

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

ELEOMAR LENA

**PROJETO DE UM REBOQUE DO TIPO DE ENGATE QUINTA RODA COM
ANÁLISE POR SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS E UTILIZAÇÃO DE
FERRAMENTA DE VERIFICAÇÃO DE FALHAS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

GUARAPUAVA

2019

ELEOMAR LENA

**PROJETO DE UM REBOQUE DO TIPO DE ENGATE QUINTA RODA COM
ANÁLISE POR SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS E UTILIZAÇÃO DE
FERRAMENTA DE VERIFICAÇÃO DE FALHAS**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Guarapuava, como requisito parcial à obtenção do título Bacharel em Engenheiro Mecânico.

Orientadora: Prof.^a Dr. Denise Alves Ramalho

GUARAPUAVA

2019

TERMO DE APROVAÇÃO

PROJETO DE UM REBOQUE DO TIPO DE ENGATE QUINTA RODA COM ANÁLISE POR SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS E UTILIZAÇÃO DE FERRAMENTA DE VERIFICAÇÃO DE FALHAS

ELEOMAR LENA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em Guarapuava, Paraná na data 15 de AGOSTO de 2019 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

DENISE ALVES RAMALHO
Prof. Orientador

ALDO PRZYBYSZ
Membro Da Banca

VIVIANE TELEGINSKI MAZUR
Membro Da Banca

ALDO PRZYBYSZ
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

- O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso -

AGRADECIMENTOS

Primeiramente à UTFPR, por aceitar esse sonhador, proporcionando, ao longo da minha formação, um ambiente de estudo agradável, motivador e repleto de oportunidades.

Aos meus pais, Jorge e Luci, à Alda, minha companheira, pelo apoio, força e amor incondicional. Sem vocês a realização desse sonho não seria possível.

A todos os cientistas do passado, que trouxeram a luz do mundo o nossos conhecimentos. Em especial a Carl Sagan, que com seu trabalho e força de vontade criou a serie Cosmos, libertando milhões de pessoas das “trevas da caverna escura do desconhecimento”.

RESUMO

LENA, Eleomar. PROJETO DE UM REBOQUE DO TIPO DE ENGATE QUINTA RODA COM ANÁLISE POR SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS E UTILIZAÇÃO DE FERRAMENTA DE VERIFICAÇÃO DE FALHAS. 2019. 62f. Trabalho de conclusão de curso (Bacharel em Engenharia Mecânica), Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Guarapuava, 2019

Este trabalho tem por objetivo o dimensionamento estático de um chassi de um reboque Gooseneck em viga de perfil “W”, utilizando a método de análise dos elementos finitos através do software Inventor 2019. O fator que levou ao desenvolvimento deste trabalho foi a necessidade de um fabricante brasileiro de reboques. Foi gerado um modelo estrutural simplificado do reboque em elementos finitos, no qual são determinadas via DFMEA, as regiões de maior preocupação, sendo identificadas como tal as soldas e calculado suas tensões. Ainda, foram estudadas três formas de ligação entre membros da estrutura, as longarinas e o pilar do pescoço. Os cálculos para as os perfis avaliados mostrou-se bem robustos, tendo como fator de segurança elevados. Quanto as soldas mostraram-se suportar satisfatoriamente as tensões estáticas as quais serão submetidas.

Palavras Chaves: Reboque, Gooseneck, Perfil W, longarina, Chassi

ABSTRACT

LENA, Eleomar. **DESIGN OF A FIFTH WHEEL HITCH TRAILER WITH COMPUTER SIMULATION ANALYSIS AND FAULT CHECK TOOL USE**. 2019. 62p. Final Paper (Bachelor of Mechanical Engineering), Federal Technological University of Paraná - UTFPR, Guarapuava, 2019

The objective of this work is the static structural sizing of a chassis of a Gooseneck trailer in "W" beam profile, using the finite element analysis method using the Inventor 2019 software. The factor that led to the development of this work was the need for a Brazilian trailer manufacturer. A simplified structural model of the finite element trailer was generated, which is determined via DFMEA, the regions of greatest concern, the welds being identified as such and their stresses calculated. In addition, three forms of connection between structure members, the stringers and the neck pillar were studied. The calculations for the evaluated profiles were very robust, with high safety factor. As the welds have been shown to satisfactorily withstand the static stresses to be submitted.

Keywords: Trailer, Gooseneck, W-Profile, Stringer, Chassis

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Reboques (a) linha leve (b) para barcos de médio porte	12
Figura 2 - Engate quinta roda ou Gooseneck.....	14
Figura 3 - Suporte do engate Gooseneck	14
Figura 4 - Instalação do engate Gooseneck.....	15
Figura 5 - Elementos básicos de um Reboque Goosenck	16
Figura 6 - Tipos comuns de juntas soldadas (1) de topo, (2) chanfrada, (3) de recobrimento, (4) em "T"	22
Figura 7 - Deformação em ligações de viga pilar	24
Figura 8 - Especificações de perfis I e H (W)	26
Figura 9 - Modelo conceitual de reboque Gooseneck	28
Figura 10 - Tipos de ligação viga pilar para as longarinas e os pilares do pescoço..	30
Figura 11 - Modelo esquemático do reboque	30
Figura 12 - Esboço para a simulação de estrutura no Autodesk Inventor	32
Figura 13 - Estrutura utilizada nas simulações.....	32
Figura 14 - Reboque carregado com a caminhonete	34
Figura 15 - Indicação das cargas aplicadas	35
Figura 16 - Esforços considerados (momentos, forças normais e de flexão).....	37
Figura 17 - Contorno de solda no perfil considerado (esquerda), ícone da Calculador de Soldas do Autodesk Inventor (direita)	38
Figura 18 – W 250x17,9 tensões máximas em vermelho e mínimas em azul.....	46
Figura 19 - W 310x21 tensões máximas em vermelho e mínimas em azul	47
Figura 20 - Esforços na junção longarina pilar para o perfil W250x17,9 com os acoplamentos estudados	48
Figura 21 - Esforços na junção longarina pilar para o perfil W310x21 com os acoplamentos estudados	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - DFMEA de produto.....	17
Tabela 2 - Perfis utilizados para as simulações	29
Tabela 3 - DFMEA para o reboque Gooseneck	41
Tabela 4 - Resultados das simulações com as cargas da Figura 15.	44
Tabela 5 - Propriedade dos geométricas dos perfis utilizados	46
Tabela 6 - Propriedades mecânicas do aço utilizado	51
Tabela 7 - Configurações inseridas na calculadora de solda para as geometrias dos perfis	51
Tabela 8 - Resultados da calculadora de soldadas do Autodesk Inventor	52

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	9
2. OBJETIVOS	10
2.1. OBJETIVO GERAL	10
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	10
3. JUSTIFICATIVA	11
4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	12
4.1. REBOQUES	12
4.1.1. Engate Quinta Roda ou Gooseneck	13
4.1.2. Chassis de Reboques Gooseneck	15
4.2. INTRODUÇÃO AO ANÁLISE DE EFEITOS E MODOS DE FALHA DE PROJETOS (DFMEA)	16
4.2.1. o DFMEA	16
4.2.2. Item / Função	18
4.2.3. Modo de Falha	18
4.2.4. Efeitos da Falha	18
4.2.5. Severidade (sev)	18
4.2.6. Causas Potenciais	19
4.2.7. Ocorrência (occ)	19
4.2.8. Controle de Projeto - Detecção	20
4.2.9. Detecção (det)	20
4.2.10. Número de Prioridade de Risco (RPN)	21
4.3. SOLDAGEM	21
4.3.1. Simulação Numérica Computacional de Projetos Mecânicos	22
4.4. LIGAÇÃO VIGA PILAR	23
4.5. TENSÃO DE VON MISES	25
4.6. PERFIS LAMINADOS	25
5. METODOLOGIA	27
5.1. SIMULAÇÃO ESTRUTURA	28
5.2. CÁLCULOS DAS FORÇAS NA ESTRUTURA	30
5.3. MODELAGEM DO REBOQUE NO AUTODESK INVENTOR	31
5.3.1. Cargas	33
5.4. DFMEA	35
5.5. SIMULAÇÃO SOLDA	36
6. RESULTADOS E DISCUSSÕES	40
6.1. DFMEA	40
6.2. MASSA DOS MODELOS	43
6.3. ANÁLISE ESTRUTURAL DO CHASSI	43
6.4. CARREGAMENTOS ESTRUTURAIIS	45
6.4.1. Ligação Pilar Longarina	47
6.5. SOLDA DA LONGARINA E DO PESCOÇO	51
7. CONCLUSÕES	54
8. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	55
REFERÊNCIAS	56

1. INTRODUÇÃO

Quando se trata de transportar cargas de pequeno e médio porte os reboques desempenham um papel de grande destaque, principalmente no caso em que a frequência e tipos de carga não é regular.

