura 59 (A.3)) um dos 5 dentes sofreu amassamento após rompimento da polia de carga no teste de sobrecarga proveniente da falta de tratamento térmico aplicado na peça.

Figura 59 - Detalhe do eixo central (A.1: Atual; A.2: Proposto sem teste; A.3: Proposto testado) e freio após teste de sobrecarga.



7. CONCLUSÕES

O objetivo geral deste trabalho foi analisar os modos de falhas de uma talha mecânica por meio do histórico de três anos de assistência técnica e garantia. Este objetivo foi alcançado, pois mediante a análise dos principais pontos de falha do conjunto foram projetados novos componentes e, conseqüentemente um novo produto.

Em relação aos objetivos específicos:

- As peças do protótipo não passaram por tratamento térmico, sendo usinadas, montadas formando o conjunto do corpo de acionamento e colocadas para testes de carga e sobrecarga, conforme Norma ABNT 16324:2014. Este produto respondeu bem ao teste de carga atingindo 1,5 tonelada com carga suspensa, porém no teste de sobrecarga acabou não sendo aprovado na faixa das cargas de 3 toneladas, respeitando o coeficiente de segurança global 2 adotado do conjunto. Atingiu 4,1 toneladas com fratura da polia de carga.
- A alteração que visava reprojetar o pino que fixa o gancho, desmembrando este do corpo de acionamento quando instalado as proteções foi atendida. O pino agora fica posicionado na parte superior à proteção da caixa. Nesta alteração não foi necessário reprojetar a caixa de proteção, visto que esta é conformada por matriz.
- Dentro dos objetivos específicos conseguiu-se atender a demanda de se utilizar o mesmo mancal para ambos os lados do corpo de acionamento da talha, sem a necessidade de puncionamento para fixação da mola de torção do sistema de frenagem em um dos mancais, pois a mola foi alterada sendo montada de forma diferente.
- O sistema de frenagem foi totalmente reformulado. Neste processo foi substituído a catraca de dentes externos por dentes internos, sendo posteriormente aprovado na eficiência da frenagem após os testes de carga e sobrecarga da Norma ABNT 16324:2014.

Os testes com este novo protótipo, principalmente da polia de carga apontaram que esta pode ser menor que a atual, reduzir o tratamento térmico para uma faixa de aplicação do produto e alterar a matriz bipartida do centro da guia da corrente para outro ponto a fim de que não ocorram desvios de medidas neste local, desta forma aumentando a confiabilidade do produto. Outro ponto analisado durante o trabalho é que a polia de carga apresentava desvios de medidas, pois na linha de montagem é produzida em matriz bipartida, muitas vezes foi detectado que o passo da polia era diferente do passo da corrente, além do guia que não possui um raio adequado, causando o desgaste prematuro dos guias da corrente

Vale salientar que os modos de falha investigados nas talhas de acionamento mecânico, em sua grande maioria trata-se de desgaste por contato e aderência, fadiga por impacto e ruptura por tensão. Além disso, outro ponto que chamou a atenção do autor foi o sistema de frenagem, um tanto simples para alçar uma carga de 3 toneladas. Nota-se que a maioria dos fabricantes utiliza duas linguetas para travar a catraca, mesmo assim existem pontos a serem melhorados, como por exemplo: a proteção da catraca que fica exposta nas laterais, colocando em risco o usuário que por ventura coloque a mão neste espaço.

Dentro do sistema de frenagem do produto padrão a placa é estampada, com isso o a própria matriz, por efeito de esmagamento dos punções não deixa uma superfície plana, fazendo com que a lingueta escape do eixo de fixação da base, tendo como resultado a ineficiência do sistema de frenagem da talha. As modificações sugeridas incluem a utilização de dentes internos de catraca e incorporando a lingueta por dentro da catraca propiciando melhor conforto ao usuário e um aumento da segurança.

As soluções citadas foram incluídas em um protótipo que atendeu os requisitos de segurança indicados nas normas vigentes para cargas de 0,5; 1 e 2 toneladas.

8. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Realizar ensaios de Fadiga nos testes de carga e sobrecarga carecem de máquinas propícias para testes em fadiga.

Analisar o desempenho do protótipo nos testes de carga, sobrecarga e frenagem após tratamento térmicos em seus componentes.

