

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**LUCAS BENETON**

**REPROJETO DO SISTEMA DE GIRO DE UM SEMIRREBOQUE BASCULANTE  
COM CAIXA DE CARGA DESLIZANTE**

**CAXIAS DO SUL**

**2013**

**LUCAS BENETON**

**REPROJETO DO SISTEMA DE GIRO DE UM SEMIRREBOQUE BASCULANTE  
COM CAIXA DE CARGA DESLIZANTE**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado  
como requisito parcial para a conclusão do  
curso de Engenharia Mecânica na  
Universidade de Caxias do Sul. Estágio II  
MEC0258  
Supervisor: Prof. Dr. Marcos Alexandre  
Luciano

**CAXIAS DO SUL**

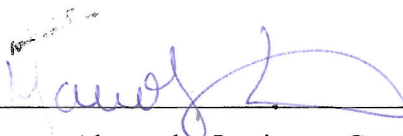
**2013**

LUCAS BENETON

**REPROJETO DO SISTEMA DE GIRO DE UM SEMIRREBOQUE  
BASCULANTE COM CAIXA DE CARGA DESLIZANTE**

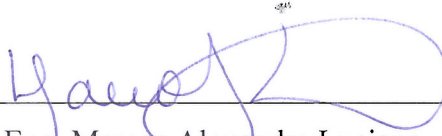
Este trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica foi aprovado.

Caxias do Sul, 25 de novembro de 2013.

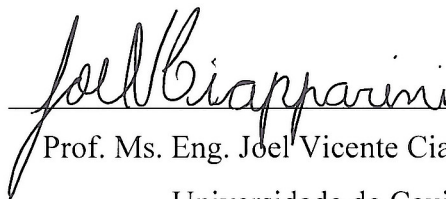


Prof. Dr. Eng. Marcos Alexandre Luciano - Coordenador de Estágio II  
Universidade de Caxias do Sul

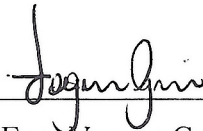
BANCA EXAMINADORA:



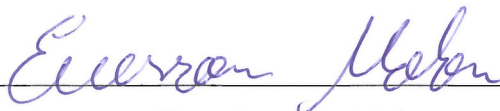
Prof. Dr. Eng. Marcos Alexandre Luciano - Supervisor  
Universidade de Caxias do Sul



Prof. Ms. Eng. Joel Vicente Ciapparini - Avaliador  
Universidade de Caxias do Sul



Prof. Ms. Eng. Vagner Grison - Avaliador  
Universidade de Caxias do Sul



Eng. Emerson Molon  
Orientador da empresa

## RESUMO

Os semirreboques são implementos amplamente utilizados no segmento de transporte rodoviário de cargas. Um modelo de semirreboque é o basculante deslizante que permite movimentar sua unidade de carga para frente e para trás a fim de proporcionar distribuição de carga adequada à legislação brasileira vigente. Este trabalho visa a análise das falhas no eixo de ligação da unidade de carga com o chassi do implemento, com a finalidade de adquirir dados para o reprojeto do sistema de giro. Para tanto foi realizado uma revisão bibliográfica para desenvolvimento do reprojeto dos componentes, obtendo assim um referencial para seu dimensionamento, ferramentas para análise de falha como a FMEA e a FTA, assim como etapas para o reprojeto de um sistema ou componente. Com base neste referencial, e a situação apresentada no eixo com danos, procurou-se identificar o modo de falha atuante no ponto onde esta ocorre. Através dessas análises, foi identificado interferência de montagem de 2,1 mm entre os ganchos fim de curso e o eixo de giro. Com o reprojeto do sistema de giro, a tensão calculada no eixo de giro ficou em 290,32 MPa, atendendo satisfatoriamente sua aplicação.

**Palavras chave:** Semirreboque basculante. Eixo de giro. Análise de falhas. FMEA. Reprojeto.



## ABSTRACT

Trailers are equipment's most utilized in loads transports in the roads. Dumper is a kind of trailers, where the load box turn above an axis located in trailer's back. There is dumper model who allow front and back movement's in load unit, enabling the Brazilian legislation load distribution. The objective of this work is a failure study in connect axis between the load unit and frame, to get data for new axis design. For the axis new design developing was realized a bibliographic revision, failure tools as FMEA and FTA was used, even as new system or component design. Based in this referential and failure axis situation, with damage the failure mode was searching in the point where it happen. Through these analyzes, it was identified an assembly interference of 2,1 mm between the limit hooks and the spin axis. With the redesign of the rotating system, the calculated stress in the spin axis was 290,32 MPa, satisfactorily meeting its application.

**Key words:** Dump Trailer, turn axis, failure analysis, FMEA, redesign.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Basculante convencional (direita), basculante deslizante (esquerda). .....	7
Figura 2 – Distribuição de carga basculante com caixa de carga deslizante .....	7
Figura 3 – Eixo de giro basculante deslizante .....	8
Figura 4 – Região crítica de projeto .....	9
Figura 5 – Tensores bidimensionais em um elemento .....	12
Figura 6 – Comparação critério de Tresca e von Mises .....	14
Figura 7 – Fluxograma de projeto .....	15
Figura 8 – Aplicação do eixo.....	19
Figura 9 – Gráfico de ocorrências por carga transportada.....	19
Figura 10 – Região da falha do eixo.....	20
Figura 11 – Fluxograma de trabalho.....	22
Figura 12 – Amostras com solda na região da falha.....	23
Figura 13 – Amostras com desgaste .....	24
Figura 14 – Amostra selecionada .....	25
Figura 15 – Regiões de onde foram retirados os corpos de prova.....	26
Figura 16 – Força aplicada com a caixa de carga baixa .....	27
Figura 17 – Forças com a caixa de carga com 15° de elevação .....	28
Figura 18 – Diagrama de corpo livre do compartimento de carga .....	29
Figura 19 – Diagrama de corpo livre do eixo.....	30
Figura 20 – Método das seções no eixo.....	30
Figura 21 – FMEA do eixo de giro .....	32
Figura 22 – Eixo de giro apoiado nos ganchos fim de curso.....	33
Figura 23 – Diagrama de corpo livre do eixo apoiado nos ganchos.....	34
Figura 24 – Montagem eixo de giro e ganchos fim de curso .....	35
Figura 25 – Estudo de tolerância .....	36
Figura 26 – Gancho em corte .....	36
Figura 27 – Folga uniforme entre o gancho e o eixo.....	37
Figura 28 – Gancho reprojetoado .....	37
Figura 29 – Basculante com ganchos reprojetoados .....	38

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>6</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E ESTRUTURA DO TRABALHO.....	6
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO .....	7
1.3	OBJETIVOS .....	9
1.3.1	Objetivo Geral .....	9
1.3.2	Objetivos Específicos.....	9
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>10</b>
2.1	PROJETO DE EIXOS .....	10
2.2	CRITÉRIOS DE FALHAS.....	12
2.3	REPROJETO DE COMPONENTE .....	14
<b>3</b>	<b>AVALIAÇÃO DO PROBLEMA E PROPOSTA DE INTERVENÇÃO .....</b>	<b>18</b>
3.1	DESCRIÇÃO DO CENÁRIO ATUAL .....	18
3.2	PROPOSTA PARA INTERVENÇÃO DO PROBLEMA.....	21
<b>4</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....</b>	<b>23</b>
4.1	ANÁLISE DO MATERIAL DE CAMPO .....	23
4.1.1	ANÁLISES METALOGRÁFICAS DAS AMOSTRAS.....	25
4.2	DIMENSIONAMENTO DO EIXO DE GIRO .....	26
4.2.1	CARREGAMENTO NO EIXO DE GIRO .....	27
4.3	FMEA DO EIXO DE GIRO.....	31
4.4	REPROJETO DO EIXO DE GIRO .....	33
4.5	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	39
	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>40</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>41</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E ESTRUTURA DO TRABALHO

Considerando as tendências nacionais de transporte de carga, onde se busca transportar mais materiais no menor tempo possível, são gerados motivos incessantes para a busca de novas tecnologias e conseqüentemente produtos inovadores. Implementos com maior capacidade de carga, seguros, com robustez e de fácil operação vêm impondo as empresas investimentos contínuos em novas tecnologias, com foco em preços competitivos, qualidade e custos minimizados de manutenção por motivo de falhas.

Tendo em vista este cenário, faz-se necessário que as empresas do segmento mantenham-se competitivas no mercado. No ramo de implementadoras, o diferencial tecnológico associado às inovações vem incrementando os produtos e deixando-os com fabricação e projeto complexos, visando atender as necessidades do transporte de carga em geral e aplicação específica. Desta maneira acaba assegurando a constante competitividade entre as empresas neste ramo de atuação.

Um tipo de implemento muito usado para transporte é o semirreboque basculante, que é composto por chassi e compartimento de carga, unidos por um eixo de giro. O implemento basculante deslizante é diferenciado, por não ter sua caixa de carga fixa ao chassi, mas está unida a um eixo de giro fixado no quadro de deslizamento. Sendo assim, é possível deslocá-la para frente, onde há uma melhor distribuição de carga e deslocando-a para trás possibilitando a operação de descarga. O deslocamento deste quadro deslizante, ocorre pela ação de um cilindro engastado no chassi em uma das extremidades e a outra engastada no eixo de giro, garantindo assim que o quadro de deslizamento possua o mesmo deslocamento da caixa de carga. Devido a este deslocamento pode-se verificar a diferença entre uma basculante convencional e uma deslizante, sendo que a deslizante ao estar na posição de rodar, tem a caixa deslocada para frente. Em uma basculante convencional a caixa permanece fixa e termina junto ao chassi, conforme mostrado na figura 1.

De acordo com a combinação implemento e cavalo mecânico, com um semirreboque basculante deslizante é possível chegar a 53 toneladas de PBTC (Peso Bruto Total Combinado), e comprimento total inferior a 16 metros, transportando mais carga líquida.

Tradicionalmente, o implemento com caixa de carga deslizante é priorizado no transporte de minério devido a sua carga líquida transportada. A operação de basculamento é executada diversas vezes ao dia, onde os implementos carregam nas frentes de extração,

transportam o material até os terminais onde o mesmo é processado. Nos terminais, a segurança é o fator de maior relevância na aquisição de novos implementos.

Figura 1 – Basculante convencional (direita), basculante deslizante (esquerda).



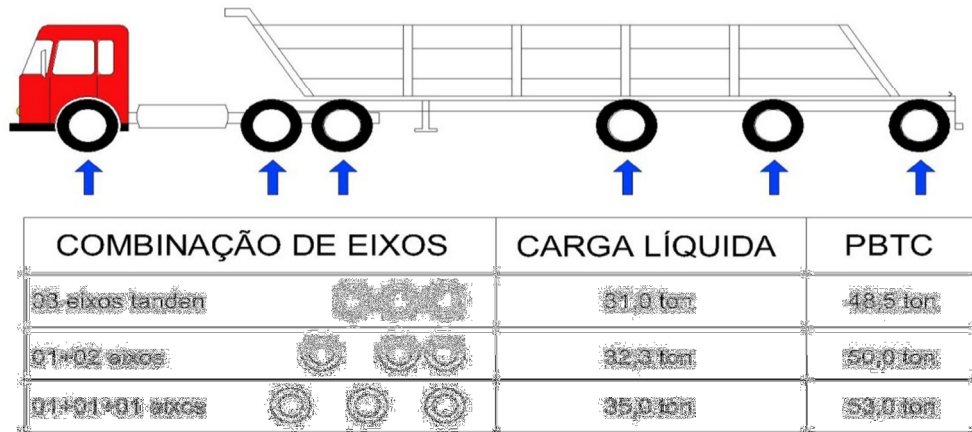
Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013

Conforme as necessidades do segmento de basculante e visando obter implementos com maior segurança e robustez, evitar falhas de fabricação, prejuízos financeiros e aumentar a confiabilidade do projeto, o presente trabalho se propõe reprojeter o sistema de giro da basculante deslizante.

## 1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Os semirreboques basculantes com caixa de carga fixa tem larga aplicação no transporte à granel, porém a carga a ser transportada ficam às normas que regem a distribuição de carga do implemento. Já no implemento basculante com caixa de carga deslizante o carregamento fica distribuído entre o implemento e o caminhão trator, conforme pode ser visualizado na figura 2.

Figura 2 – Distribuição de carga basculante com caixa de carga deslizante

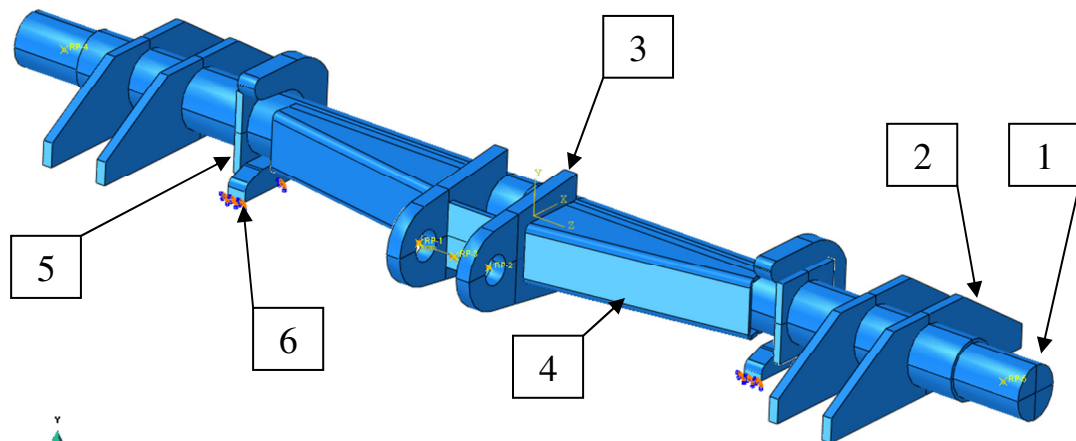


Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013

Quanto a suspensão do implemento e de acordo com a necessidade do cliente, este pode escolher por três configurações diferentes de posicionamento dos: três eixos juntos, dois eixo juntos e um distanciado, e três eixos distanciados, sendo que esta configuração possibilita alcançar 53,0 toneladas de PBTC, variando também sua carga líquida transportada. A opção dos três eixos distanciados será avaliada no desenvolvimento deste trabalho.

Conforme descrito anteriormente, a união da caixa de carga ao quadro de deslizamento é feito por um eixo de giro que é constituído por um eixo (1), suporte para soldar no quadro deslizante (2), chapas para engaste do cilindro de deslizamento (3), reforços do cilindro (4), e chapas para garantir o posicionamento do conjunto (5). As chapas que garantem o posicionamento não exercem função estrutural, são apenas guias para os ganchos fim de curso (6), conforme verifica-se na figura 3.