O acoplamento de um reboque com um veículo pode se dar de duas formas diferentes O que os diferencia é ponto transferência da carga. Uma delas, e a principal, este ponto consiste de um engate localizados na parte traseira do veículo. Neste modo, a carga é aplicada gerará um momento longitudinal. A segunda forma, menos usual, é pela aplicação da carga diretamente sobre o eixo traseiro do veículo (COSTA, 2012), sendo possível apenas para caminhonetes. Este tipo de engate se chama engate quinta roda ou engate Gooseneck.

Uma vez que os reboques Gooseneck têm pouco mercado brasileiro, poucos modelos são fabricados, sendo seis fabricantes no território nacional (KNOTT, 2019), que desenvolvem seus próprios modelos, na maioria, sempre baseado na necessidade do comprador. O mercado padrão de base para tais projetos é o mercado norte americano, onde tais modelos são produzidos em uma escala e com diversidade maior. Nos Estados Unidos a estrutura básica de reboques Gooseneck é baseada em perfis I, soldado de 10 a 16 polegadas de altura da longarina, com cargas de até 7000 kg de peso total bruto (DELDOTTI, 2012).

Os fabricantes brasileiros de veículos ou reboques não têm por habito a preocupação de realizar durante a fase de desenvolvimento projeto estrutural de reboque usando para tal empenho seu conhecimento empírico, muitas vezes superdimensionado ou subdimensionando seus projetos (BARBOSA, 1999).

Este trabalho busca dimensionar estruturalmente um reboque do tipo Gooseneck baseado em perfis estruturais juntamente com a análise de algumas juntas soldadas na sua confecção.

2. OBJETIVOS

2.1.OBJETIVO GERAL

Dimensionar estaticamente o perfil de um chassi e a posição dos eixos da suspensão de um reboque do tipo Gooseneck utilizando o método de elementos finitos.

2.2.OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar DFMEA (*Design Failure Mode and Effects Analysis*) dos elementos do chassis a fim de encontrar os elementos que podem apresentar maior dificuldade de cálculos.
- Criar o modelo em 3D para o reboque no programa computacional Autodesk Inventor.
- Simular os esforços no chassis.
- Utilizar a ferramenta calculadora de soldas do programa para dimensionar as soldas de interesse.

3. JUSTIFICATIVA

Um dos principais pontos atenção em um projeto são as possíveis falhas que podem ocorrer, tanto na fase de projeto, como durante a vida útil do produto. Existem ferramentas que podem auxiliar a prever estas falhas antes que ocorram, podendo inclusive gerar simulações que podem antever essas situações, permitindo que com adaptações no projeto, o projetista faça mitigação tais fenômenos.

A partir das dificuldades de realização de um projeto por parte de um fabricante de reboques brasileiro identificou-se a necessidade de criar um modelo para reboques do tipo quinta roda. Para tal, utilizou-se a ferramenta conhecida como DFMEA (*Design Failure Mode and Effects Analysis*) para analisar os pontos críticos do projeto. Como isso, buscou-se verificar a melhor solução em termos de robustez dos perfis e ainda indicar quais as soldas que necessitam ser observadas com maior atenção, devido à maior probabilidade de falha.

4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

4.1. REBOQUES

A elaboração de projetos de chassi para reboques exige a análise de fatores relevantes à sua aceitação, como atender a requisitos normativos, adequar-se a legislações de trânsito vigentes, conciliar anseios de transportadores e responder adequadamente às exigências/estresses mecânicos das estradas por onde estes irão trafegar. A junção destes requisitos, geralmente, leva a limitações estruturais ao reboque. Tais condições geram região crítica na longarina do reboque, suscetível a falhas, como deformações plásticas ou trincas transversais.

Um reboque é qualquer tipo de veículo não motorizado que acoplado a um veículo trator que possa ser utilizado para transportar vários tipos de cargas. A Figura 1 mostra duas aplicações para reboques. Na Figura 1.a, um modelo para transporte de veículos leves, incluído um rampa de acesso, na parte traseira, a qual encontra-se erguida. Na figura 1.b, um modelo para transporte de barcos de médio porte.

Figura 1- Reboques (a) linha leve (b) para barcos de médio porte



(a)



(b)

Fonte: E&H TRAILER MANUFACTURING, 2019

Alguns reboques são feitos para uso pessoal ou para pequenos negócios usados com praticamente qualquer veículo motorizado com um engate apropriado (GRISON, 2005).

Podem ser rebocados por caminhonetes ou veículos com um acessório instalado, cuja junção seja proporcionar o engate entre o reboque e o veículo trator. Geralmente não exigem nenhuma permissão especial para trafegarem, bastando atender a legislação vigente, como conter, número de chassi registra, placa e sinalização. Para conjuntos acoplados (veículo + reboque) cujo o peso (massa) seja até 3500 kg o motorista pode ter a carteira de classe B, acima deste valor se faz necessária a classe E (ABNT. 1990).

Existem também reboques altamente especializados, tais como reboques de grupo gerador, trailers para transportar barcos e veículos para os mais diversos propósitos. Em geral não ultrapassam a capacidade de carga com peso combinado (massa do reboque somada a massa do carga) de 1000kg (GRISON, 2005).

4.1.1.Engate Quinta Roda ou Gooseneck

Um engate de Gooseneck tem uma placa de metal instalada diretamente sob ou na caçamba do veículo. Há uma esfera para criar a conexão entre o reboque e o veículo trator.

Engates Gooseneck estão disponíveis para cargas acima de 2000 kg pois permitem uma fixação mais eficiente. São projetados possibilitando o acoplamento sobre o eixo traseiro de caminhonetes. Eles são capazes de transportar grandes cargas sem comprometer a estabilidade do veículo. Seu comprimento geralmente fica entre 4,5 m a 12 m (ETRAILER, 2019). A Figura 2 traz a diferenciação de forma de engate de reboques com veículos, na esquerda um engate Gooseneck, onde pode-se notar que o acoplamento é feito em um ponto no interior da caçamba da caminhonete através de um dispositivo instalado nesta posição. A direita, o acoplamento é feito na parte traseira do veículo, sendo este tipo o mais comum, pois, apresenta facilidade de instalação do dispositivo.

Figura 2 - Engate quinta roda ou Gooseneck



Fonte: MODEL MATIC, 2019

No reboque Gooseneck, para que o acoplamento seja possível. Como mostrado na Figura 3 a placa instalada, tem um pino com uma esfera na ponta, tal pino, pode ser removido, para quando o reboque não esteja sendo usado.