9.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABDOLMALEKI, K., & AHMADIAN, S. (6 de Outubro de 2015). The relationship between product characteristics, customer and supplier involvement and new product development. *Procedia Economics and Finance*, p. 10.
- ABRAHAM, C., & DOTHAN, A. (22 de Março de 2017). Generative work relationships as a source of direct and indirect learning from experiences of failure: Implications for innovation agility and product innovation. *Technological Forecasting & Social Change*, p. 27.
- ALL MATERIAL HANDLING COMPANY. (Janeiro de 2017). Operation e Maintenance Manual (ANSI/ASME B30.16). 2017. EUA.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 10070, 1. (1987). NBR 10070. *Ganchos-haste forjados para equipamentos de levantamento e movimentação de cargas- Dimensões e propriedades mecânicas*.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 16324. (26 de Dezembro de 2014). ABNT NBR 16324:2014. *Talhas de corrente com acionamento manual-Requisitos e métodos de ensaios*. Rio de Janeiro, Brasil: ABNT.
- COLLINS, J. (2014). *Projeto mecânico de elementos de máquinas: uma perspectiva de prevenção de falha*. (P. M. al.], Trad.) Rio de Janeiro: LTC-Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda.
- DEPARTAMENTO DE COMPETITIVIDADE, E. E. (2017). *IBKM INVESTIMENTO: PREVISTOS E REALIZADOS: INDICADORES CONJUNTURAIS*. São Paulo: ABIMAQ.
- DOMAZET, Z., LUKSA, F., & BUGARIN, M. (2014). Failure of two overhead crane shafts. *Engineering Failure Analysis*, 11.
- FERNANDES, C. (2010). Dissertação: Metodologia para melhorar a confiabilidade de subsistemas através de análise de falhas e testes acelerados. *Metodologia para melhorar a confiabilidade de subsistemas através de análise de falhas e testes acelerados*. Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil: UFRGS.
- FRIO, R., & BRASIL, V. (19 de Maio de 2016). Comportamento de cocriação de valor do consumidor como antecedente satisfação e lealdade. *REGE-Revista de Gestão*, p. 13.
- GIGLIO, A. M. (2002). Bending fatigue tests on a metallic wire rope for aircraft rescue hoists. *Engineering Failure Analysis*, 13.
- GUTIERREZ, L., & GUTIERREZ, M. (2013). Diferenciação de Produtos. Em L. L. Gutierrez, *Economia Industrial* (Segunda Edição ed., pp. 67-77).

- INGERSOLL RAND COMPANY. (Julho de 2010). Operation and Maintenance Manual. *Air Chain Hoist- HLK Series*.
- JAMES, A. (2006). Failures of Chain Systems. *Engineering Failures Analysis*, 14.
- KALAISELVAN, C., & RAO, L. (10 de Dezembro de 2015). Comparison of reliability techniques of parametric and nonparametric. *Engineering Science and Technology*, p. 9.
- KIESELBACH, R. (2003). Curious cases of failure. *Engineering Failure Analysis*, 13.
- KIM, T., LEE, S., & LEE, H. (26 de Julho de 2010). A Case Study on Engineering Failure Analysis of Link Chain. *Safety and Health at Work*, p. 8.
- KITO, H. A. (2017). Eletric Chain, Chain Hoist and Ser Series. *Owner´s Manual*.
- MARSHEK, R., & KURT, M. (2008). *Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas* (Quarta Edição ed.). (F. R. Silva, Trad.) Rio de Janeiro: LTC-Livros Técnicos e Científicos S.A.
- MATIAS, A., SILVEIRA, R., & BRANDÃO, M. (5 de Janeiro de 2015). ENVOLVIMENTO DO CONSUMIDOR NO PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTOS COMO MEDIDA DE SUCESSO: UM ESTUDO COM EMPRESAS PARTICIPANTES DOS PRÊMIOS FINEP E NACIONAL DE INOVAÇÃO. *RAI- Revista de Administração e Inovação*, p. 27.
- MEDREA, C. e. (2013). Analysis of fracture and cracks of oldham's couplings used in anchor hoisting. Case study. *Engineering Failure Analysis*, 7.
- METALÚRGICA KOCH S.A. (2016). Manual de instruções-Talha manual de alavanca. Cachoeirinha, Rio Grande do Sul, Brasil.
- NORTON, R. L. (2013). *Projetos de Máquinas: uma abordagem integrada*. Porto Alegre: Bookman.
- ORGANIZAÇÃO DE COOPERAÇÃO E DESENVOLVIMENTO ECONÔMICO. (2005). *Oslo manual: proposed guidelines for vollecting and interpreting technological innovation data*. Development, Organization for Economic Co-operation and. Fonte: http://www.oecd.org/document/23/0,3343,en_2649_34409_35595607_1_1_1_1,00.html
- PROVENZA, F. (1996). *PROTEC- Projetista de mecânicas*. São Paulo: F. Provenza.
- RAMOS, A., & ZILBER, S. (26 de Março de 2015). O IMPACTO DO INVESTIMENTO NA CAPACIDADE INOVADORA DA EMPRESA. *RAI – Revista de Administração e Inovação*.