Figura 3 – Eixo de giro basculante deslizante



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

O eixo de giro é um dos componentes de maior responsabilidade no projeto da basculante deslizante, por receber a força do cilindro de deslizamento, e nas extremidades a força peso da caixa de carga em conjunto com a carga líquida.

Fazendo uma análise inicial, nota-se que há regiões críticas para concentrações de tensão, devido a forma construtiva e ao processo de fabricação. Ao final dos reforços do cilindro, tem-se a combinação dos dois concentradores de tensão, forma construtiva e processo de fabricação, pois os reforços são soldados ao eixo. Esta análise é válida, pois como se pode visualizar na figura 4, a região crítica com concentração de tensão apresentou falha em campo, resultando no rompimento do eixo.

Figura 4 – Região crítica de projeto



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2012.

De face ao problema de engenharia identificado, o presente trabalho justifica-se no sentido de verificar quais os motivos que causam a falha. A partir disto, reprojeta o sistema de giro para evitar a falha, de modo a deixar o implementos mais seguro e confiável.

### 1.3 OBJETIVOS

#### 1.3.1 Objetivo Geral

Reprojetar o eixo de giro de um semirreboque basculante com caixa de carga deslizante.

#### 1.3.2 Objetivos Específicos

A fim de se atingir o objetivo geral proposto, sugere-se como objetivos específicos para o trabalho:

- a) analisar os carregamentos a que o eixo está submetido;
- b) definir limitações do projeto (geometrias, posicionamentos e funcionamento);
- c) analisar os componentes que já apresentaram falha;
- d) verificar a influência dos componentes (reforço do cilindro, chapa posicionadora e ganchos fim de curso) próximos à região da falha;
- e) reprojeta o eixo levando em consideração os concentradores de tensão;
- f) validar novo conceito.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 PROJETO DE EIXOS

Eixos são elementos mecânicos para articulações rotativas, geralmente longos, capazes de suportar esforços variáveis, normalmente se apresentam na forma cilíndrica, podendo ser maciços ou vazados segundo Juvinal e Marshek (2008).

No projeto de um eixo deve-se, buscar uma metodologia que abranja toda a utilidade do produto, juntamente com as restrições que devem ser cumpridas ao realizar as etapas do projeto, segundo Pinheiro et al, (2007). Deve-se inicialmente analisar as cargas que atuam no eixo, esse é um ponto crítico no dimensionamento. A determinação das cargas apropriadas é, em geral, uma etapa inicial difícil e desafiadora do projeto de máquinas ou componentes, segundo Juvinal e Marshek (2008). Após uma estimativa das cargas pode-se iniciar o dimensionamento do eixo. Sendo que o projeto conceitual não é seguro, pois não há definições concretas podendo assim estar subdimensionado ou superdimensionado. Para o projeto definitivo é necessário uma análise mais apurada, onde podem-se utilizar protótipos, simulação em laboratório, ou ainda ensaio em campo. Uma vez determinadas ou estimadas as cargas aplicadas, as equações básicas de equilíbrio permitem que os esforços atuantes em outros pontos sejam determinados, possibilitando o dimensionamento da estrutura, conforme Juvinal e Marshek (2008).

A análise de tensões resultantes e as cargas estimadas, podem ser obtidas de diversas maneiras, sendo a mais simples a forma analítica, que se baseia na mecânica dos sólidos. Há também como analisar de forma numérica, a qual se baseia no método de elementos finitos, ou ainda na forma experimental, onde os dados são obtidos diretamente do produto.

Para Faller (2009), uma vez conhecidas as exigências de uma aplicação específica, pode-se definir o tipo de material a ser empregado e sua estrutura mais adequada para conferir as propriedades desejadas, sendo importante a escolha do processo que possibilitará a obtenção da referida estrutura.

No projeto de eixos, procura-se materiais com baixas deformações e grande resistência ao atrito, tendo em vista que há rotação em suas extremidades, (ASHIBY, 2012). As propriedades mecânicas constituem uma das características mais importantes das ligas metálicas ferrosas em suas várias aplicações, visto que o projeto e a construção de componentes mecânicos são baseados nestas propriedades.



A seleção de materiais não pode ser só baseada no desempenho funcional mas também deve considerar os impactos econômicos e ambientais que serão originados durante todo o ciclo de vida do produto, segundo Inácio (2009).

Com o material definido, pode-se avançar para a análise do sistema equivalente de forças que atuam sobre o sistema. A maioria dos corpos tratados na mecânica elementar é supostamente formada por corpos rígidos.

De acordo com a análise das tensões, há um direcionamento a seleção do material para a fabricação do eixo. Segundo Ashiby (2012), a escolha do material não pode ser feita independentemente da escolha do processo de fabricação, união e acabamento que será aplicado no material.

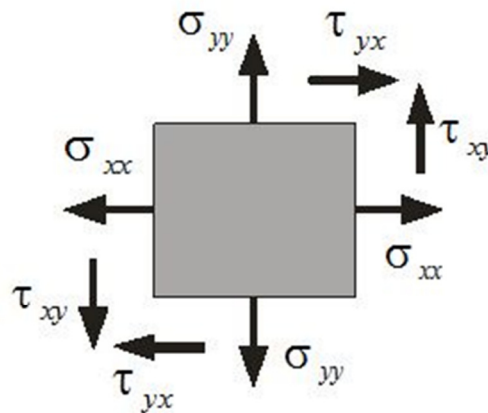
Nos corpos rígidos atuam basicamente dois tipos de forças: as forças internas, que mantêm unidos os pontos materiais que formam o corpo rígido e as forças externas, que representam a ação de outros corpos sobre o componente ou sistema considerado, sendo inteiramente responsáveis pelo comportamento externo do corpo rígido. Se o componente é estruturalmente composto de diversas partes, as forças que mantêm essas partes unidas são também chamadas forças internas, Beer e Johnston, (1994).

Segundo Norton (2004), as tensões normal e de cisalhamento no ponto irão variar com a direção em qualquer sistema de coordenadas escolhido. Haverá sempre planos nos quais as componentes de tensão de cisalhamento são nulas. As tensões normais atuando nestes planos são chamadas de tensões principais. As tensões de cisalhamento principais atuam em um conjunto de planos que formam ângulos de  $45^\circ$  com os planos das tensões normais principais.

Conforme Logan (2007) e Norton (2004), considera-se o elemento tridimensional infinitesimal em coordenadas cartesianas com dimensões  $dx$ ,  $dy$  e  $dz$ , e tensões normais e de cisalhamento como mostrado na figura 5. Este elemento convenientemente representa o estado de estresse em três planos perpendiculares de um corpo num estado de tensão tridimensional. As tensões normais são perpendiculares às faces do elemento e são representados por  $\sigma_{xx}$ ;  $\sigma_{yy}$  e  $\sigma_{zz}$ . As tensões de cisalhamento agem nas faces do elemento e são representados por  $\tau_{xy}$ ;  $\tau_{yz}$ ;  $\tau_{zx}$  e assim por diante.

Considerando que do ponto de vista da engenharia preocupa-se mais em projetar elementos de modo que eles não falhem, e considerando também que falhas ocorrem quando a tensão em algum ponto excede certo valor de segurança, precisa-se encontrar as maiores tensões e o local de atuação destas tensões no elemento.

Figura 5 – Tensores bidimensionais em um elemento



Fonte: Adaptado de Norton, 2004.

Segundo Hibbeler (2004), as concentrações de tensão ocorrem nas seções em que a área da seção transversal muda subitamente. Quanto mais severa a mudança, maior será a concentração de tensão.

O valor de concentração de tensão em qualquer geometria particular é denotado por um fator geométrico de concentração de tensão  $K_t$  para tensões normais ou  $K_{ts}$  para tensões de cisalhamento (NORTON, 2004).

## 2.2 CRITÉRIOS DE FALHAS

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), não há uma teoria universal de falha para o caso geral de propriedades de materiais e estados de tensão. Pelo contrário, várias hipóteses foram testadas ao longo dos anos, levando às práticas aceitas na atualidade. De forma geral, o comportamento dos metais estruturais é classificado, tipicamente, como dúctil ou frágil. Os materiais dúcteis são normalmente classificados por terem índice de alongamento  $\epsilon_f > 0,05$ , já os materiais frágeis têm índice de alongamento  $\epsilon_f < 0,05$  e são tipicamente classificados segundo as resistências à tração e à compressão. As teorias de falha geralmente aceitas para os materiais dúcteis (critérios de escoamento) são, tensão máxima de cisalhamento (Tresca), energia de distorção (Von Mises) e Coulomb-Mohr dúctil. Já as teorias de falha para materiais frágeis (critérios de fratura) são, Tensão normal máxima e Coulomb-Mohr frágil.

Conforme Collins (2006), para materiais que falham por escoamento ou ruptura dúctil, a teoria de máximo cisalhamento (Tresca) é tão boa quanto a energia de distorção (Von Mises).

Para Collins (2006), a teoria de máxima tensão de cisalhamento (Tresca), considera a falha que acontece em um estado de tensões multiaxiais, quando o valor da tensão de cisalhamento máxima torna-se igual, ou excede, a tensão de cisalhamento máxima no instante da falha. Onde a teoria de máxima tensão de cisalhamento (Tresca), pode ser expressa conforme a equação 1.

$$\tau_{falha} = \frac{\sigma_{falha}}{2} \quad (1)$$

sendo:  $\tau_{falha}$  representa a tensão cisalhante máxima absoluta (MPa).

$\sigma_{falha}$  representa a tensão normal máxima absoluta (MPa).

Segundo Collins (2006), a teoria de energia de distorção (Von Mises) considera que a falha ocorre em um estado de tensão multiaxial quando a energia de distorção por unidade de volume torna-se igual, ou maior, que a energia de distorção por unidade de volume no instante da falha.

Para Donato e Bianchini (2011) a equação da teoria de Von Mises pode ser expressa conforme a equação 2.

$$\sigma_{vM} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (2)$$

sendo:  $\sigma_{vM}$  representa a tensão equivalentes de Von Mises (MPa).

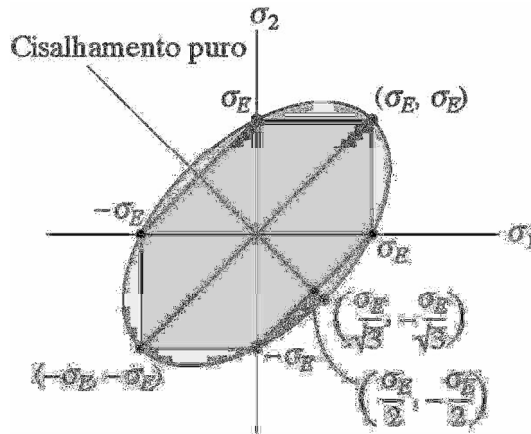
$\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$  representam as tensões principais (MPa).

Segundo Norton (2004), os ensaios de torção utilizados para desenvolver a condição de cisalhamento puro em um corpo de prova dúctil, tem mostrado que a teoria da máxima energia de distorção fornece resultados mais precisos da previsão da falha por cisalhamento puro do que a teoria da máxima tensão cisalhante.

A figura 6 mostra uma comparação entre os critérios da máxima tensão de cisalhamento e de máxima energia de distorção. Onde observa-se que o Tresca é mais conservador que o critério Von Mises, uma vez que o hexágono que representa o critério de

Tresca, está localizado dentro da elipse, que representa o critério de Von Mises. Tendo em vista que  $\sigma_E$  representa a tensão de escoamento.

Figura 6 – Comparação critério de Tresca e von Mises



Fonte: Hibbeler, 2004.

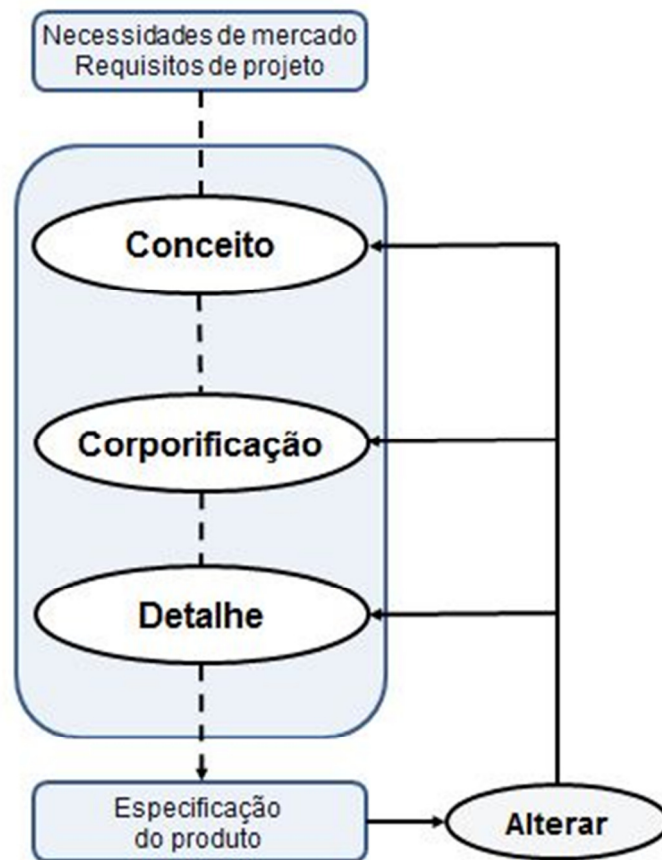
### 2.3 REPROJETO DE COMPONENTE

O reprojeto de componente é essencialmente a análise das falhas apresentadas, e com base nesta, executar mudanças para corrigir tais falhas. Muitas metodologias de projetos foram definidas para ajudar a organizar e enfrentar o problema não-estruturado, isto é, casos em que a definição do problema é vaga e para os quais muitas soluções possíveis existem (Norton, 2004).

Para Ashby (2012), o ponto de partida de um projeto é a necessidade de mercado, que geram os requisitos de um projeto, assim monta-se um conceito, que em seguida toma forma em uma etapa denominada corporificação, e por fim o detalhamento, com isso resulta nas especificações de um produto. Porém se o projeto não atende essas especificações ele deve ser alterado. Conforme pode-se observar no fluxograma de projeto na figura 7.

De maneira em que as especificações do produto não são atendidas, há a necessidade de alterações em algum ponto do projeto, gerando assim o reprojeto de um componente ou parte de um sistema. Segundo Campos e Carvalho (2007), um projeto com bom desempenho deve ter um bom controle de riscos, caso contrário, o baixo desempenho pode estar escondido em um risco não gerenciado durante o processo de implementação do projeto e que só venha a ser descoberto durante o período de operação.