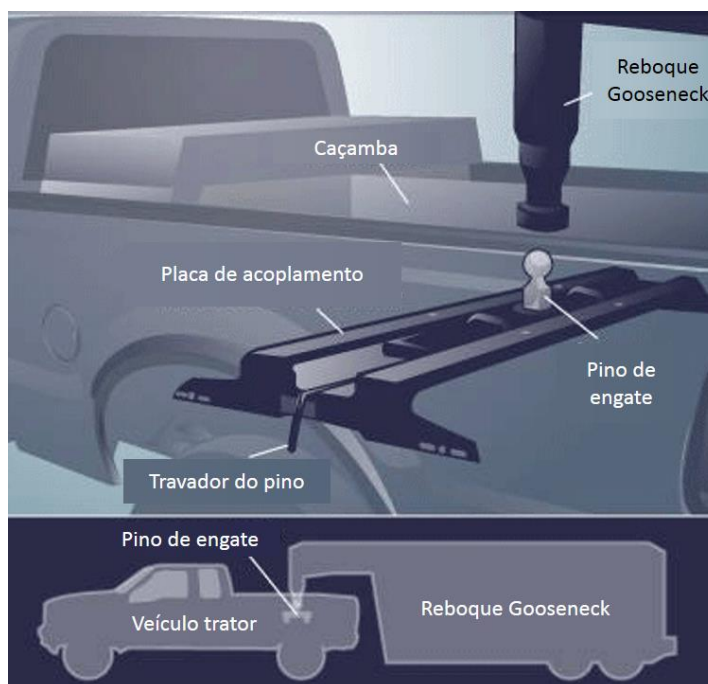
Figura 3 - Suporte do engate Gooseneck



Fonte: HITCHESGUIDE, 2019

A Figura 3 e Figura 4 apresenta de forma mais detalhada como é o acoplamento entre o reboque Gooseneck e o veículo, pode ser notado o pino e de maneira sucinta o travador do pino, que tem por junção travar ou liberar o pino na caçamba.

Figura 4 - Instalação do engate Gooseneck



Fonte: PERRY. 2019

4.1.2. Chassis de Reboques Gooseneck

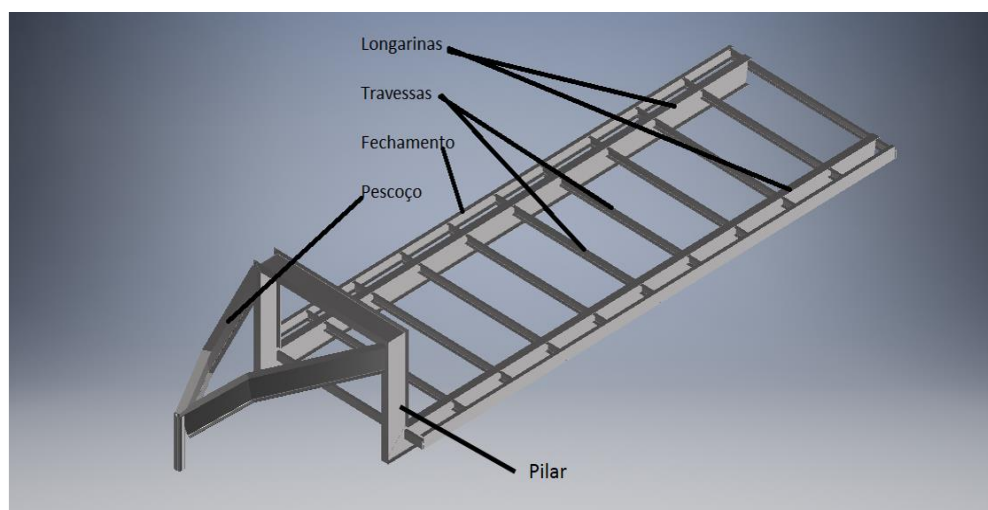
O chassis do reboque tem por função, além de dar suporte mecânico às cargas transportadas, também realizar a adequada distribuição de peso entre os eixos do próprio reboque e o eixo do veículo trator. É composto por uma estrutura formando um espécie de escada horizontal chamada de *ladder frame* (KARNOPP, 2019).

A Figura 5 mostra um desenho esquemático do reboque Gooseneck. Sua estrutura é construída a partir de uma linha principal montada longitudinalmente ao reboque que é chamada de longarina. Para maximizar a rigidez transversal, em geral, duas longarinas são montadas de forma paralela. Com o intuito de dar suporte ao assoalho do reboque são inseridos no projeto travessas que passam através das longarinas, gerando apoio para a carga transportada. Ainda na estrutura de suporte, há perfis os quais além de auxiliar na estrutura ainda produzem o fechamento lateral da mesma.

Nos reboques Gooseneck, outra estrutura principal, a qual tem a função de ligar as longarinas ao ponto de acoplamento do veículo é o pescoço, geralmente

composto pelo mesmo tipo de perfil estrutural das longarinas, sendo que tais componentes necessitam de grande robustez (MORSCH, 2001). Indica os constituintes básicos de um reboque Gooseneck.

Figura 5 - Elementos básicos de um Reboque Gooseneck



Fonte: Autoria própria (2019).

4.2.INTRODUÇÃO AO ANÁLISE DE EFEITOS E MODOS DE FALHA DE PROJETOS (DFMEA)

Usado pela primeira vez em ciência de foguetes, o *Design Failure Mode and Effects Analysis* (DFMEA) ou em tradução livre, análise de efeitos e modos de falha de Projetos esta análise considera possíveis falhas e suas causas. É fortemente baseado na estrutura do FMEA (*Failure Mode and Effects Analysis*). O FMEA de projeto, ou também FMEA de design, fornece ao projetista uma plataforma para evitar falhas.

4.2.1.O DFMEA

O DFMEA é uma abordagem sistemática usada para identificar riscos potenciais introduzidos em um projeto novo ou alteração de um produto / serviço. Identifica inicialmente as funções do projeto, os modos de falha e seus efeitos com a correspondente classificação de severidade e seus efeitos. Em seguida, as causas e os mecanismos dos modos de falha são identificados.

As causas de alta probabilidade são indicadas por um ranking de ocorrências, sendo úteis para promoção de ações a fim de evitar ou reduzir o impacto da causa no modo de falha. O ranking de detecção destaca, ainda, a capacidade dos testes específicos para confirmar que os modos de falha foram eliminados. O DFMEA também rastreia melhorias por meio de reduções do número de prioridade de risco, o RPN, *risk priority number*. Ao comparar o antes e o depois do RPN, o histórico de melhoria e mitigação de risco pode ser registrado (SANTANA e MASSARANI 2005).

O DFMEA pode ser aplicado em:

- Um novo projeto com novo conteúdo;
- Um projeto já existente com modificações, que também pode incluir alterações devido a falhas anteriores;
- Um projeto atual sendo usado em um novo ambiente ou uma mudança no ciclo de serviço;
- Para verificar alterações físicas feitas no design original de um produto.

Para executar um DFMEA, existem quatro seções principais do DFMEA (PALADY, 1997 e QUALITY ONE, 2019). Cada seção tem um propósito distinto e um foco diferente. O DFMEA é concluído em seções em diferentes momentos dentro do cronograma do projeto, como mostra a Tabela 1 que será explicada em detalhes na sequência.

Tabela 1 - DFMEA de produto

Design Failure Mode and Effects Analysis (DFMEA)								
Sistema:								
Subsistema:								
Componente:								
ITEM/FUNÇÃO/ REQUERIMENTO	MODO DE FALHA POTENCIAL	EFEITOS DA FALHA	S E V	CAUSAS POTENCIAIS DA FALHA	O C C	CONTROLE DE PROJETO (DETECÇÃO)	D E T	R P N

Fonte: SANTANA E MASSARANI, 2005

Na primeira seção, é feita a seleção de um item a ser analisado com um de seus modos de falhas, verificando o efeito no sistema e por fim classificando o impacto no produto (QUALITY-ONE, 2019).

4.2.2.Item / Função

A coluna Item / Função permite ao desenvolvedor a descrição do item que está sendo analisado. O item pode ser um sistema completo, subsistema ou componente. A função é o "Verbo - substantivo" que descreve o que o item faz.

4.2.3.Modos de Falha

Modos de falha são requisitos não atendidos. Existem 5 tipos de modos de falha:

- Falha total, parada completa do equipamento/serviço;
- Falha parcial, não ocorre parada, porém perde-se o cumprimento total das funções principais;
- Falha intermitente, ocorre esporadicamente sem perda de funções principais;
- Falha degradada, funções principais deterioram-se com o tempo,
- Falha não intencional.

4.2.4.Efeitos da Falha

Os efeitos de uma falha dos vários itens são listados nesta coluna. Muitos efeitos podem se tornar possíveis para qualquer modo de falha. Todos os efeitos devem aparecer na mesma célula ou agrupados ao lado do modo de falha correspondente.