- RAUSAND, M., & HOYLAND, A. (2004). *System Reliability Theory: Models, Statistical Methods and applications*.
- RAUSAND, M., & OIEN, K. (8 de Janeiro de 1996). The basic concepts of failure analysis. *Reliability Engineering and System Safety*, p. 11.
- RAUSAND, M., & OIEN, K. (08 de Janeiro de 1996). The basic concepts of failure analysis. *Reliability Engineering and System Safety*, p. 11.
- REGATTIERI A. et al. (30 de Junho de 2017). Reliability assessment of a packaging automatic machine by accelerated life testing approach. *Procedia Manufacturing*, p. 9.
- REGULY, A. (2003). *Análise de Falhas em Componentes*. Porto Alegre: UFRGS.
- ROCHA, J., & SALERNO, M. (8 de Abril de 2013). O papel do APQP – Advanced Planning for Product Quality no desenvolvimento de produtos: Análise de casos na relação montadora-autopeças. *Gestão e Processo*, p. 13.
- ROSA, E. (2002). *Análise de Resistência Mecânica*. Florianópolis: UFSC-Grupo de Análise e Projeto Mecânico.
- RUDENKO, N. (1976). *Máquinas de Elevação e Transporte*. (J. Plaza, Trad.) Moscou (traduzido em São Paulo), Rússia.
- RUSÍNSKI E. et al. (2013). Failure analysis of an overhead traveling crane lifting system operating in a turbogenerator hall. *Engineering Failure Analysis*, 11.
- SAKURADA, E. Y. (Abril de 2001). As técnicas de Análise dos Modos de Falhas e seus Efeitos e Análise da Arvore de Falhas no desenvolvimento e na avaliação de produtos. Florianópolis, Santa Catarina, Brasil.
- SANTOS, G. (Agosto de 2008). MODELO DE CONFIABILIDADE ASSOCIANDO DADOS DE GARANTIA E PÓS-GARANTIA A TRÊS COMPORTAMENTOS DE FALHAS. *Tese (Doutorado em Engenharia)*. Rio Grande do Sul, Brasil: UFRGS.
- SBRAGIA, R., & LIMA, M. (18 de Agosto de 2013). ORIENTAÇÃO PARA MERCADO E INTERFACE FUNCIONAL: EVIDÊNCIAS EM PROJETOS DE DESENVOLVIMENTO DE NOVOS PRODUTOS. *RAI – Revista de Administração e Inovação*, p. 25.
- SINGH, U., SINGH, M., & SINGH, M. (2013). Failure analysis of bridle chain used for hoisting in mines. *Journal of Chemical Engineering and Materials Science*, 8.
- STROHAECKER, T. (2003). *Mecânica da Fratura*. Porto Alegre: UFRGS.

- SWUSTE, P. (09 de Abril de 2013). A 'normal accident'with atower crane? An accident analysis conducted by the Dutch Safety Board. *Safety Science*, p. 7.
- TERRA, N., BARBOSA, J., & BOUZADA, M. (01 de Julho de 2015). A INFLUÊNCIA DA INOVAÇÃO EM PRODUTOS E PROCESSOS NO DESEMPENHO DE EMPRESAS BRASILEIRAS. *RAI – Revista de Administração e Inovação*, p. 26.
- ZAMBRANO, O., CORONADO, J., & RODRÍGUEZ, S. (2014). Failure analysis of a bridge crane shaft. *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, 8.