Figura 7 – Fluxograma de projeto



Fonte Adaptado de Ashby, 2012.

Segundo, Piazza (1997) falha é o fim da habilidade que um item ou componente possui para desenvolver uma função requerida, onde de forma geral pode-se apresentar de forma catastrófica, crítica, dependente, independente, irrelevante e aleatória. Do ponto de vista de requisitos de segurança, no entanto, as falhas estão vinculadas aos riscos existentes na aplicação do componente ou sistema. Já para Juvinal e Marshek (2008), a falha de um componente pode ser vista como qualquer comportamento que torne impróprio para a operação a que se destina.

Seguindo a proposta de Norton (2004), a primeira etapa do reprojeto é a análise da falha. Onde nesta primeira análise são discutidas as falhas por carregamentos estáticos, resultando em deslocamentos indesejáveis e instabilidade elástica, bem como distorções plásticas e fraturas, conforme Juvinal e Marshek (2008). Portanto, a previsão exata da fratura dúctil de um material é de importância prática no reprojeto. Observação física e análise

micromecânica levaram ao desenvolvimento de inúmeros critérios de fratura dúctil, segundo Li et al (2011).

A análise da falha é a etapa principal de um reprojeto, pois identifica as causas da falha, deve-se voltar ao topo do fluxograma de projeto de Ashby (2011). Porém para identificar as causas demanda a utilização de algumas ferramentas de análise de falha.

Segundo Ahire e Relkar (2012) uma ferramenta que pode ser usada na análise de falhas de um componente, é a FMEA (*Failure Mode and Effects Analysis*), pois é uma atividade de engenharia da confiabilidade do projeto tolerante a falhas, envolvendo a segurança do projeto, e funções relacionadas.

A FMEA é uma técnica de engenharia utilizada para definir, identificar e eliminar falhas conhecidas ou potenciais, de sistemas, projetos, processos e/ou serviços, segundo Stamatis (2003).

De acordo com Fogliatto e Ribeiro (2009), a FMEA é uma técnica de confiabilidade que tem como objetivos, reconhecer e avaliar as falhas potenciais que podem surgir em um produto ou processo, identificar ações que possam eliminar ou reduzir a chance de ocorrência das falhas que estão sendo tratadas e documentar o estudo, criando um referencial técnico que possa auxiliar em revisões e desenvolvimentos futuros.

Para Leal, Pinho e Almeida (2006), há três fatores utilizados na FMEA que auxiliam na definição de prioridades de falhas. São eles: ocorrência, severidade e detecção. A ocorrência define a frequência da falha, enquanto a severidade corresponde à gravidade do efeito da falha.

Para Fogliatto e Ribeiro (2009), a FMEA pode ser basicamente dois tipos, a FMEA de Projeto e a FMEA de Processo, onde a de projeto tem um foco na parte técnica e a de processo tem seu foco em manufatura e montagem. Para o desenvolvimento da FMEA de projeto monta-se uma planilha, onde esta é composta por um cabeçalho, item/função, modos potenciais de falha, efeitos potenciais de falha, severidade, causas/mecanismos potenciais de falha, ocorrência, controles de prevenção e detecção, detecção, riscos e para finalizar ação recomendadas. No Anexo I pode-se verificar o que Fogliatto e Ribeiro (2009), propõem para cada um dos itens da planilha da FMEA.

Conforme Fogliatto, Ribeiro (2009), há uma outra ferramenta que pode ser usada na análise de falha, a FTA (*Failure Tree Analysis*). A FTA é uma técnica de confiabilidade que parte de um evento de topo, indesejável. Este também identifica todas as combinações de causas que podem originá-lo, estudando a possibilidade de ocorrência destas causas e em função disto prioriza as ações para bloqueá-las.

O FTA é um método sistemático para análise de falhas, tem ampla aplicação, porém tem seu foco em projetos e revisão de produtos. Consiste em um diagrama lógico que representa as combinações de falha em um sistemas ou componente, sendo que o desenho do diagrama inicia-se pelo problema, em seguida completa-se a árvore de falha com o modelo lógico que traduz todas as condições que podem levar a ocorrência do evento do topo.

O diagrama da árvore de falhas mostra o relacionamento hierárquico entre os modos de falhas. O processo de construção da árvore tem início com a percepção ou previsão de uma falha, que a seguir é decomposto e detalhado até eventos mais simples. Dessa forma, a análise da árvore de falhas é uma técnica que parte de eventos gerais que são desdobrados em eventos mais específicos, conforme Helman e Andery (1995).

Para o desenvolvimento da FTA, deve-se seguir algumas etapas, onde a primeira delas é fazer o diagrama de árvore de falha, para isso será necessário que o engenheiro responsável reúna uma equipe de trabalho com participantes de diferentes áreas ( materiais, manufatura, montagem, qualidade e assistência técnica), assim como a documentação necessária para o suporte e desenvolvimento da FTA. Já a segunda etapa é de reunir dados básicos de falha, onde há a coleta de dados que permitem estabelecer a probabilidade de ocorrência das causas. Na terceira etapa é calculada as probabilidades de ocorrências das causas básicas, onde fornecerá dados para a execução da quarta etapa que é da determinação da severidade. A etapa de finalização é a de formular as atividade para a correção para as causas básicas e recomendações para melhorar o sistema em estudo, segundo Fogliatto e Ribeiro (2009).

Ambas as ferramentas, FMEA e FTA, auxiliam a levantar os pontos onde o projeto pode estar falhando. Porém elas documentam e registram os dados necessário para indicar em qual ponto do fluxograma de projeto de Ashby (2012), deve-se iniciar o reprojeto.

Para Fogliatto e Ribeiro (2009), a escolha da utilização da FMEA ou da FTA, dependerá do problema em estudo, onde de modo geral é mais fácil aplicar uma dessas técnica. Na aplicação da FMEA parte de um componente ou operação inicial e aparecem vários modos e efeitos de falhas e na FTA parte-se de um evento de topo e aparecem relações que podem englobar diversos componentes ou operações.

### 3 AVALIAÇÃO DO PROBLEMA E PROPOSTA DE INTERVENÇÃO

#### 3.1 DESCRIÇÃO DO CENÁRIO ATUAL

O segmento de basculantes tem apresentado um forte crescimento nos últimos anos. Sendo assim, a Randon aumentou a capacidade produtiva, produzindo dezesseis unidades diárias deste produto, sendo que três são deslizantes. Considerando algumas mudanças na legislação do transporte de carga na qual os motoristas tem sua carga horária limitada, surge a necessidade de implementos como a basculante deslizante, que transportam mais carga líquida. Devido ao avanço nas áreas de engenharia, materiais e processos, tem-se a oportunidade de se buscar uma solução mais eficiente para o atual mecanismo do eixo de giro da basculante deslizante. O objetivo é analisar o sistema atual, verificar sua aplicação, reduzir custos com garantia, tornando assim o produto mais eficiente na operação e competitivo no mercado.

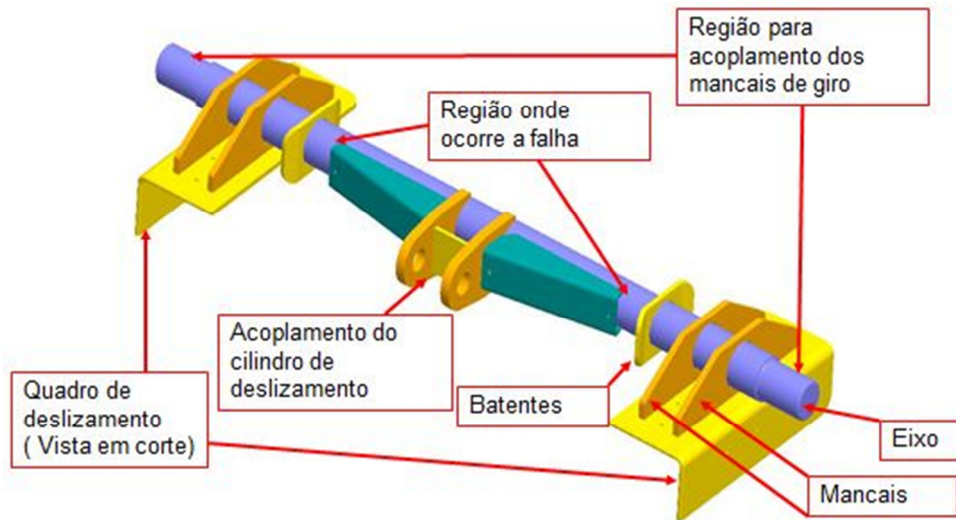
Outro fator importante é a atuação das cargas sobre o eixo. Este estudo permitirá um aprimoramento dos esforços sobre o mecanismo, levando em consideração o princípio do sistema de caixa de carga deslizante em basculante.

O mecanismo atual é composto por um eixo de aço carbono SAE1030 laminado com diâmetro de 76,20 mm e comprimento de 1460 mm. Este tem a função de suportar a carga exercida pelo cilindro de deslizamento, permitindo a movimentação do quadro e a caixa de carga. Ele está fixado sobre quatro mancais com espessura de 12,50 mm fabricados em aço LNRAND 250. Estes mancais estão posicionados simetricamente sobre as longarinas do quadro de deslizamento. Seguindo no sentido do centro do eixo há batentes para posicionamento lateral com espessura de 8 mm de aço LNRAND 250, posicionados simetricamente em relação ao centro do eixo, estes garantem que o quadro de deslizamento e conseqüentemente o eixo estejam centralizados com o chassi. Na região central encontra-se o engaste do cilindro de deslizamento, que é composto por dois mancais com espessura de 19,75 mm, dois reforços do eixo com espessura 8 mm e um apoio do mancal também com espessura de 8 mm, ambos construídos em LNRAND 250.

Na figura 8 pode-se visualizar a distribuição das peças citadas acima, assim como a região de acoplamento dos mancais de giro e a região onde ocorre a falha.



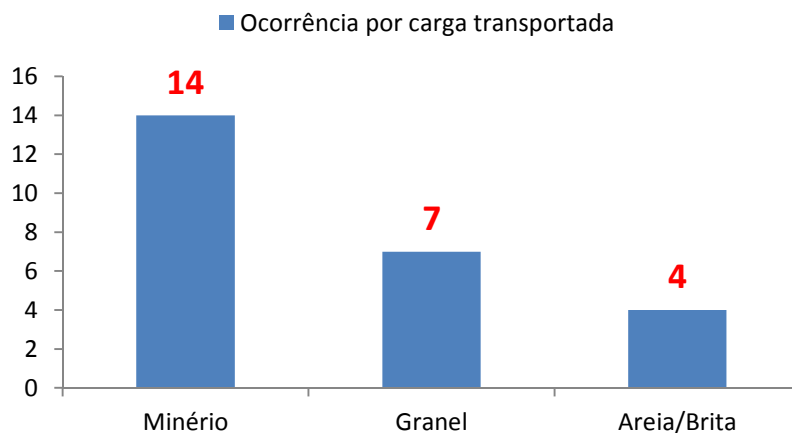
Figura 8 – Aplicação do eixo



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013

No ano de 2012 foram registrados 25 ocorrências de garantia com problemas no eixo de giro em basculantes deslizantes. Considerando que de maio de 2012 à maio de 2013, onde foram fabricados e comercializados 350 implementos, o custo de garantia para reparar as ocorrências, superou o índice considerado aceitável pela empresa. Os implementos tem um ano de garantia. Das 25 ocorrências identificou-se que 14 ocorrências aconteceram com implementos que transportavam minério, 7 ocorrências com implementos que transportavam grãos e as outras 4 ocorrências foram com implementos que transportavam areia/brita, conforme pode-se visualizar na figura 9.

Figura 9 – Gráfico de ocorrências por carga transportada



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013

Como o implemento está carregado a manutenção é muito difícil e demanda muito tempo, sendo necessário descarregar o implemento manualmente para após substituir o eixo. A substituição tem um custo elevado e há dificuldades na operação, pois não é um componente de substituição normal.

Outro fato importante é a confiança dos clientes diretos e indiretos, pois estes implementos são frequentemente adquiridos em grandes quantidades por clientes específicos para atender contratos de transporte.

O eixo de giro atual é construído com aço de baixo teor de carbono, sendo que sua fabricação é simples e conseqüentemente seu custo é baixo. Por outro lado o eixo é vulnerável a influencias externas, como por exemplo os ganchos fim de curso desregulados ou com arestas irregulares, pois o projeto atual não leva em consideração as dimensões de outras peças, que podem gerar esforços não previstos.

Levando em consideração que todas as ocorrências de falha se apresentam com o implemento carregado, quando a força exercida pelo cilindro de deslizamento da caixa no eixo são maiores. A quebra se dá entre o final do reforço do cilindro de deslizamento e os ganchos fim de curso, antes dos limitadores laterais como pode-se visualizar na figura 10, que apresenta um eixo com falha.