4.2.5.Severidade (SEV)

A severidade de cada efeito é selecionada com base no impacto ou perigo que é oferecido pelo item. A classificação de severidade geralmente é de 1 a 10, em que:

- 1: Sem efeito perceptível;
- 2-4: Aborrecimento ou chiado e chocalho; defeitos visuais que não afetam a função;

- 5-6: Degradação ou perda de uma função secundária do item estudado;
- 7-8: Degradação ou perda da função primária do item estudado;
- 9-10: Implicações regulatórias e / ou de segurança;

A maior severidade é escolhida dentre os muitos efeitos potenciais e colocada na respectiva coluna. Ações podem ser identificadas para alterar a direção do projeto em qualquer modo de falha com um efeito de falha classificada como 9 ou 10, pois são os aspectos que ao serem identificados trazem os piores cenários, uma vez que risco a vida ou a não aprovação por órgão reguladores.

Na segunda seção, são feitas considerações para cada modo de falha sendo investigadas as suas causas, considerando ainda os efeitos encontrados (QUALITY-ONE, 2019).

4.2.6.Causas Potenciais

As causas são definidas para o modo de falha, devem ser determinadas em um nível físico do componente, assim sendo, podem estar relacionadas propriedades do material (resistência inadequada, lubricidade, viscosidade, etc.), geometria do material (posição inadequada, planicidade, paralelismo, etc.), tolerâncias ou empilhamento, interfaces com componentes de acoplamento, fixação física, folga, transferências de energia (vibração de calor, cargas de pico, etc.), fluxo ou troca de material (gás, líquido), trocas de dados (sinais, comandos, tempo, etc.).

4.2.7.Ocorrência (OCC)

O ranking de ocorrência é uma estimativa baseada em dados conhecidos ou falta de dados, o qual se refere as causas apontadas, que seguem a lógica:

- 1: Causas Preventivas, devido ao uso de um padrão de design conhecido;
- 2: Design idêntico ou semelhante sem histórico de falha;
- 3-4: Falhas isoladas;
- 5-6: Ocorreram falhas ocasionais no campo ou em testes de desenvolvimento / verificação;
- 7-9: Novo design sem histórico (baseado em uma tecnologia atual);
- 10: Novo design sem experiência com tecnologia.

A terceira seção considera que a partir das causas encontradas para o modo de falha decisões podem ser tomadas para evita-las (QUALITY-ONE, 2019).

4.2.8. Controle de Projeto - Detecção

São atividades realizadas para verificar a segurança e o desempenho do projeto. São colocadas na coluna Controle de Projeto (Detecção). Os testes e avaliações destinados a provar que o projeto é adequado estão alinhados às causas e modos de falha identificados com os maiores riscos. Testes específicos devem ser identificados quando os riscos estiverem na faixa de severidade mais alta (9-10) ou nas combinações de alta criticidade.

4.2.9. Detecção (DET)

Os rankings de detecção são atribuídos a cada teste com base no tipo de técnica de teste/avaliação em relação ao tempo que é realizado. É ideal realizar testes (em itens de alto risco) tão cedo quanto possível no processo de design. O menor dos rankings de detecção é então colocado na coluna de detecção.

Rankings típicos de detecção podem ser encontrados abaixo:

- 1: Falha evitada através da solução de design, soluções padrão, materiais padrão, etc.;
- 2: Uso de Engenharia Assistida por Computador, (CAE, *computer aided engineering*) altamente correlacionada com perfis de usuários do mundo real;
- 3: Teste de falha com a medição da degradação;
- 4: Teste para falha, confiabilidade, desgaste, etc.;
- 5: Teste de tempo vida e teste de validação de desempenho;
- 6: Teste para falha com medição da degradação;
- 7: Teste de validação para a falha;
- 8: Verificação de critérios de aceitação;
- 9: Uso de CAE, mas ainda não correlacionado com perfis de estresse do mundo real;

- 10: Não é possível avaliar, nenhum teste disponível ou testes atuais não excitam o modo de causa/falha.

Ações podem ser necessárias para melhorar a capacidade de teste. A melhoria do teste abordará a fraqueza da estratégia de teste. As ações são colocadas na coluna Ações recomendadas.

A quarta seção, uma estimativa quantitativa (em números) ou uma descrição qualitativa dos riscos, simplifica a aplicação do conceito, viabilizando a avaliação do risco em procedimentos de validação de processos e qualificação de elementos (QUALITY-ONE, 2019).

4.2.10. Número de Prioridade de Risco (RPN)

O número de prioridade de risco (RPN) é o produto dos três rankings previamente selecionados, Severidade * Ocorrência * Detecção. Os limites de RPN não devem ser usados para determinar a necessidade de ação.

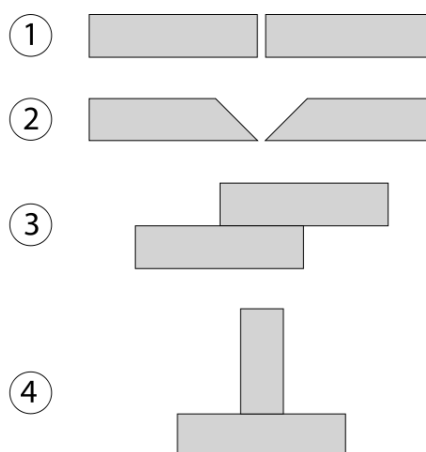
4.3. SOLDAGEM

A soldagem é um processo de fabricação que une materiais, geralmente metais ou termoplásticos, usando calor para fundir as partes e permitir que elas resfriem causando a coalescência dos materiais envolvidos. Além de fundir o metal base, um material de preenchimento, chamado de eletrodo é normalmente adicionado para formar a poça de fusão (material fundido) que ao resfriar forma uma junta, que possui maior resistência mecânica que o material de base (metal original). A fusão dos materiais é realizada pelo fornecimento de energia de uma fonte de energia (WEINER et al. 2010), incluindo uma chama de gás (química), um arco elétrico, um laser, um feixe de elétrons, fricção e ultrassom.

Um dos processos de soldagem muito utilizado atualmente pela indústria é o MIG-MAG (metal inert gas, MIG, metal active gas, MAG) em tradução livre metal inerte gás, MIG, metal ativo gás, MAG (WEINER et al. 2010). O processo é versátil e pode ser semiautomático ou automático que utiliza alimentação contínua de fio como eletrodo e mistura de gás inerte ou semi-inerte para proteger a solda de contaminação.

Quando peças são unidas por soldagem podem ser geometricamente preparadas de muitas maneiras diferentes, como mostra a Figura 6. Os cinco tipos básicos de juntas de solda são a junta de topo (1), a junta chanfrada (2), a junta de recobrimento (3), a junta de extremidade e a junta em T (4), Figura 6. Outras variações também existem - por exemplo, as juntas de preparação em V duplo são caracterizadas por duas peças de material, cada uma afinando-se para um único ponto central. As juntas de preparação de U simples e duplo U também são bastante comuns - em vez de ter bordas retas como as juntas de preparação V-simples e V-duplo, elas são curvas, formando a forma de juntas em U (BEZERRA, 2006).

Figura 6 - Tipos comuns de juntas soldadas (1) de topo, (2) chanfrada, (3) de recobrimento, (4) em "T"



Fonte: BARBAN, 2014

4.3.1. Simulação Numérica Computacional de Projetos Mecânicos

A realização da análise mecânica na fase de projeto pode ajudar a levar ao mercado um produto que atenda de forma satisfatória em relação aos critérios de resistência/leveza/custo em menos tempo. A Análise de tensão via simulação numérica em software CAE é útil (AUTODESK, 2018) para:

- Determinar se a peça é suficientemente forte para resistir às cargas previstas sem se romperem nem se deformarem de uma forma inadequada.

- Obter um melhor entendimento do projeto em uma fase inicial, quando o custo para reprojeter é pequeno.
- Determinar se a peça pode ser reprojeta de maneira mais rentável e funcionar satisfatoriamente quando submetida ao uso esperado.

Quando uma solda, ou grupo de soldas, estiver sujeita a cargas de flexão ou torção, a solda não será uniformemente carregada. Para determinar a tensão na solda, assume-se um comprimento que esta terá e a distribuição de tensão resultante deve ser calculada. Uma abordagem iterativa pode ser usada para otimizar o tamanho da solda.