Figura 10 – Região da falha do eixo



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

### 3.2 PROPOSTA PARA INTERVENÇÃO DO PROBLEMA

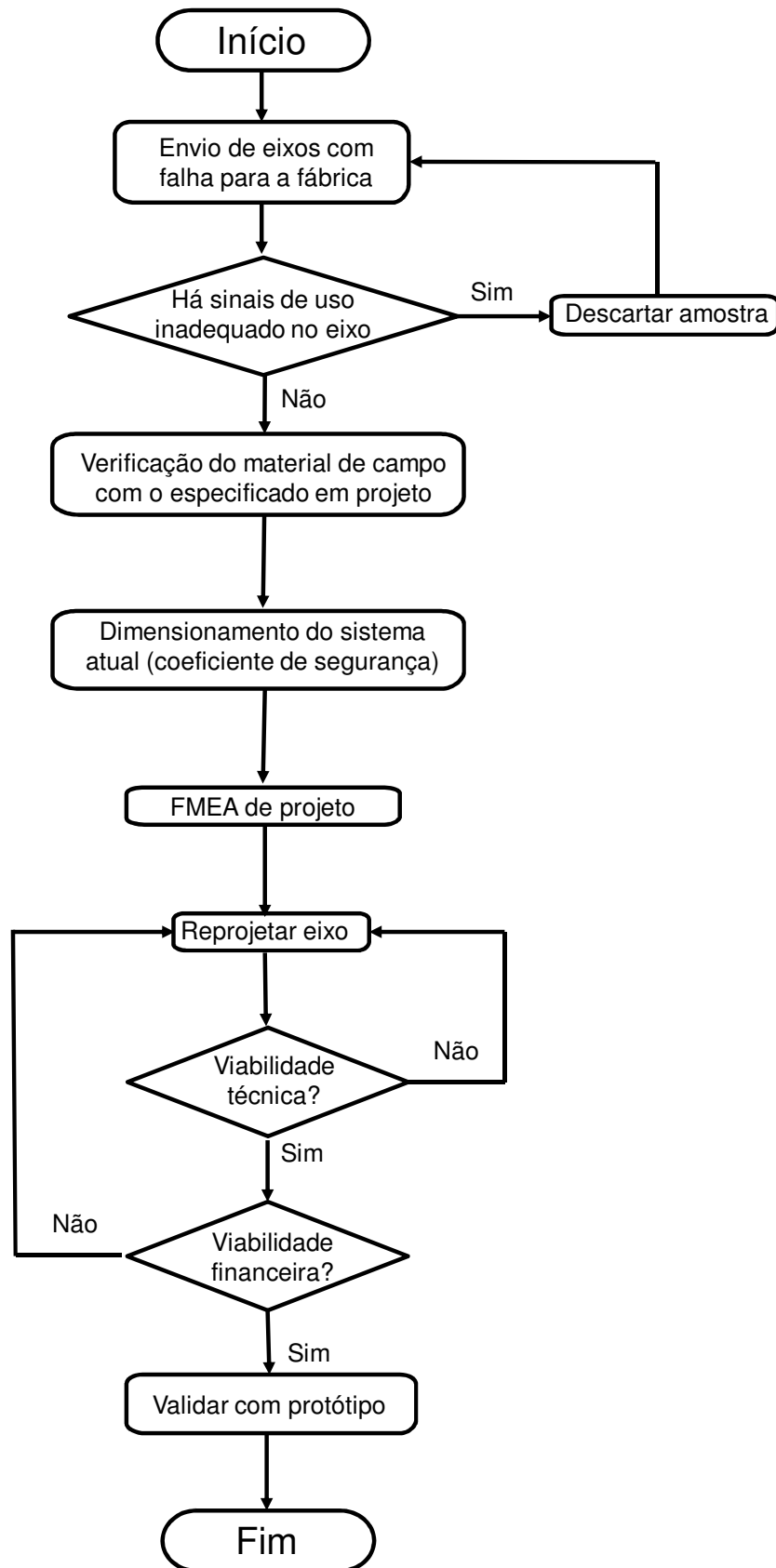
Para a intervenção do problema, foi necessário compreender bem como foi idealizado o projeto, o que possibilita identificar quando o sistema está submetido aos maiores carregamentos. A primeira atividade é analisar casos já registrados de falhas, onde foi necessário o envio dos eixos danificados em campo para a fábrica. Neste primeiro momento realizou-se uma verificação da composição química, quando foi retirada uma amostra de um dos eixos que apresentaram a falha. Comparou-se a composição química do material ensaiado com a composição descrita pela norma SAE, além da verificação das propriedades mecânicas do material dos eixos que apresentaram falha. Para isso foi retirado um corpo de prova de um eixo com falha e realizado ensaio de tração afim de levantar as principais propriedades (Tensão de escoamento, tensão de ruptura, alongamento e curva de tensão x deformação). Em conjunto a esta verificação é analisada a região da quebra. Essas análises foram realizadas no laboratório da engenharia da qualidade da Randon Implementos e no laboratório de materiais da Universidade de Caxias do Sul (UCS).

Foi realizada uma inspeção visual nos eixos danificados afim de assegurar que a falha não foi causada por uso inadequado, ou por falta de manutenção. Após, foi realizada a análise de falha do sistema atual, onde foi verificado o dimensionamento e o coeficiente de segurança do eixo. Baseado na 4ª edição do manual da FMEA, foi realizada uma FMEA de projeto, com a engenharia de basculante e representantes da engenharia de processo, para levantar os pontos críticos e quais os componentes que influenciam no funcionamento do sistema, bem como a análise detalhada da falha no eixo em campo.

Após essa etapa de análise da falha há dados suficientes como, as cargas sobre o eixo, influências dos ganchos limitadores, entre outras informações para redimensionar o eixo, levando em consideração todas as variáveis de projeto. Após o redimensionamento é possível montar uma proposta do reprojeto do eixo de giro. Será necessário validar a proposta, analisando as viabilidades técnicas (coeficiente de segurança, confiabilidade do sistema, distribuição dos esforços), os impactos na fabricação (tempo de fabricação, necessidade de alteração em dispositivos de fabricação) e nos custos. Posteriormente validar com um protótipo.

A solução do problema proposto será desenvolvida de modo interativo, onde os parâmetros do projeto do eixo de giro serão ajustados de modo a obter o resultado satisfatório, conforme ilustrado na figura 11.

Figura 11 – Fluxograma de trabalho

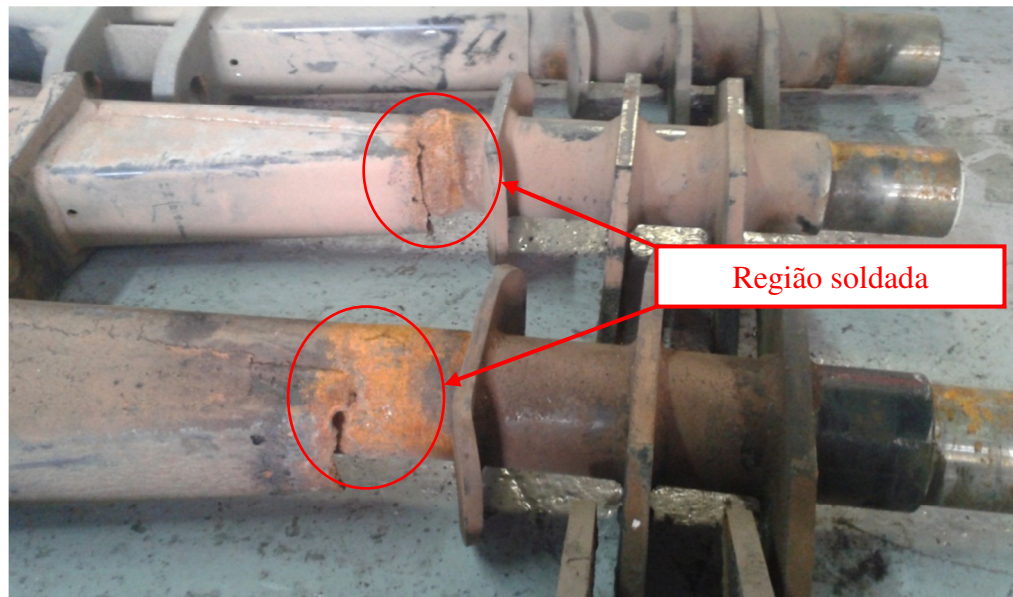


## 4 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

### 4.1 ANÁLISE DO MATERIAL DE CAMPO

Devido às ocorrências de quebra do eixo de giro no campo é necessário uma amostragem dos eixos que apresentaram falha. Os eixos que falham não podem ser reparados, sendo assim a única maneira de resolver o problema é substituí-los. Isso facilita o retorno dos mesmos para uma análise na fábrica. Das 25 ocorrências, foram coletadas 17 amostras de eixos. Ao receber os eixos com falhas constatou-se que todos apresentaram as mesmas características. Dos 17 eixos, muitos apresentavam sinais de alterações, retrabalhos e falta de manutenção. De modo geral a ruptura do eixo ocorre com o implemento carregado. Sendo assim, para possibilitar o basculamento os usuários fazem pequenos reparos (soldas, sobreposição de chapas e reforços), evitando o descarregamento de forma manual, que é o correto e seguro. A figura 12, mostra eixos soldados fora de posição, comprometendo as amostras.

Figura 12 – Amostras com solda na região da falha



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

O uso inadequado e falta de manutenção, como falta de regulagem dos sensores fim de curso e válvula hidráulica que limitam o deslocamento do compartimento de carga são

problemas encontrados em eixos com falha, que conseqüentemente apresentam deformações ao longo do eixo.

As amostras com deformações foram descartadas, pois não representam a condição do uso do implemento. Outro problema encontrado nas amostras enviadas é o desgaste na região da chapa limitadora lateral, gerando pontos com diminuição de até 3mm do diâmetro do eixo, e provocando concentração de tensão na região desgastada conforme mostra a figura13.

Figura 13 – Amostras com desgaste



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Posteriormente à análise das amostras, foram selecionado dois eixos, que representam a condição normal de uso e sem reparos paliativos. Assim, espera-se eliminar falhas nas análises metalográficas e ensaios mecânicos. Na figura 14 visualiza-se uma das amostras selecionadas para analisar a falha e o material do eixo. As amostras selecionadas foram de implementos com pouco tempo de operação, sendo que um destes, transportava minério na região de Belo Horizonte e outro transportava grãos e insumos agrícolas na região de Campo Grande.



Figura 14 – Amostra selecionada



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

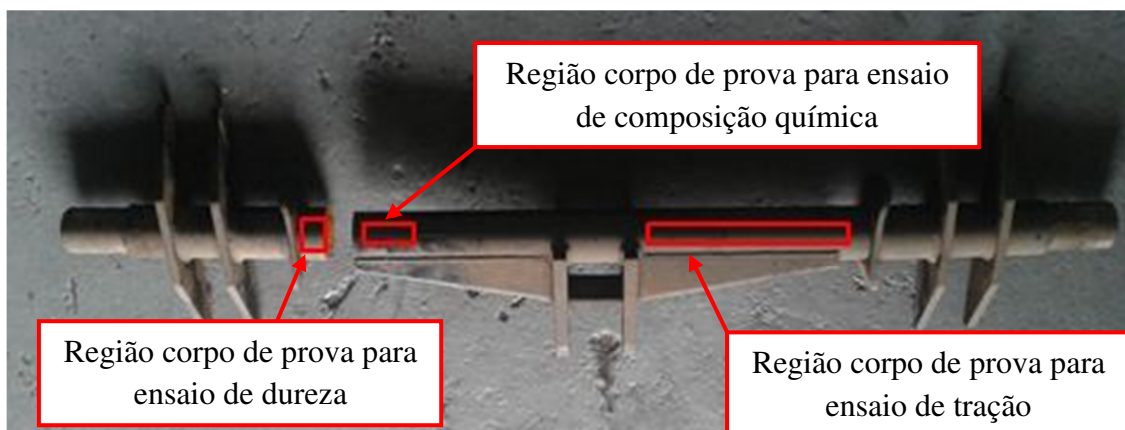
#### **4.1.1 Análises metalográficas das amostras**

Após a seleção das amostras foram realizadas análises metalográficas do material do eixo de giro, com a finalidade de eliminar a possibilidade da falha estar vinculada ao material. Esta etapa é importante, pois o eixo é um item adquirido de fornecedor, não havendo rastreabilidade da matéria prima. O material especificado em projeto é o aço SAE 1030.

Os ensaios realizados para a verificação do material do eixo foram de dureza, composição química e ensaio de tração. Na figura 15 está indicado em que parte do eixo foram retirados os corpos de prova para a realização dos ensaios.

Os corpos de prova para análise de composição química e dureza foram retirados da região mais próxima da falha. Tomou-se o cuidado para não retirar corpos de provas em regiões afetadas por soldas. O corpo de prova para ensaio de tração foi retirado na região central do eixo, por ser a região mais afastada da falha, onde o material não sofreu deformações, não comprometendo o ensaio de tração.

Figura 15 – Regiões de onde foram retirados os corpos de prova



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Conforme o relatório de ensaio 206/13, realizado pelo laboratório de ensaios químicos e mecânicos da Randon Implementos, no ensaio de composição química o corpo de prova encontra-se com os teores de carbono, manganês e silício entre a faixa especificada para o material SAE 1030. No ensaio de dureza o material encontrado no corpo de prova corresponde ao especificado, vide Anexo II.

Conforme relatório de ensaio 113, realizado pelo laboratório de ensaios mecânicos da UCS, o corpo de prova esta com uma pequena divergência quanto ao limite de escoamento, pois de acordo com o relatório de análise, a tensão média de escoamento é de 336,54 MPa, vide Anexo III, onde o especificado é 345 MPa. Mas como a amostra de onde foi retirado o corpo de prova esteve sujeito a esforços, considerou-se que o material esta conforme especificado.

#### 4.2 DIMENSIONAMENTO DO EIXO DE GIRO

Seguindo as premissas de um projeto, foi realizado o dimensionamento do sistema do eixo de giro. Identificou-se as cargas críticas que incidem sobre o eixo e qual a maneira que esta é aplicada ao sistema. A primeira etapa realizada foi determinar em qual momento da operação do implemento tem-se a carga crítica.

O semirreboque basculante deslizante possui algumas particularidades, sendo a principal delas o deslocamento da caixa de carga com o implemento carregado. Neste momento a incidência de força está concentrada no engaste do cilindro, sendo que não há incidência de falhas nesta região. Outro instante que há uma incidência de carga no eixo é no

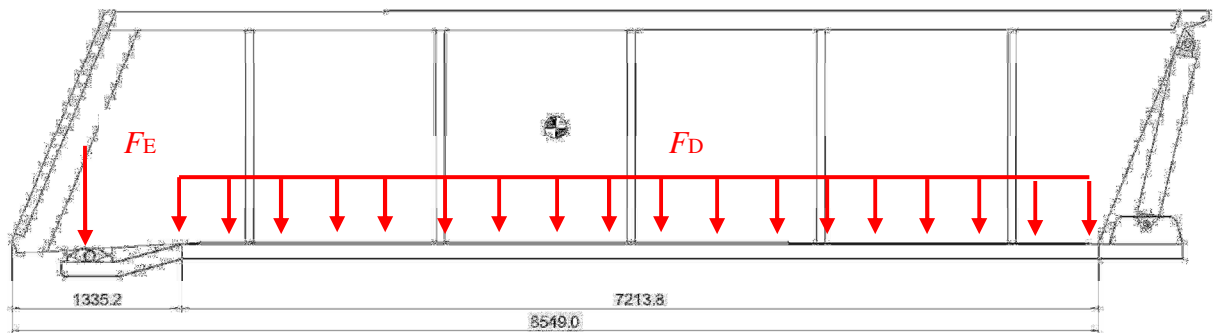


basculamento, principalmente até o instante de abertura da tampa traseira. A abertura da tampa traseira ocorre com aproximadamente  $15^\circ$ , permitindo assim o início do escoamento da carga. Para tanto, foi realizado o acompanhamento na operação de descarga de um implemento em campo. Verificou-se que esta carga está relacionada com a região onde o eixo de giro apresentou a falha, sendo necessário definir a carga que incide sobre o eixo no momento do basculamento.