Uma abordagem mais simples é tratar a solda como uma linha, neste caso, fórmulas de projeto padrão podem ser usadas para determinar flexão, cisalhamento vertical, torção, etc. Essas fórmulas normalmente resultam em tensões unitárias (NORTON, 2004).

Desta forma, um método simples de simulação é usado para determinar a quantidade correta de solda necessária para fornecer a resistência adequada da carga de flexão ou de torção. Neste método, a solda é tratada como uma linha, não tendo área, mas tendo um comprimento definido e seção transversal (AUTODESK, 2019). Este método oferece as seguintes vantagens:

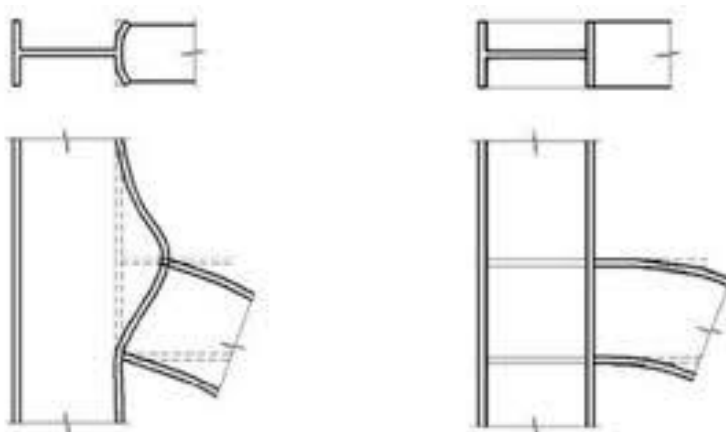
- Não é necessário considerar as áreas da garganta.
- As propriedades da solda são facilmente encontradas em uma tabela.
- As forças são consideradas por unidade de comprimento de solda, em vez de convertidas em tensões.
- Os valores reais das soldas são dados como a força por unidade de comprimento da solda.

4.4.LIGAÇÃO VIGA PILAR

A ligação soldada no reboque Gooseneck entre as vigas que constituem as longarinas com a coluna ou pilar do pescoço forma uma seção de grande interesse neste trabalho. As reações de uma estrutura às ações solicitantes são muito afetadas pela rigidez das ligações, ou seja, pela sua capacidade de impedir a rotação relativa local das peças ligadas. Por esta razão, no modelo para a análise estrutural, deve-se

indicar corretamente o grau de rigidez de cada ligação soldada. As ligações deverão estar convenientemente concebidas e dimensionadas, sob pena da estrutura não se comportar, em termos de deslocamento e rotações, conforme desejado. Dessa forma as ligações deverão ser projetadas conforme as hipóteses feitas para os nós das barras na análise estrutural (PFEIL e PFEIL, 2008). Nos locais onde foram previstas ligações rígidas, deverão ser previstos detalhes que efetivamente impeçam a rotação relativa das parte Figura 7. A esquerda é mostrada uma ligação semirrígida, onde o momento fletor da viga é transmitido somente para a aba do pilar, distorcendo-o. A direita, a ligação é rígida e o momento é transferido tanto para aba como para alma da do pilar, uma vez que o momento de inercia do pilar é maior, a viga é quem distorce.

Figura 7 - Deformação em ligações de viga pilar



Fonte: MARCON e ZACARIAS 2012

Em relação a rigidez de cada ligação estrutural, esta deve ser consistente com a rigidez oferecida pela aquela ligação. Em geral, as ligações são modeladas como perfeitamente rígidas ou como rótulas, podendo ter uma rigidez intermediária entre esses dois extremos. Conhecendo-se os esforços na ligação, momento e cisalhamento transversal (PFEIL e PFEIL, 2008), pode ser adotado um modelo realista para determinar a distribuição de forças nos elementos da ligação.

O critério para as ligações podem ser classificadas, em relação a sua rigidez à rotação, como ligação rígida a qual tem rigidez suficiente para manter praticamente constante o ângulo entre as peças com rotação relativa quase nula, ou como ligação flexível que permite a rotação relativa entre as peças com um comportamento próximo

ao de uma rótula, transmitindo um pequeno momento fletor. Ainda, como ligação semirrígida que possui comportamento intermediário (PFEIL e PFEIL, 2008).

Considerando os detalhes usuais de ligações flexíveis entre viga e pilar. A principal característica dessas ligações é que elas transmitem um momento tão pequeno que pode ser desprezado no projeto (consideradas rótulas).

4.5.TENSÃO DE VON MISES

Quando um corpo num estado inicial de equilíbrio - estado não-deformado- e é submetido a uma força externa, o corpo deforma-se correspondentemente até atingir um novo estado de equilíbrio mecânico ou estado deformado. Tal efeito gera forças internas no corpo como resultado das forças aplicadas. As relações entre forças externas que caracterizam o que é chamado de tensão e a deformação do corpo, são conhecidas como relações Tensão-Deformação. Essas relações representam as propriedades do material que compõe o corpo e também são conhecidas como equações constitutivas.

Acima de uma certa tensão, os materiais começam a se deformar plasticamente, ou seja, ocorrem deformações permanentes. O ponto no qual estas deformações permanentes começam a se tornar significativas é chamado de limite de escoamento (CALLISTER, 2007).

Baseando-se em hipóteses plausíveis sobre o fenômeno responsável pelo escoamento e ruptura, alguns critérios podem expressar matematicamente relacionamento entre componentes de tensões e a resistência ou parâmetros de resistência do material.

O critério de falha de von Mises (também conhecido como o critério de máxima energia de distorção) sugere que a falha de um material dúctil começa quando este atinge um valor crítico (ENGINEERSEDGE, 2019).

4.6.PERFIS LAMINADOS

Como será visto neste trabalho optou-se pela utilização de perfis laminados a quente para a confecção da estrutura principal do reboque, o *ladder frame*. Para tanto,

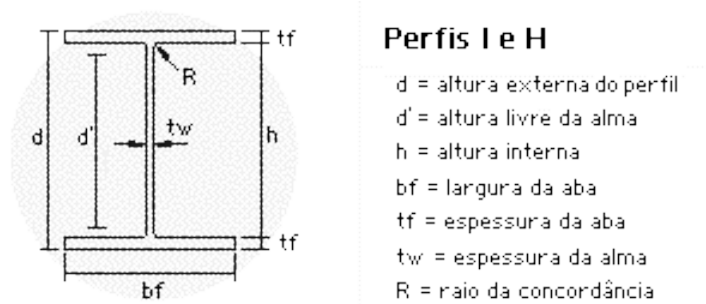
um entendimento sucinto sobre estes perfis auxiliará na melhor compreensão das propostas implementadas.

Perfis laminados (Figura 8) fabricados a quente são os mais econômicos para utilização de estruturas metálicas, pois dispensam a fabricação “artesanal” dos perfis soldados ou dos perfis formados a frio, justamente conforme foi requerido pelo cliente (GERDAU, 2019).

Por se tratar de um perfil fabricado diretamente na siderúrgica, há dimensões padronizadas e o projetista fica restrito a essas dimensões. Os perfis laminados fabricados no Brasil dividem-se em duas séries: W e HP. A designação dos perfis é (GERDAU, 2019):

A série seguida da altura e da massa por unidade de comprimento. Por exemplo: W 310 x 44,5, por exemplo para o primeiro perfil citado tem 310 de altura externa (d) e massa de 44,4 kg por unidade de comprimento em metros, o HP 250 x 62 tem como medida d de 250 com 62 kg a cada metro. As designações de medidas são apresentadas na Figura 8.

Figura 8 - Especificações de perfis I e H (W)



Perfis I e H

- d = altura externa do perfil
- d' = altura livre da alma
- h = altura interna
- bf = largura da aba
- tf = espessura da aba
- tw = espessura da alma
- R = raio da concordância

Fonte: GERDAU, 2019

O aço geralmente utilizado na fabricação desses perfis é o ASTM A 572 Gr 50, os valores da resistência ao escoamento (f_y) e da resistência à ruptura (f_u) de $f_y = 345$ MPa e $f_u = 450$ MPa (GERDAU, 2019).