#### 4.2.1 Carregamento no eixo de giro

A força exercida no eixo é uma resultante da soma da carga líquida transportada que é de 343.232 N mais o peso da caixa de carga de 21.104 N, deste modo a carga total é 364.336 N. No momento em que a caixa está apoiado sobre o quadro a carga está distribuída no comprimento de toda a extensão da caixa conforme ilustra a figura 16.

Figura 16 – Força aplicada com a caixa de carga baixa



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

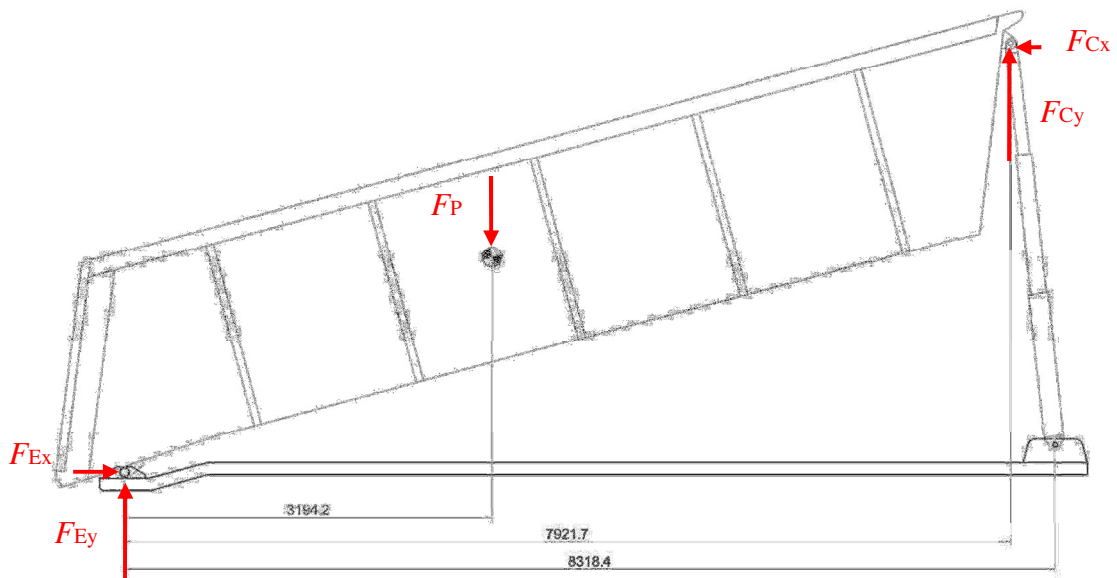
sendo:  $F_E$  representa a força sobre o eixo (N).

$F_D$  representa a força distribuída sobre o chassi (N/m).

O carregamento está distribuído uniforme ao longo de todo o compartimento de carga. No entanto, o compartimento está apoiado no quadro deslizante em 7213,8 mm e nos 1335,2 mm restante a carga distribuída está apoiada apenas sobre o eixo. Deste modo, o carregamento no eixo é de apenas 56.903 N e os 307.433 N restantes é distribuído ao longo do quadro deslizante. Constatou-se que o caso crítico de carregamento no eixo ocorre durante o basculamento, até o momento da abertura da tampa traseira, quando toda a carga encontra-

se dentro do compartimento de carga e o centro de gravidade desloca-se para trás. Neste instante não há mais carregamento distribuído. Toda a carga está apoiada no eixo e no cilindro de elevação, conforme mostra a figura 17. Esse é o instante em que o carregamento estático é máximo no eixo de giro. Após a abertura da tampa há escoamento significativo da carga, consequentemente a carga diminui e as reações no eixo e cilindro diminuem também. Em casos em que a carga escoar parcialmente apenas na parte traseira, a reação no eixo diminui, aumentando significativamente a reação no cilindro de elevação, pois o centro de gravidade é deslocado para frente.

Figura 17 – Forças com a caixa de carga com 15° de elevação



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

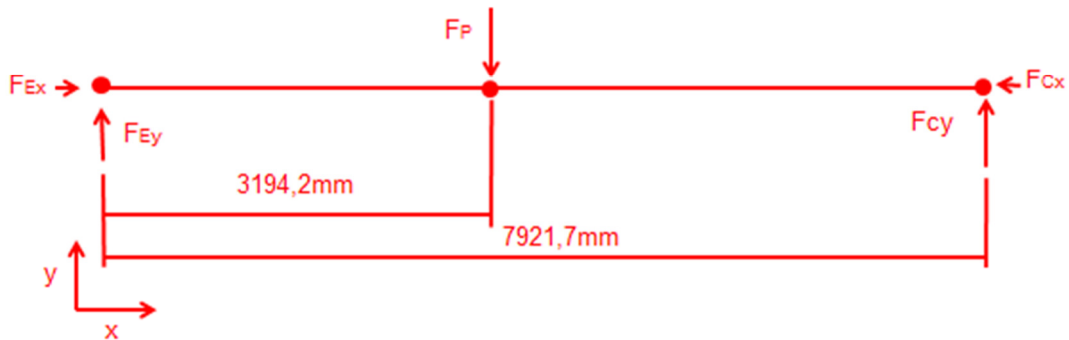
sendo:  $F_p$  representa a força peso da carga e a tara da caixa de carga (N).

$F_E$  representa a força de reação sobre o eixo (N).

$F_C$  representa a força de reação no cilindro de elevação (N).

Como o sistema está em equilíbrio, o somatório das forças é nulo. A única força conhecida é a peso. Com as devidas simplificações monta-se um diagrama de corpo livre, conforme figura 18.

Figura 18 – Diagrama de corpo livre do compartimento de carga



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Para encontrar as reações no eixo e no cilindro, foi executado o somatório de forças em Y (equação 3), e o somatório de momentos em relação a reação no eixo (equação 4).

$$\sum Fy = F_{Ey} - F_P + F_{Cy} = 0 \quad (3)$$

$$F_{Ey} = +F_P - F_{Cy}$$

$$\sum MF_{Ey} = F_P \cdot 3194,2 - F_{Cy} \cdot 7921,7 = 0 \quad (4)$$

$$F_{Cy} = \frac{+F_P \cdot 3194,2}{7921,7}$$

$$F_{Cy} = 146.908N$$

$$F_{Ey} = 217.428N$$

$$\sum Fx = F_{Ex} - F_{Cx} = 0$$

$$F_{Cx} = F_{Ex} \quad (5)$$

$$F_C = F_{Cy} \cdot \cos 6^\circ$$

$$F_C = 147.717N$$

$$F_{Cx} = F_C \cdot \sin 6^\circ$$

$$F_{Cx} = 15.440N$$

$$F_{Ex} = 15.440N$$

Considerando as forças e suas reações encontra-se o carregamento de 217.428 N no eixo e um carregamento de 146.908 N no cilindro de elevação. Percebe-se que o carregamento no eixo no sentido y é consideravelmente maior, sendo assim será desprezada a componente x.

A carga de 217.428 N está aplicada nas duas extremidades do eixo, ou seja, em cada mancal de giro do eixo está aplicada uma carga de 108.714 N.

Com a carga determinada foi possível dimensionar o eixo de giro. Após montou-se o diagrama de corpo livre do eixo, conforme figura 19, onde a carga aplicada no eixo é dividida nas duas extremidades e a reação decorrente da força estão sobre os mancais, distantes 116 mm da aplicação da força.

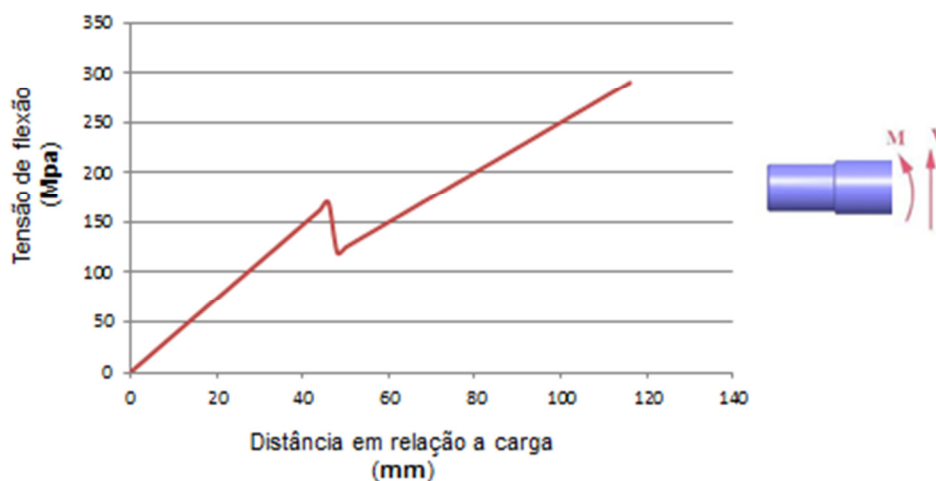
Figura 19 – Diagrama de corpo livre do eixo



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Com o diagrama de corpo livre percebe-se que as reações dos mancais se equivalem com a força aplicada nas extremidades pela caixa de carga, deste modo a tensão máxima de flexão está sobre eles. Aplicando o método das seções no eixo comprova-se que a tensão máxima de flexão está nos mancais, conforme representado na figura 20, o gráfico identifica a tensão em relação a distância da seção aplicada no eixo.

Figura 20 – Método das seções no eixo



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

A tensão máxima no mancal de fixação do eixo foi evidenciada através da equação da tensão de flexão (equação 5).

$$\sigma_{flexão} = \frac{M_F \cdot c}{I} \quad (6)$$

sendo:  $\sigma_{flexão}$  Tensão de flexão (MPa).

$M_F$  Momento fletor (12.610.824 N.mm).

$c$  Distância do eixo até a fibra mais externa (38,1 mm)

$I$  Momento de inércia de área (1.654.968 mm<sup>4</sup>)

Desta maneira a tensão máxima é de 290,32 MPa. No Anexo IV, foi desenvolvido o memorial de cálculo de dimensionamento do eixo a partir da carga aplicada. Como a tensão de escoamento do aço SAE 1030 é de 345 MPa, chega-se a um coeficiente de segurança de 1,19, considerando as condições de contorno de carga máxima e o ponto máximo de tensão no eixo. Deste modo o eixo está dimensionado adequadamente para esta aplicação.

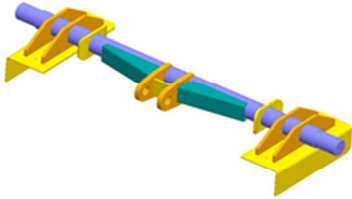
#### 4.3 FMEA DO EIXO DE GIRO

A aplicação da FMEA de projeto em componentes que apresentam falha é muito importante, pois as ferramentas da FMEA não limitam-se apenas ao componente que apresenta a falha, no caso o eixo de giro, mas aplica-se também as peças que estão relacionadas, como por exemplo os ganchos fim de curso.

A FMEA do eixo de giro foi desenvolvida em conjunto com representantes de engenharia, processo de fabricação e montagem, pós vendas, e qualidade. Foram apontados quatro causas potenciais de falha, sendo elas, excesso de carga no produto; dimensionamento incorreto do sistema como um todo; distribuição incorreta da carga sobre o eixo de giro; falha na matéria prima do eixo de giro, conforme visualiza-se na figura 21.

Para cada causa potencial de falha foram tomadas ações pertinentes. A que se refere à falha na matéria prima do eixo de giro foi verificado que não ocorre. Para a causa potencial que se refere ao excesso de carga no implemento, foi indicada a necessidade de acompanhamento em campo, pois não há como avaliar essa causa sem o monitoramento da aplicação. Após o acompanhamento de campo, se identificou que esta possível causa não é relevante como mostra o índice na FMEA, pois os implementos deste modelo trafegam em rodovias com fiscalização, onde existem balanças de passagem obrigatória.

Figura 21 – FMEA do eixo de giro

Item/Função	Falhas possíveis no Produto/Projeto		S e v e r i d a d e	C l a s s i f i c a	Causa (s) e Mecanismo (s) Potencial (is) da Falha
	Modo de Falha Potencial	Efeito (s) potencial (is) da falha			
Eixo de Giro 	Quebra do eixo de giro	Veículo com operação parcialmente ou totalmente comprometida, acidentes (tombamentos).	10	S	Excesso de carga no produto
Dimensionamento incorreto do sistema como um todo (tolerâncias).					
Distribuição incorreta de carga sobre o eixo de giro					
Falha na matéria prima do eixo de giro.					

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

As causas potências de falha relacionadas ao dimensionamento incorreto do sistema (tolerâncias) e distribuição incorreta de carga no eixo estão associadas ao projeto do eixo de giro, apontando a falha para a interação do eixo com os mancais de fixação no quadro e com os ganchos fim de curso. Na falha potencial de distribuição incorreta de carga, apontou-se também a possibilidade do eixo não estar com a carga apoiada sobre os mancais, mas nos ganchos fim de curso.

Como ação indicada pela equipe da FMEA, realizou-se testes funcionais nos produtos, onde foi simulado um ciclo de operação, deslocando a caixa de carga para trás, verificando-se as falhas potenciais. Após o período de um mês a equipe da FMEA, analisou os resultados do teste funcional, que apontou que ambas as falhas potenciais ocorreram em alguns produtos. O anexo V esta a FMEA completa.

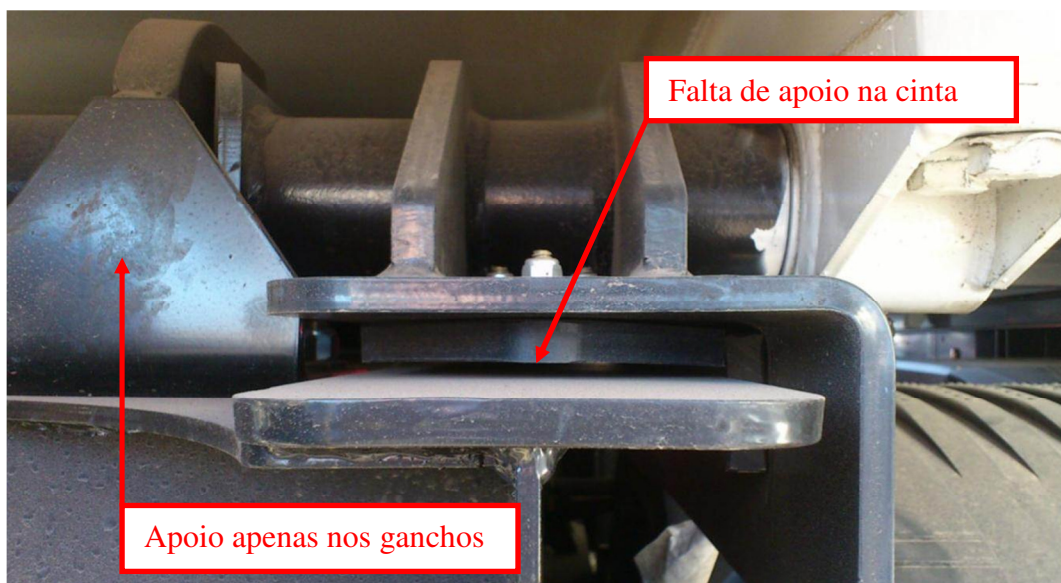
Deste modo ao interpretar a FMEA, se identificou a necessidade de reprojeto da interação do eixo com os ganchos fim de curso. Sendo assim, não é necessário que o reprojeto ocorra especificamente no eixo, mas sim na geometria do conjunto, evitando a interferência dos ganchos com o eixo.

#### 4.4 REPROJETO DO EIXO DE GIRO

Para o reprojeto do eixo foram utilizadas as informações levantadas na FMEA, considerando as causas potenciais da falha no eixo de giro. A causa de maior relevância para o reprojeto é a do dimensionamento incorreto do sistema, que refere-se a folga entre o eixo e os ganchos fim de curso .

Na FMEA, apontou-se esta falha potencial como a principal causa do problema no eixo, sendo necessário o estudo do caso. No teste funcional, foi realizada inspeção de implementos no pátio para verificar a ocorrência do problema, onde se encontrou um implemento com interferência do gancho fim de curso e o eixo de giro, conforme mostra a figura 22. Deste modo foi possível constatar que quando essa falha ocorre, o eixo se mantém apoiado apenas nos ganchos fim de curso, deixando um espaço de 2 mm entre o quadro de deslizamento e a cinta superior do chassi.

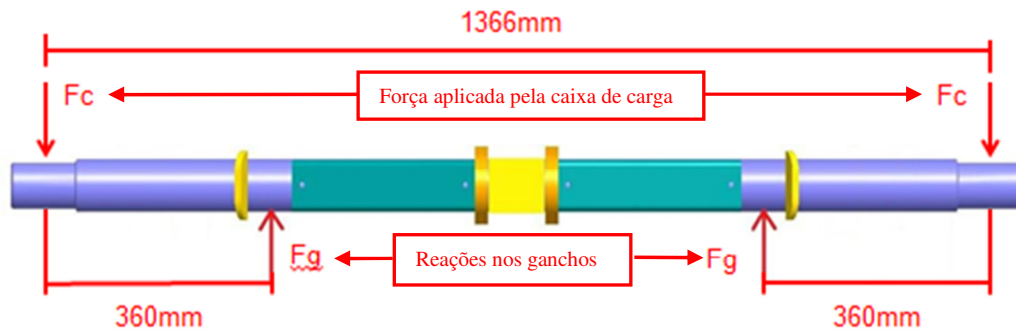
Figura 22 – Eixo de giro apoiado nos ganchos fim de curso



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Desta maneira foi realizada a verificação do comportamento do eixo, onde a condição de contorno modifica-se, pois seu apoio não está sobre os mancais, mas sim nos ganchos fim de curso, verificando se o eixo poderia apresentar a falha. Seguindo a mesma sequência do dimensionamento do eixo, a primeira etapa foi de montar o diagrama de corpo livre do eixo, conforme figura 23.

Figura 23 – Diagrama de corpo livre do eixo apoiado nos ganchos



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

As considerações de forças aplicadas no eixo em estudo foram as mesmas do dimensionamento do eixo original, porém foi identificado que quando em situação de interferência o apoio da força aplicada desloca-se de 116 mm para 360 mm do ponto original de projeto conforme figura 23. Com o método das seções verificou-se a tensão de flexão na região dos ganchos fim de curso. Para tanto aplicou-se a equação da tensão de flexão (equação 5).

$$\sigma_{flexão} = \frac{M_F \cdot c}{I} \quad (6)$$

sendo:  $\sigma_{flexão}$  Tensão de flexão (MPa).

$M_F$  Momento fletor (39.137.040 N.mm).

$c$  Distância do eixo até a fibra mais externa (38,1 mm)

$I$  Momento de inércia de área (1.654.968 mm<sup>4</sup>)

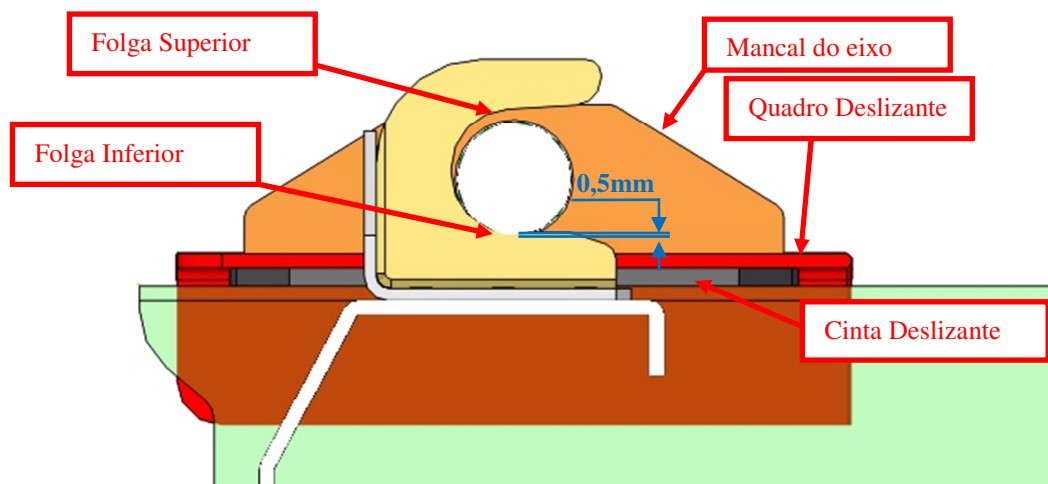
Com o momento fletor consideravelmente maior, a tensão de flexão máxima é de 900,99 MPa. Considerando que a tensão de escoamento para o SAE 1030 é 345 MPa, o coeficiente de segurança do eixo é menor que um, deste modo se constatou que o eixo atual realmente falha na situação de apoio sobre os ganchos. No anexo VI, pode-se verificar o memorial de cálculo detalhado.

Para a condição em que o eixo apoia sobre os ganchos e atendendo o coeficiente de segurança de 1,19, seria necessário utilizar um eixo de diâmetro de 111,15 mm. Com esse aumento considerável no diâmetro do eixo, não há espaço físico entre o chassi e a caixa de carga, impossibilitando o reprojeto do eixo para esta condição de contorno.



A solução para o problema é reprojeto o gancho evitando o apoio do eixo, assim anulam-se os esforços na região da falha. A primeira etapa para o reprojeto foi de verificar a folga considerada no projeto entre o gancho e o eixo. Na figura 24 visualiza-se um corte no centro do produto, onde está a montagem do gancho no chassi e o quadro de deslizamento com o eixo de giro. Assim, identifica-se uma proximidade prematura do eixo com o gancho, visto que deve existir uma folga de projeto para absorver o desgaste operacional da cinta de deslizamento. Considerando-se as dimensões de montagem do eixo com os mancais em relação à montagem do gancho, e relacionando estes à travessa traseira do chassi como um referencial, obtém-se a folga de projeto de 0,5 mm.

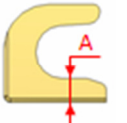
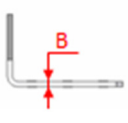
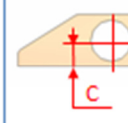
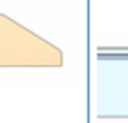

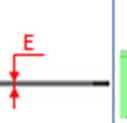
Figura 24 – Montagem eixo de giro e ganchos fim de curso



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Realizando o estudo de tolerâncias de fabricação e montagem das peças relacionadas, como a medida da base do gancho fim de curso, mancais de fixação do eixo no quadro deslizante, espessura do quadro deslizante, cinta de deslizamento, e o eixo de giro, conforme figura 25, se constatou que existe a possibilidade de interferência entre o gancho e o eixo, sendo a interferência máxima de 2,1 mm e a folga máxima é de 4,2 mm.

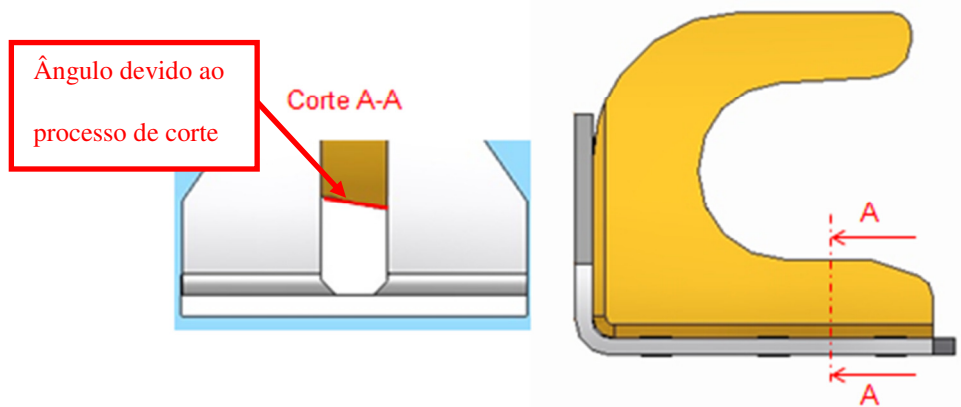
Figura 25 – Estudo de tolerância

							Somatório Tolerâncias
Tolerância máxima:	+0,5mm	+0,8mm	-0,8mm	+0,0mm	+0,5mm	+0,0mm	2,6mm
Tolerância mínima:	-0,5mm	0,0mm	+0,8mm	+0,95mm	-0,5mm	+0,95mm	3,7mm

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Outro problema está vinculado ao processo de fabricação do gancho, pois ele é construído partindo de uma chapa de espessura igual à largura do gancho (25 mm), e seu contorno obtido com processo de corte térmico (corte à plasma). Este processo de corte não garante o perpendicularismo entre a face da lateral do gancho e a face cortada, ou seja, o ângulo formado entre a lateral e a espessura não é 90°, conforme a vista lateral e em corte da figura 26. Decorrente ao ângulo, o eixo fica apoiado apenas em uma aresta, gerando um ponto de concentração de tensão.

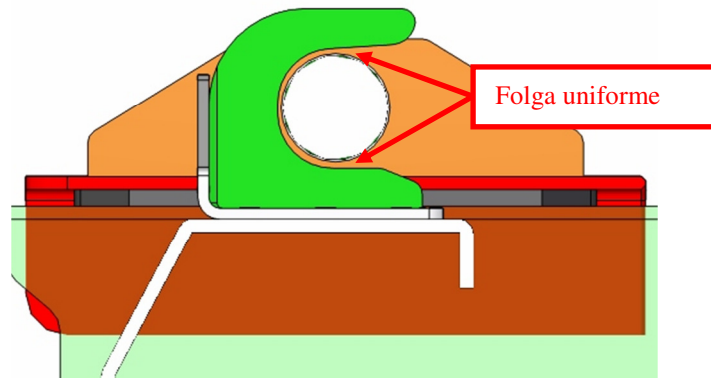
Figura 26 – Gancho em corte



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Com base nos problemas identificados, e considerando o estudo das tolerâncias, o dimensional do gancho foi revisto afim de propiciar uma folga uniforme ao funcionamento do sistema e também prevendo-se a possibilidade do desgaste da cinta deslizante sem nova interferência entre gancho e eixo, conforme figura 27.

Figura 27 – Folga uniforme entre o gancho e o eixo



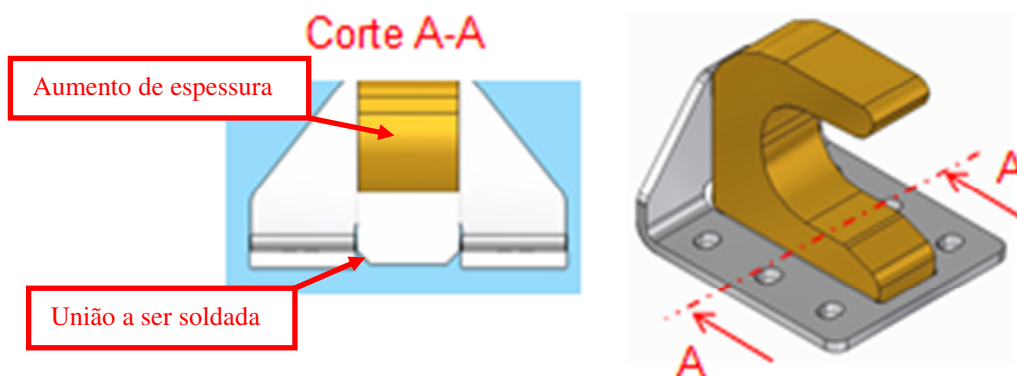
Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Para se garantir que o somatório das tolerâncias do gancho reprojeto não afete novamente o sistema, e para torná-lo mais resistente, foram feitas novas alterações conceituais, como segue:

- Criado alojamento na chapa base do gancho para minimizar erros de montagem e permanência da massa inferior do gancho, mesmo com seu redimensionamento, para evitar interferências com o eixo;
- Aumento da espessura do gancho para conseqüente aumento da resistência da sua seção superior. Isto deve-se a possibilidade de deformação deste em caso de eminência de tombamento da caixa quando em operação de descarga; e
- Modificação no processo de fabricação decorrente do aumento na largura. Desta forma, após o corte ele necessariamente passa por processo de usinagem que garante o perpendicularismo entre a lateral e a espessura.

A figura 28 mostra as alterações realizadas no reprojeto.

Figura 28 – Gancho reprojeto



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2013.

Em conjunto com o reprojeto do gancho, foi realizada a verificação da viabilidade técnica. Porém, como apenas modificou-se a largura do gancho e seu processo de fabricação, houve ganho de resistência da peça pois a área de sua seção resistente dobrou.

Na análise de viabilidade financeira, verificou-se que houve um aumento de 92,6% no custo de produção com o gancho reprojeto, esse elevado aumento no custo de produção foi decorrente de mudanças de processo, as quais garantem as necessidades do projeto. Tendo em vista que o gancho tem um valor de produção relativamente baixo, e o valor das quatro unidades montada em cada implemento representam apenas 0,55% no valor de custo do implemento, justifica-se a alteração.