5. METODOLOGIA

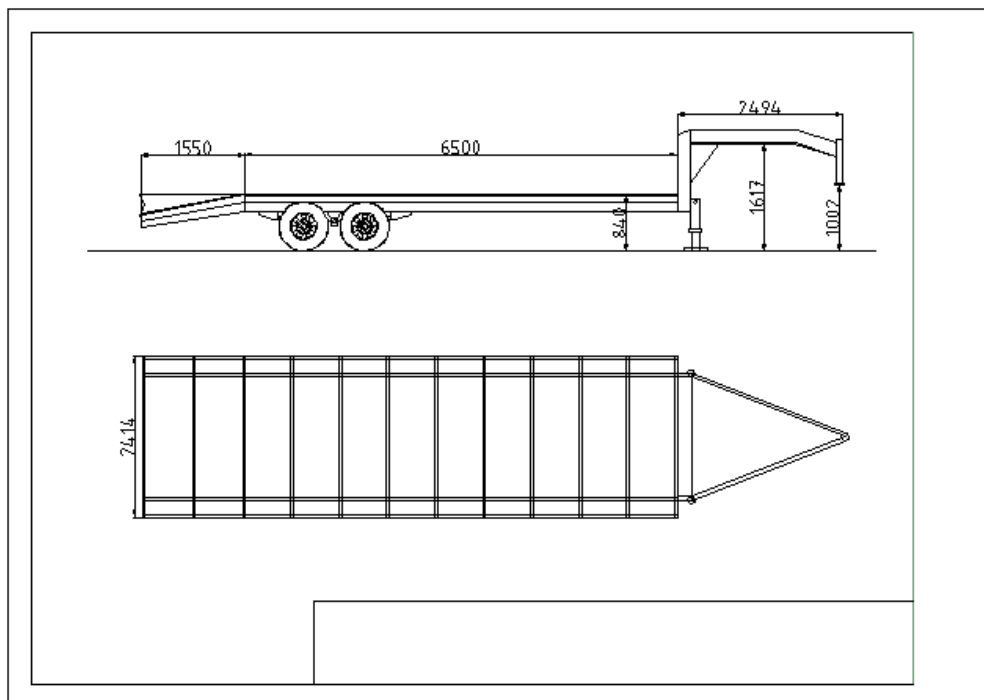
Para verificar as possibilidades exploráveis deste projeto, inicialmente realizou-se uma reunião entre o autor e o cliente, gerando as expectativas do plano a ser gerido e definidas as proposições a serem atendidas. Deu-se continuidade com a inserção da fase de cálculos da estrutura. Para tal dois caminhos foram seguidos, o primeiro foi via cálculos analíticos das cargas e das soldas, o segundo tem como instrumento de cálculo a análise numérica via o software comercial Autodesk Inventor em sua versão acadêmica. Para a gestão das soldas a se tomar mais cuidados, utilizou-se a ferramenta de análise de falhas o DFMEA, a qual serviu de guia para a concentração de esforços no desenvolvimento do projeto.

Após reunião com o cliente, a Guará Reboques, e definidas as diretrizes do projeto tendo o seguinte escopo:

- A solução deve de ser baseada nos modelos norte-americanos, já consolidados;
- A capacidade total de carga ou peso bruto total, PBT, deve se aproximar de 5200 kg;
- O veículo terá como propósito o reboque de veículos como caminhonetes;
- Comprimento para a carga de 6500 mm;
- Um assoalho de madeira com tabuas de 2 polegadas (50,8 mm);
- O engate deve se ser necessariamente do tipo Gooseneck;
- Dois eixos, do tipo barra de torção de elementos com elastómero;
- Uma rampa de acesso traseira de 1500 mm, para facilitar o acesso de veículos;
- Uma solução simples deve de ser apresentada.

Após uma extensa pesquisa, foi sugerido que o projeto deveria ser fabricado com vigas “I” com perfis estruturados laminados a quente, pois já existem no mercado algumas medidas padronizadas, para este caso, o cliente aprovou a ideia e iniciou-se a fase de cálculos. O modelo aprovado pelo cliente é o da Figura 9 a seguir.

Figura 9 - Modelo conceitual de reboque Gooseneck



Fonte: Autoria própria (2019).

Este modelo trata-se de uma concepção visual do reboque, não sendo o modelo final, que simplesmente foi criado para que o cliente o aprovasse ou, caso contrário, sugerisse melhorias.

5.1.SIMULAÇÃO ESTRUTURA

A análise de tensão pode ajudar a encontrar as melhores alternativas de projeto. No início do desenvolvimento do projeto, é possível certificar-se de que o mesmo é executado de forma satisfatória no uso esperado, sem quebras ou deformações (AUTODESK, 2019).

O fluxo de trabalho deste projeto segue o processo típico da análise de tensão que geral pode ser descrito por:

- Definidas as expectativas, foi estimado o comportamento físico utilizando um modelo conceitual, o qual foi exposto na seção anterior

- Pré-processamento, definido material e as condições do limite (cargas e restrições) e especificando as condições do contato e preferências da malha.
- Execução das simulações, resolvendo o modelo matemático e gerando a solução. A peça foi dividida em elementos menores para a obtenção dos resultados.
- Pós-processamento, quando foram exibidos e avaliados os resultados.
- Revisão de resultados: o pós-processamento conferiu um estudo dos resultados da solução e a fase de entradas de melhorias do processo.

O cálculo de soldagem do pescoço no projeto da conexão das longarinas com o pescoço pode influir significativamente no custo e resistência da estrutura com limitações construtivas.

As longarinas serão conexões soldadas devem ser mais rígidas. São mais simples de serem executadas com custo de fabricação menor, pois não há furações (KUMAR, 2018). Por outro lado, a desmontagem é mais difícil e o controle de qualidade na fabricação torna-se mais complicado de ser aplicado.

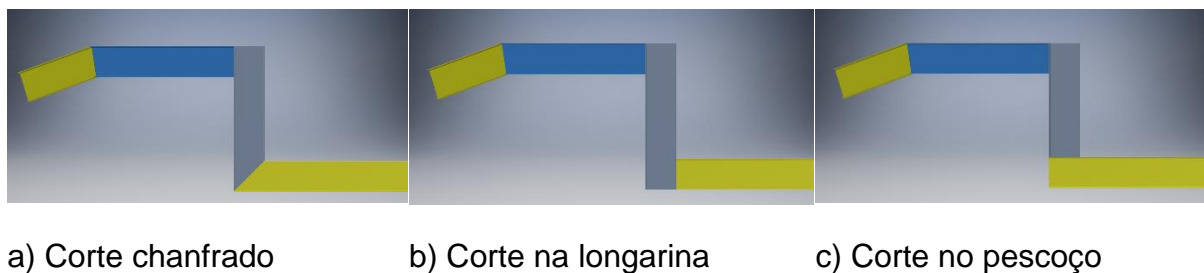
De acordo com os resultados indicados pelo DFMEA as soldas do pescoço são de grande interesse neste trabalho pois oferecem maiores fatores de 140. Foram testadas configurações de soldagem para as ligações entre os elementos do pescoço e deste com as longarinas com os perfis citados na Tabela 2 as dimensões deste as com as ligações indicadas na Figura 10.

Tabela 2 - Perfis utilizados para as simulações

Perfil	Massa (kg/m)	d (mm)	b _f (mm)	tf (mm)	tw (mm)
W250x17,9	17,9	251	101	4,8	5,3
W310x21	21	303	101	5,1	5,7

Fonte: Autoria própria (2019).

Figura 10 - Tipos de ligação viga pilar para as longarinas e os pilares do pescoço

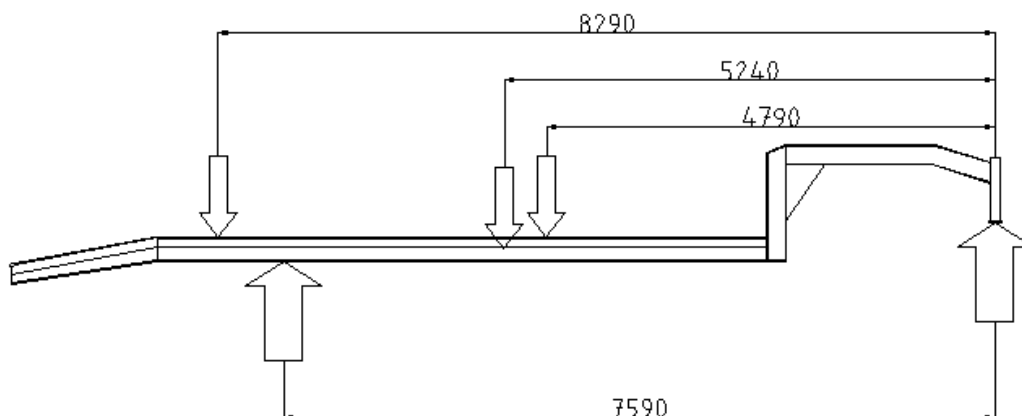


Fonte: Autoria própria (2019).

5.2.CÁLCULOS DAS FORÇAS NA ESTRUTURA

A seguir é apresentado o modelo esquemático do reboque e com o modelo aprovado pelo cliente, esse serviu de base para os cálculos de forças e momentos. Nele é possível visualizar algumas dimensões. Como pode ser visualizados na Figura 11.

Figura 11 - Modelo esquemático do reboque



Fonte: Autoria própria (2019).

Para o cálculos da forças e momento foram feitas algumas simplificações e ponderações para encontrar os carregamentos para as simulações:

- Os dois eixos foram simplificados por uma única reação no seu ponto médio, pois caso se utilizasse de dois eixos seria necessário conhecer algum outro parâmetro de equilíbrio, como, por exemplo o deslocamento,

ou ainda estipular que não haveria deslocamento, o que sabe que não condiz com a realidade.

- O assoalho (~ 340kg) e o próprio peso (~850 kg, simulação posterior) seria transferidos para a estrutura em seu centro de massa.

Uma vez que o reboque irá transportar caminhonetes e estas tem massa próximo a 3000kg, admitiu-se que a cada um dos pontos de contato com o reboque 70% no eixo dianteiro e 30% de seu peso seria transferido pelo eixo traseiro.

- O peso dos eixos não tem influência na reação a qual os substitui, uma vez que não aplicam forças verticais devido a seu peso no chassi.

Inicialmente, procurou-se encontrar a distância ideal para o centro da instalação dos eixos do reboque, para tanto, encontrou-se no manual do fabricante do veículo trator a capacidade de carga de 700 kg (Chevrolet, 2018). Partindo-se deste valor e conhecendo a massa do assoalho, do reboque e do veículo transportado pelas equações 1 e equação 2, a distância obtida e indicada na Figura 11. Ainda as estimativas das cargas se procederam por equações de equilíbrio mecânico.

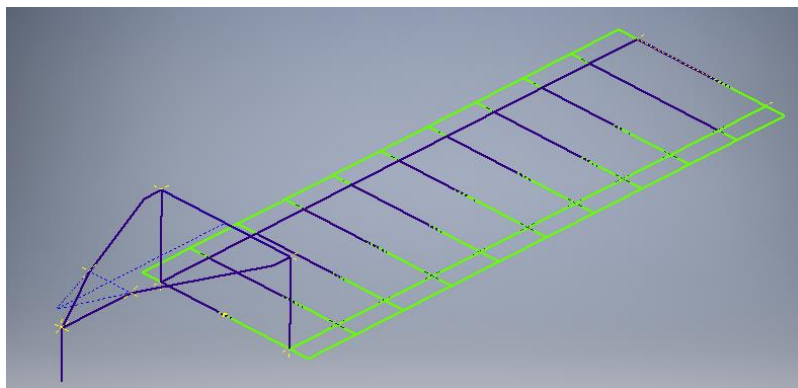
$$\sum F_y = 0 \quad \text{Equação 1}$$

$$\sum M_z = 0 \quad \text{Equação 2}$$

5.3.MODELAGEM DO REBOQUE NO AUTODESK INVENTOR

No Software de modelagem e simulações o Autodesk Inventor foram geradas as estruturas de montagens e soldagem usando um gerador de estruturas. Para tal tarefa é preciso uma peça de esqueleto na qual possam ser inseridos os membros da estrutura. Ou seja, inicialmente cria-se um modelo para usá-lo como esqueleto da estrutura e insere-se em um arquivo de montagem. O esqueleto criado pode ser visto na Figura 12.

Figura 12 - Esboço para a simulação de estrutura no Autodesk Inventor

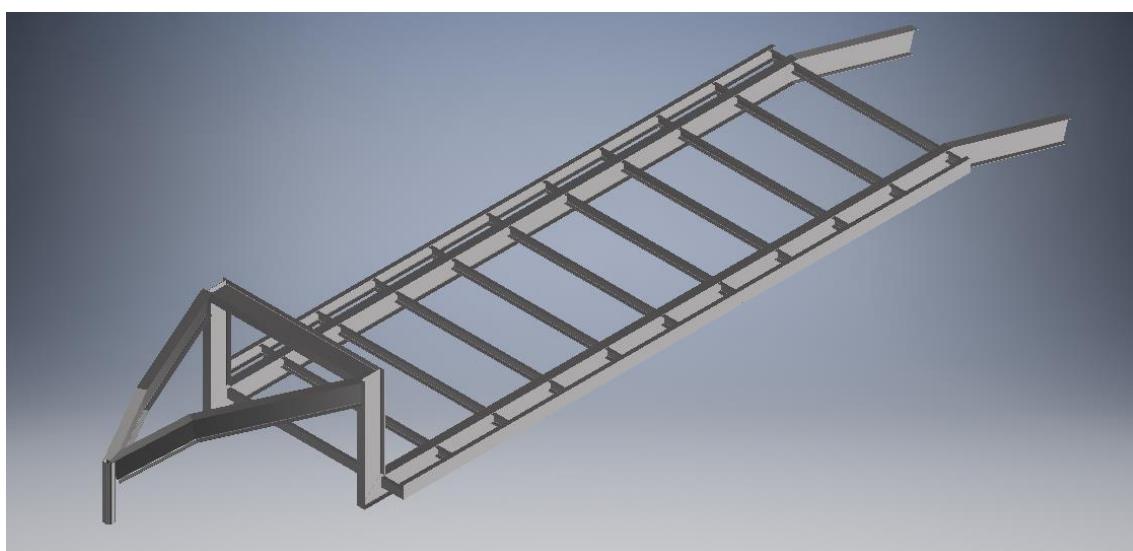


Fonte: Autoria própria (2019).

Com a montagem da estrutura concluída, cada membro da mesma está sobre uma linha correspondente na peça do esqueleto de referência.

Depois de inseridos os membros estruturais, foram adicionados os tratamentos das extremidades. Estas especificam os chanfros e os cortes empregados para uni-los. Para um membro de estrutura reta com chanfro em cada extremidade, como uma viga em ângulo entre dois cantos internos opostos, o comprimento correto da estrutura foi calculado automaticamente.

Figura 13 - Estrutura utilizada nas simulações



Fonte: Autoria própria (2019).

Foi gerada uma análise da estrutura mostrada na Figura 13, que permitiu compreender sua integridade, as relações de tensão e deformações quando submetida a cargas e restrições, determinando os critérios de interesse, pois é possível executar simulações e visualizar o comportamento em relação às condições das formas definidas. Desta forma é possível identificar questões de performance e gerar entendimento de melhores alternativas para o projeto.

Dois perfis laminados foram usados:

- W 250 x 17,9 cuja altura total é de 251 mm e massa linear de 17,9 kg por metro;
- W 310 x 21 cuja altura total é de 303 mm e massa linear de 21 kg por metro, apesar da altura ser de 303, este trabalho usará o termo de W310 x 21

A razão para a escolha deste dois perfis se deu devido a que ambos dentro de sua altura são os que possuem menor massa linear, que levará ao menor peso bruto total do reboque. Havia ainda um desejo expressado pelo cliente de se assumir o uso de perfis de 12 polegadas, por ser uma medida próxima a projetos norte-americanos. Porém em tal mercado, a espessura da alma t_w é de 1/8 de polegada (~3,2 mm) a 3/16" (~4,75 mm) sendo o perfil preterido 5,7 mm. Devido à grande robustez do W 310 x 21, verificou-se ainda para o projeto o W 250 x 17,9, que apesar de não possuir exatamente 12", tem medidas aceitáveis, preservando uma altura compatível, com 5,3 mm de espessura da alma, e também peso linear menor.