Após a análise de viabilidade financeira, foi realizada a fabricação e montagem de um lote de cem implementos, sendo que todos passaram por testes funcionais na fábrica, onde se verificou que não houve interferência entre o gancho e o eixo.

No primeiro teste identificou-se que o mecanismo de abertura da tampa traseira não atendia o especificado devido ao início de sua abertura se dar em ângulo muito superior aos 15°. Para se resolver este problema foi adicionado um calço para antecipar a abertura da tampa e assim atender os requisitos de projeto.

Após esta correção, todos os produtos foram aprovados no teste. Na figura 29 visualiza-se um produto com as modificações após o teste funcional.

Figura 29 – Basculante com ganchos reprojeto



#### 4.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Com o uso da FMEA obteve-se informações satisfatórias e um bom embasamento para o reprojeto, além disto ao longo da FMEA foi necessário encontrar ações para a prevenção e detecção das falhas potenciais, sendo que, para o caso do eixo de giro notou-se a importância de realizar testes funcionais nos implementos. Os resultados dos testes funcionais foram tão satisfatórios, que foi expandido para detectar outras possíveis falhas em todas as linhas de implementos Randon. Deste modo a FMEA se mostrou uma ferramenta completa e eficiente para tratar falhas.

A falha ocorrida no componente permitiu que se realizasse um novo estudo sobre este, abrindo assim as condições de projeto original. Com isso identificou-se que no projeto original a tensão máxima calculada no eixo junto ao mancal é de 290,32 MPa. Porém com a interferência percebida junto ao gancho a tensão máxima é de 900,99 MPa, o que comprova que o componente irá falhar, visto que a tensão de escoamento do material é de 345 MPa.

Inicialmente, a folga nominal entre o gancho e o eixo era de 0,5 mm, porém não foram consideradas as tolerâncias de fabricação individuais, o que poderia acarretar interferências de até 2,1 mm. Após o reprojeto obteve-se a folga mínima de 1,9 mm.

Outro fator importante que não estava presente na proposta do trabalho era a de ter peças intercambiáveis, visto que os ganchos estão fixados por parafusos, permitindo sua substituição sem alterações no acabamento do produto, até mesmo em campo.

## CONCLUSÃO

Este trabalho propôs reprojeter o eixo de giro de um semirreboque basculante com caixa de carga deslizante, porém verificou-se que o componente que deveria ser reprojeto seria o gancho fim de curso, devido à interferência com o eixo.

Para tanto foi necessário analisar os carregamentos aos quais o eixo estava submetido. Verificou-se que estes eram provenientes da carga transportada e do compartimento de carga. Considerando as limitações do projeto, foi identificado um espaço físico limitado onde o sistema está inserido no implemento.

Analisando os eixos que já apresentaram falha concluiu-se que estes, em virtude de análises equivocadas durante o projeto original, foram submetidos a tensões elevadas na região de ruptura, onde a falha é decorrente da interferência do eixo de giro com os ganchos fim de curso.

Deste modo o reprojeto anulou o apoio do eixo nos ganchos fim de curso, retornando às condições de contorno do projeto original.

Contudo, foi proposto um novo modelo do gancho fim de curso que evita a interferência com o eixo, validando esta proposta em um lote de cem implementos. O próximo passo será fazer um acompanhamento de campo dos produtos que saíram com os ganchos reprojeto, obtendo assim um retorno da eficácia da solução proposta.

Para trabalhos futuros será proposto a utilização de FMEA para tratar falhas de campo, expandindo as ações de contenção para todas as linhas de produtos quando aplicáveis.

**REFERÊNCIAS**

- AHIRE, C. P.; RELKAR, A. S.. **Correlating failure mode effect analysis (FMEA) & overall equipment effectiveness (OEE)**. Procedia Engineering, 2012, p. 3482-3486.
- ASHBY, Michael. **Seleção de materiais no projeto mecânico**. 4º ed Rio de Janeiro: Campus, 2012.
- BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON, E. Russel Jr.. **Resistência dos Materiais**. 3a ed., São Paulo, SP: Makron Books, 1995.
- CAMPOS A. V.; CARVALHO M. M. . **Relação entre Maturidade e Desempenho em Projetos**. Artigo 341: XIV SIMPEP, 2007. 12 p.
- COLLINS, Jack A.. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Pesquisa de Prevenção da Falha**. Rio de Janeiro: LTC, 2006.
- DONATO, G. H. B.; BIANCHI, M.. **Numerical modeling of uneven thermoplastic polymers**. Procedia Engineering, 2011, p.1871-1876.
- FALLER, R. R.. **Contribuição ao estudo da seleção de materiais no projeto de produto com foco nas características intangíveis**. 2009. 216 f. Dissertação (Pós Graduação) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.
- FOGLIATTO, Flávio Sanson; RIBEIRO, José Luis Duarte. **Confiabilidade e manutenção industrial**. Rio de Janeiro: Elsevier, 2009.
- HELMAN, Horácio e ANDERY, Paulo R. P. **Análise de falhas: aplicação dos métodos de Fmea e Fta**. Série Ferramentas da Qualidade. v. 11. Belo Horizonte: FCO/EEUFMG, 1995.
- HIBBELER, R. C.. **Resistência dos Materiais**. 5a ed., Rio de Janeiro: Pearson Prentice Hall, 2004.
- INÁCIO, C. A. C. **Seleção de materiais com base na metodologia de Life**. 2009. 113 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade de Lisboa, Lisboa, 2009.
- JUVINALL, Robert C.; MARSHEK, Kurt M.. **Projeto de componentes de máquinas**. 4ºed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- LEAL, F. ; PINHO, A. F. ; ALMEIDA, D. A. . **Análise De Falhas Através da Aplicação do Fmea e da Teoria Grey**. Revista Gestão Industrial, Ponta Grossa, 2006 , p.78-88.
- LI, H.; FU; M. W.; LU J.; YANG H.. **Ductile fracture: experiments and computations**. International Journal of Plasticity, 2011, p. 147-180.
- LOGAN, Daryl L.. **A First Course in the Finite Element Method**. 4. ed. Toronto: Thomson, 2007.

NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas – uma abordagem integrada**. 2ª ed., São Paulo: Bookman, 2004.

PIAZZA, Gilberto. **Tópicos de confiabilidade**. 4ª ed Caxias do Sul: Ucs, 1997. 85 p.

PINHEIRO, L. B. L. G.; MAIA, J. S; FUSÃO, D.; SANTOS, I. ; OKIDA J. R . **Projeto conceitual de um veículo elétrico para duas pessoas**. Artigo 1348: XIV SIMPEP, 2007. 12p.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7.ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

STAMATIS, D.H. **Failure Mode and Effect Analysis: FMEA from theory to execution**. 2ª ed Milwaukee, Winsconsin: ASQ Quality Press, 2003.



## ANEXO I

### **Descritivo dos itens da planilha do FMEA:**

**Cabeçalho:** É particular de cada empresa, apresentando o número da FMEA, a identificação do item, o departamento responsável pelo estudo, os dados dos participantes e a data do documento.

**Item/ Função:** É a primeira coluna da planilha, essa é que indica a especificação do item e a sua função, sendo que deve-se utilizar a mesma terminologia empregada no projeto.

**Modo potencial de falha:** É a coluna sequente a do Item/ Função, onde inicia o trabalho técnico, onde analisa-se o item e seus modos potenciais de falha, que são definidos com a maneira com que um item pode falhar em atender aos requisitos do projeto.

**Efeito potencial de falha:** É definido como os defeitos resultantes ao modo de falha e seriam os que o cliente percebe.

**Severidade:** É a avaliação quantitativa da severidade do efeito listado na coluna anterior, onde esta é medida de 1 a 10, onde 1 significa efeito pouco severo e 10 significa efeito muito severo. Onde Fogliatto e Ribeiro (2009), sugere uma tabela para o critério da severidade.

**Classificação:** É o indicador para ser usado para classificar qualquer característica do item que possa requerer um controle especial.

**Causa/ Mecanismo potencial de falha:** É uma das etapas mais importantes do FMEA, pois nela busca-se a identificar a causa raiz do problema. Esta etapa depende do conhecimento da equipe.

**Ocorrência:** É relacionada com a probabilidade que uma causa ou mecanismo listado anterior venha a ocorrer, e da mesma forma que a severidade segue uma escala de 1 a 10, Fogliatto e Ribeiro (2009), sugere uma tabela para critério de avaliação.

**Detecção:** É uma estimativa da habilidade dos controles atuais em detectar causas ou modos de falha antes do componente ser liberado para o cliente.

**Ações recomendadas:** É as ações recomendadas no projeto para reduzir a severidade do efeito ou a probabilidade da ocorrência do modo de falha.

**Risco:** Corresponde a uma estimativa que após as ações corretivas identificadas, porem antes de serem efetuadas, da situação futura da severidade, ocorrência e detecção.

## ANEXO II



Relatório de Ensaio  
Nº: 206/13  
Laboratório de Ensaios Químicos e Mecânicos da  
Randon Implementos  
Telefone: 54-3239.2317

Solicitante: Lucas Beneton

Área Solicitante: EQA

Solicitação Nº: 206-13

Material do trabalho:

Data do ensaio: 27/09/2013

Componente analisado:

Identificação do solicitante:

Realizar ensaio de composição química a fim de verificar se o material é SAE 1030, conforme desenho 300115760.

Procedimentos:

Ensaio realizado conforme procedimento interno.

Equipamentos utilizados:

Espectrometro de emissão óptica.

Resultados:

Tabela 1 - Análise da Composição Química do Material.

	C	Mn	P	S
Perifoneado	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
Resposta	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Tabela 2 - Análise da Dureza do Material.

	Dureza HB
Certificado	165-225
Análise	187

Após as análises, pode-se concluir que, o material está de acordo com a especificação.

ANEXO III

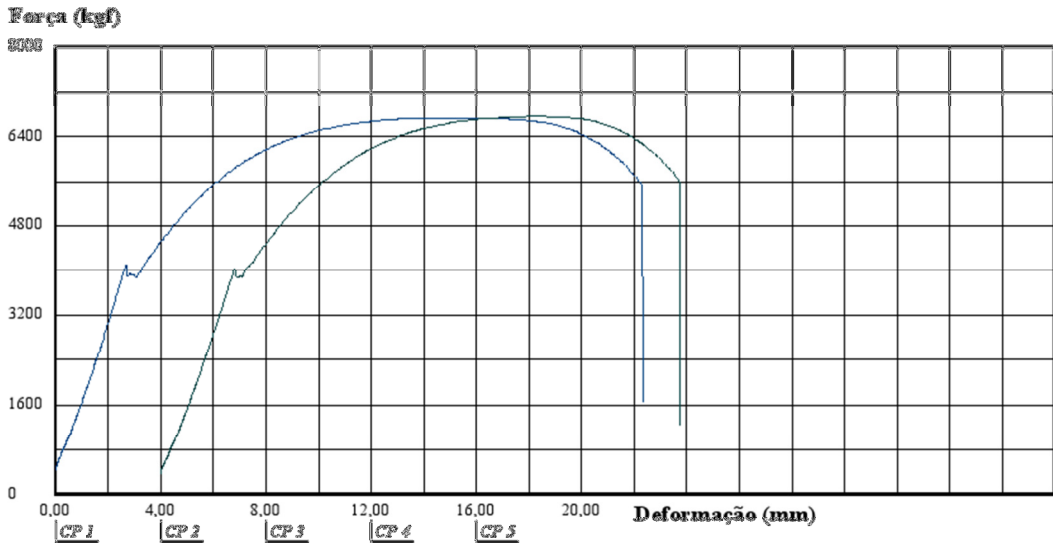
**UCS - Laboratório de Ensaios Mecânicos**  
 REGISTRO DE ENSAIO LAMEC - FE102 REVISÃO - 00 (SET/2007)

**Relatório de Ensaio**

Máquina: Emec DL20000 Célula: Trd 12 Extensômetro: - Data: 10/10/2013 Hora: 16:10:31 Trabalho nº **0133**  
 Programa: Tesc versão 3.01 Método de Ensaio: 20T\_TRAÇÃO CILINDRICO  
 Ident. Amostras: >>> Cliente: TCC Lucas Benetton Temp.(°C): 21,0 Identif. nº: 01 e 02 S.S.: 257322 Folha: 02 de 02

Corpo de Prova	Identif nº:	Diâmetro (mm)	Velocidade de ensaio (mm/min)	Força *Escoam. (kgf)	Força Máxima (kgf)	Comp. Inicial (L <sub>0</sub> ) (mm)	Comp. Final (L <sub>f</sub> ) (Medido) (mm)	Estricção Média (mm)
CP 1	01	12,17	8	3992	6739	60	77,01	8,47
CP 2	02	12,10	8	3932	6765	60	74,38	8,44

\*Escoam. - ponto da curva correspondente ao escoamento convencional: 0,2%: 0  
 Método de ensaio segundo norma NBR ISO 6892-02: 0  
 Paquímetro utilizado P( ): 3  
 : 0  
 Segmento X Y: 0,00  
 Segmento Y Z: 0,00  
 Segmento Y Z': 0,00  
 Segmento Y Z'': 0,00

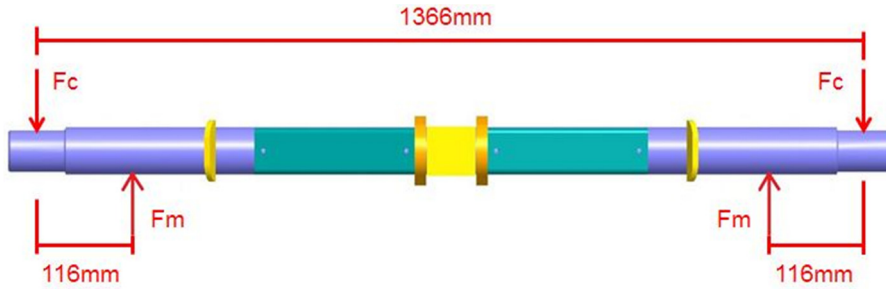


Observação:  
 IDENTIFICAÇÃO DO CLIENTE: Ensaio de tração para TCC de Lucas Benetton.

## ANEXO IV

### Memorial de cálculo dimensionamento do eixo (Apoiado nos Mancais)

Esforços sobre o eixo, estão expresso no diagrama de corpo livre.



sendo:  $F_c$  representa a força aplicadas na mancais de giro da caixa de carga (N).

$F_m$  representam a reação a força nos mancais fixos no quadro (N).

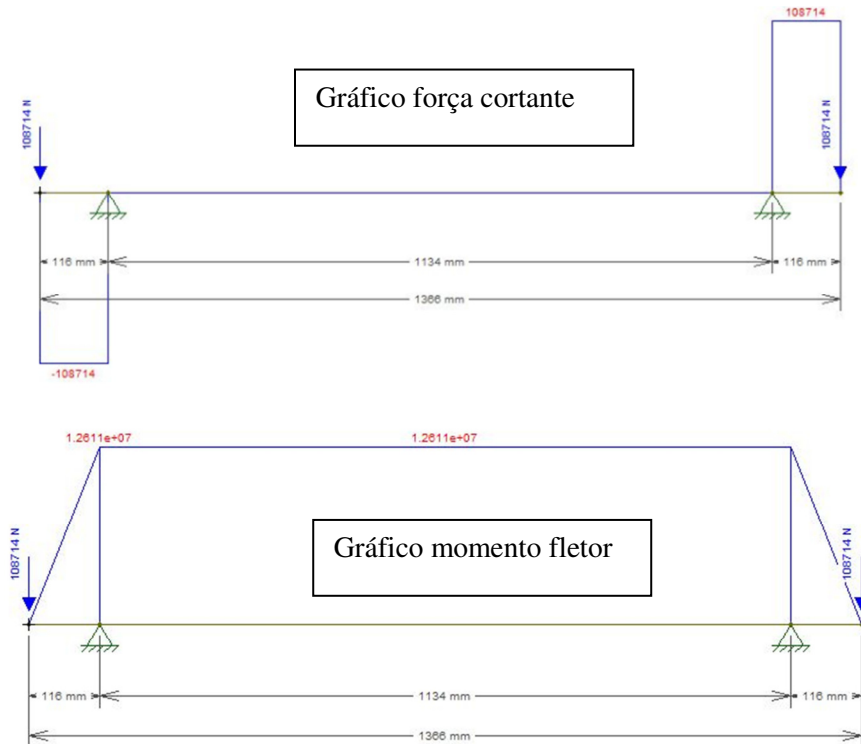
$$\sum F_y = -2F_c + 2F_m = 0$$

$$F_c = F_m$$

$$F_c = 108.714 \text{ (N)}$$

$$F_m = 108.714 \text{ (N)}$$

Para identificar o ponto de esforços críticos usa-se, o diagrama dos esforços cortantes e momentos fletores, onde estão apresentados abaixo:



Analisando es graficos conclui-se que o ponto critico está sobre os mancais que fixam o eixo no quadro deslizante. Com isso o dimensionamento deve ser feito para o ponto crítico.

### Equação da tensão de flexão

$$\sigma_{flexão} = \frac{M_F \cdot c}{I}$$

sendo:  $\sigma_{flexão}$  Tensão de flexão (MPa).

$M_F$  Momento fletor (12.610.824 N.mm).

$c$  Distancia do eixo até a fibra mais externa (38,1 mm)

$I$  Momento de inércia de área (1.654.968 mm<sup>4</sup>)

### Portanto a tensão de flexão

$$\sigma_{flexão} = 290,32 \text{ MPa}$$

### Equação para momento fletor

$$M_F = V \cdot d$$

sendo:  $V$  Força cortante (108.714 N).

$d$  Distancia da referencia até a aplicação da força cortante (116 mm)

$$M_F = 12.610.824 \text{ N.mm}$$

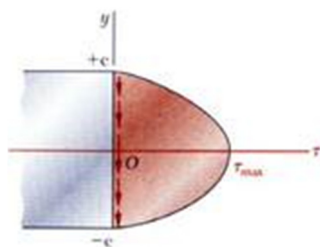
### Equação para momento de inércia

$$I = \frac{\pi \cdot r^4}{4}$$

sendo:  $r$  Raio do eixo (38,1 mm)

$$I = 1.654.968 \text{ mm}^4$$

Não há tensão de cisalhamento pois na fibra mais externa do eixo a força cortante é nula. Abaixo o gráfico da relação da tensão de cisalhamento no diâmetro de um eixo.





$$\text{Portanto } \tau = \frac{3 \cdot V}{2 \cdot A} = 0$$

### Coefficiente de Segurança

$$n = \frac{\sigma_{Escoamento}}{\sigma_{flexão}} = \frac{345}{290,32} = 1,19$$

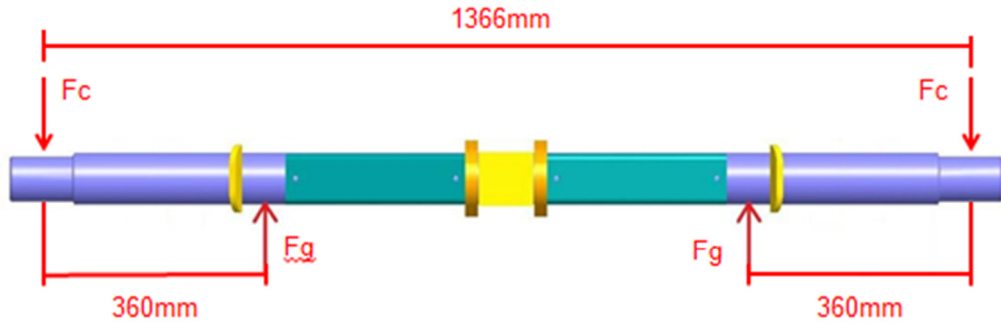
ANEXO V

		Formulário Análise de Modo e Efeitos de Falha Potencial (FMEA)				Motivo da Revisão																																		
IMPLEMENTAÇÃO		Data: 5-ago-13	Revisão:	PFMEA <input type="checkbox"/> DFMEA <input checked="" type="checkbox"/>																																				
Descrição do Projeto:		EIXO DE GIRO BASCULANTE DESLIZANTE																																						
Responsável:		Lucas Benetton																																						
Equipe:		Guilherme Benvenuti; Leonardo Garmin; Lucas Benetton; Jeterzon Rossi; Ferner; Julio Dutra Neto; Micael Fransoso Crocidi; Vinicius Trojan Mezzari; Renato Funkler																																						
Item/Função	Falhas possíveis no Produto/Projeto		Causa (s) e Mecanismo (s) da Falha	Controles Atuais		D	M. P. R.	Ações Recomendadas	Respons.	Prazo	Resultados da Ação																													
	Modo de Falha Potencial	Efeito (s) potencial (is) da falha		S	C						O	S	O	D	M. P. R.																									
 Eixo de Giro	Quebra do eixo de giro	Veículo com operação parcialmente ou totalmente comprometida, aderentes (combustíveis)	10	S	Dimensionamento incorreto da sistema como um todo (tolerâncias)	10	Análise funcional do produto	Aplicação de teste funcional em 100% dos produtos	2	200	Revisão no projeto e processo de fabricação e montagem	Guilherme Benvenuti / Jeterzon Rossi / Ferner	20/08/2013	Aplicação do teste funcional em 100% destes produtos a partir de 02/09/2013.	S I O C E D O E O	D C E S P. R.																								
																	Excesso de carga no produto	7	Orientação de clientes através de canais de comunicação existentes	Acompanhamento do produto em campo	8	560	Realização de acompanhamento em campo, verificação de quantidade de carga transportada e aplicação do sistema.	Lucas Benetton	30/08/2013	Visita realizada aos principais clientes de 28/08/2013 a 29/08/2013, produtos sem sobre carga controlados por (balança)	S I O C E D O E O	D C E S P. R.												
																													Distribuição incorreta de carga sobre o eixo de giro	8	Análise funcional do produto	Realizar ensaios metodológicos	2	160	Fazer apontamento dos produtos até implementação do teste funcional.	EQA	Imediato	Dois eixos foram enviados para a EQA, onde foram realizados ensaios metodológicos.	S I O C E D O E O	D C E S P. R.

## ANEXO VI

### Memorial de cálculo dimensionamento do eixo (Apoiado nos Ganchos)

Esforços sobre o eixo, estão expresso no diagrama de corpo livre.



sendo:  $F_c$  representa a força aplicadas na mancais de giro da caixa de carga (N).

$F_g$  representam a reação a força nos mancais fixos no quadro (N).

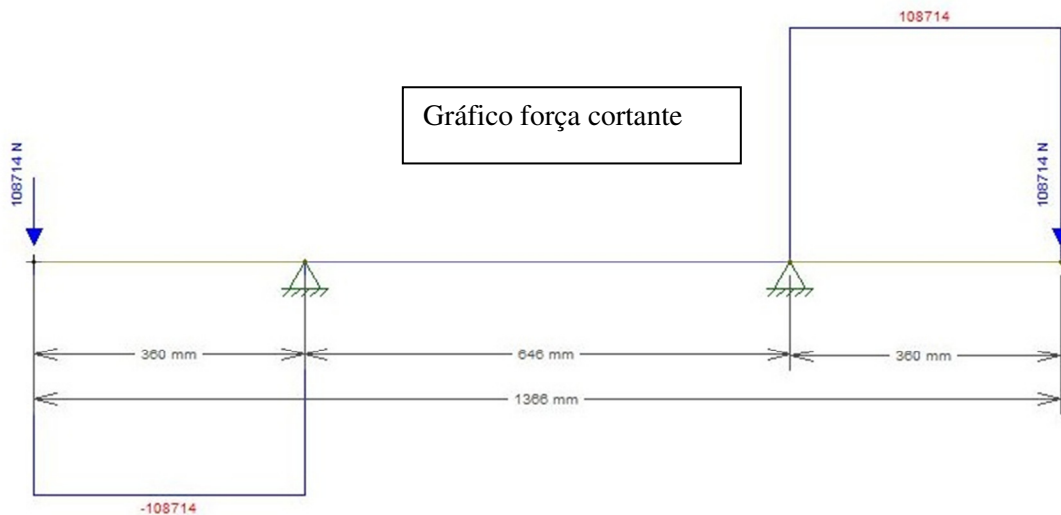
$$\sum F_y = -2F_c + 2F_g = 0$$

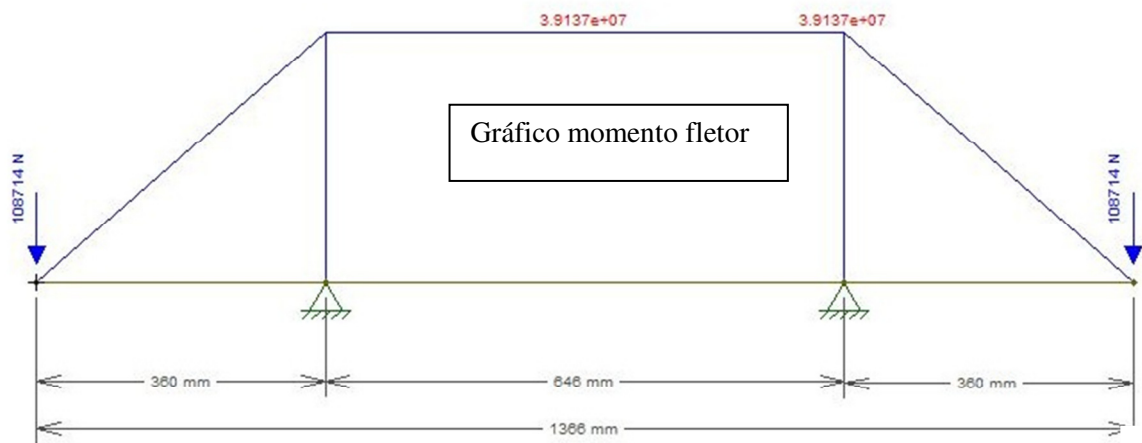
$$F_c = F_g$$

$$F_c = 108.714 \text{ (N)}$$

$$F_g = 108.714 \text{ (N)}$$

Para identificar o ponto de esforços críticos usa-se, o diagrama dos esforços cortantes e momentos fletores, onde estão apresentados abaixo:





Analisando os gráficos conclui-se que o ponto crítico está sobre os mancais que fixam o eixo no quadro deslizante. Com isso o dimensionamento deve ser feito para o ponto crítico.

### Equação da tensão de flexão

$$\sigma_{flexão} = \frac{M_F \cdot c}{I}$$

sendo:  $\sigma_{flexão}$  Tensão de flexão (MPa).

$M_F$  Momento fletor (39.137.040 N.mm).

$c$  Distância do eixo até a fibra mais externa (38,1 mm)

$I$  Momento de inércia de área (1.654.968 mm<sup>4</sup>)

### Portanto a tensão de flexão

$$\sigma_{flexão} = 900,99 \text{ MPa}$$

### Equação para momento fletor

$$M_F = V \cdot d$$

sendo:  $V$  Força cortante (108.714 N).

$d$  Distância da referencia até a aplicação da força cortante (360 mm)

$$M_F = 39.137.040 \text{ N.mm}$$

### Equação para momento de inércia

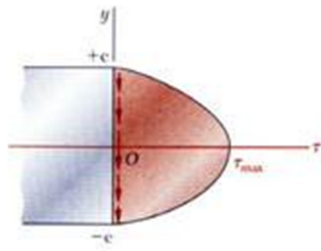
$$I = \frac{\pi \cdot r^4}{4}$$

sendo:  $d$  Diâmetro do eixo (mm)

$$I = 1.654.968 \text{ mm}^4$$



Não há tensão de cisalhamento pois na fibra mais externa do eixo a força cortante é nula. Abaixo o gráfico da relação da tensão de cisalhamento no diâmetro de um eixo.



$$\text{Portanto } \tau = \frac{3.V}{2.A} = 0$$

### Coefficiente de Segurança

$$n = \frac{\sigma_{\text{escoamento}}}{\sigma_{\text{flexão}}} = \frac{345}{900,99} = 0,38$$

Como o coeficiente de segurança é menor que um, o eixo pode falhar quando for submetido a situações dos esforços previstos. Sendo assim esta situação deve ser de forma alguma acontecer. Retornando a equação da tensão de flexão, é possível determinar qual o diâmetro do eixo para suportar a carga usando o mesmo coeficiente de segurança de 1,19 obtidos nos apoios dos mancais.

$$\sigma_{\text{flexão}} = \frac{M_F \cdot c}{\frac{\pi \cdot r^4}{4}}$$

Como  $c = r$ , pois é a fibra mais externa do eixo conclui-se que podemos expressar a equação da seguinte maneira:

$$\sigma_{\text{flexão}} = \frac{M_F \cdot r}{\frac{\pi \cdot r^4}{4}}$$

sendo:  $\sigma_{\text{flexão}}$  (290,32 MPa).

$M_F$  (39.137.040 N.mm).

$r$  Dimensão do eixo a ser encontrada (38,1 mm)

Desta forma conclui-se que o eixo para esta situação deve ter um diâmetro de **Ø111,15 mm**.