5.3.1.Cargas

Tendo o modelo base, após modelagem no software a massa do reboque foi conferida por meio de inspeção de propriedades dos perfis por cálculo automático, pois há uma biblioteca interna que oferece tais informações. Com a massa do reboque a massa dos eixos montados e de uma estimativa da massa do assoalho, esses valores foram subtraídos do PBT (peso bruto total) do projeto.

Os carregamentos foram inseridos de forma a simular um veículo caminhonete sobre o reboque, sendo quatro pontos de contato, como mostra a Figura 14, porém como as simulações foram realizadas sem o assoalho, cada um dos contatos foi dividido para duas travessas.

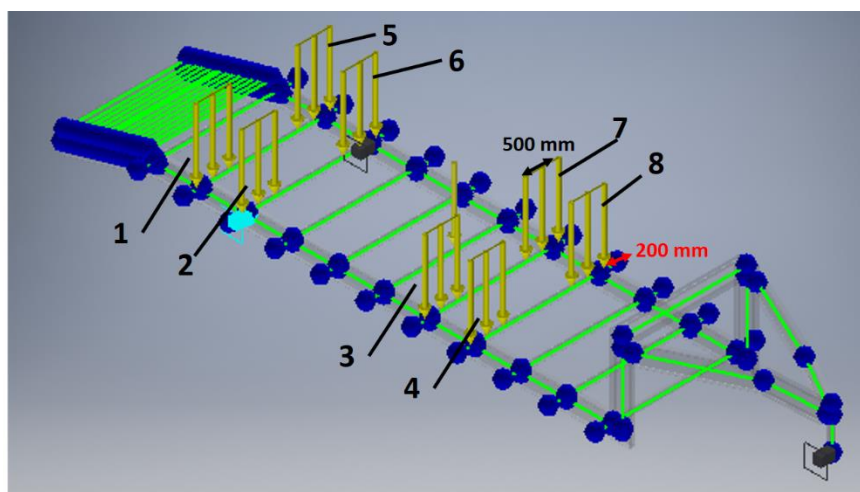
Figura 14 - Reboque carregado com a caminhonete



Fonte: (STRIKE BRASIL, 2019)

Na Figura 15 são apresentados os carregamentos, Q_z , e sua distribuição aplicadas a estrutura, são ainda indicados os pontos considerados como fixos para a simulação, representado os eixos e o engate. As magnitudes são de 7.5 KN/m, ponto de aplicação (deslocamento) e comprimento. Um deslocamento de 200 mm (destaque em vermelho) foi criado em cada uma das cargas nas travessa a fim de demonstrar as zonas onde será afetada a estrutura pela carga real. São oito carregamento inseridos, pois como a simulação foi realizada sem o assoalho o peso de cada um dos pneus foi dividido entre duas travessas.

Figura 15 - Indicação das cargas aplicadas



Fonte: Autoria própria (2019).

5.4.DFMEA

Com o intuito de realizar uma gestão mais aprimorada dos pontos mais críticos do projeto fez-se uso do DFMEA. A análise avaliou em relação as longarinas e as travessas preocupou-se principalmente no correto dimensionamento dos seguintes componentes:

- Espessuras da alma da longarina que em caso de flambagem devido a subdimensionamento que provoca deformação estrutural. Além disso uma possível sobrecarga também gera o mesmo problema. Cargas verticais são grandes promotoras deste fenômeno. Uma vez que vez que, por simulação computacional, consegue-se mitigar a chance destas falhas ocorrerem, obteve-se um RPN baixo.
- Selamento das longarinas e travessas, pois a estrutura principal é constituída por uma viga que, ao longo da sua envergadura, necessita de ter a capacidade de resistir tanto a momentos fletores como torsores, como também a cargas pontuais. Novamente por CAE pode-se mitigar a falha ainda na fase inicial de projeto.
- Uma viga I com alma delgada pode falhar por flambagem na alma devido à compressão diagonal quando o cisalhamento atinge determinado valor. Em vigas I este tipo de flambagem ocorre quando a tensão de

cisalhamento atinge um valor igual à carga unitária suportada por uma seção vertical da viga.

Das soldas foram consideradas:

- A resistência de uma viga submetida a momentos em suas extremidades opostas é determinada pelo momento fletor máximo que esta pode resistir. Vigas de materiais dúcteis (aço estrutural) normalmente não fraturam sob carregamento estático, mas sim falham por deflexão excessiva. O momento fletor máximo é aquele que causa escoamento plástico através da seção (PFEIL, 2008).
- As operação de soldagem no pescoço trata de componentes que transmitem momentos entre uma viga e pilar. Sendo as ligações entre esses componentes rígidas impedindo a rotação relativa entre a viga e o pilar, esta são calculadas para transmitir o momento fletor e o esforço cortante da junta. Quando em compressão a alma do pilar pode sofrer flambagem local ou de escoamento. Devido à força da mesa tracionada da viga, a mesa do pilar pode apresentar excessiva deformação.

5.5.SIMULAÇÃO SOLDA

O procedimento de cálculo do Autodesk Inventor para verificações da resistência das juntas é feito por comparação direta da tensão normal, de corte ou reduzida, calculada com a tensão. Conhecendo o tipo da junta soldada, o projeto e a carga (isto é, com relação à tensão atuante), a verificação da resistência pode ser medida de acordo com as seguintes fórmulas (AUTODESK, 2018):

$$\sigma \leq \sigma_{adm}$$

$$\tau \leq \tau_{adm}$$

Onde:

σ = tensão normal sobre os elementos [MPa];

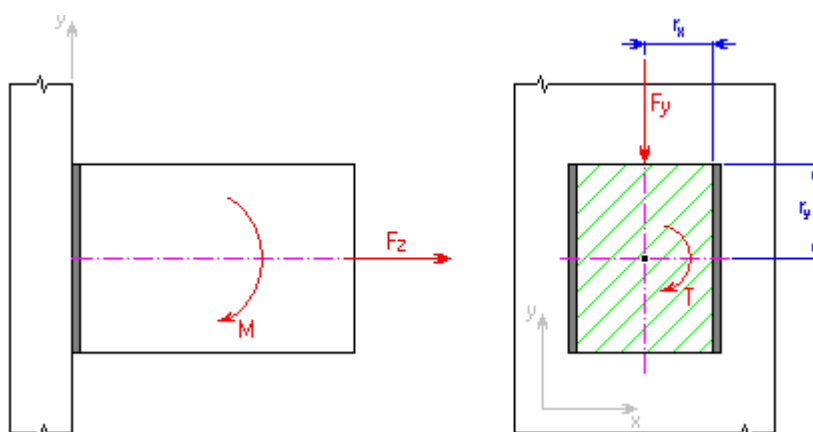
σ_{adm} = tensão normal admissível [MPa];

τ = tensão de cisalhamento por torção sobre os elementos [MPa];

T_{adm} = tensão de cisalhamento admissível [MPa].

A intensidade da tensão suportada de acordo com as cargas aplicada e, em consequência, a segurança mínima necessária da junta, depende do tipo de tensão atuante. Nas considerações para o cálculo das soldas com a utilização da calculadora de solda do programa, são colhidas as informações das simulações (momentos, forças normais e de flexão), como referência pode tais esforços na Figura 16, os quais serviram de base para os resultados obtidos.

Figura 16 - Esforços considerados (momentos, forças normais e de flexão)



Fonte: AUTODESK, 2018

A espessura do flange pode ser ignorada nos cálculos de vigas conectadas com soldas. Nesta relação entre a espessura da flange e a viga, a primeira é pequena e, por esse motivo, para o cálculo o suficientemente é resumido se a espessura for ignorada.

Assim solda de topo carregada com momento de vergadura, utiliza o método de os carregamentos e momentos para calcular a espessura da solda. Neste projeto os resultados das simulações são coletados e alimentam a calculadora de solda para determinar as valores desejados.

O cálculo da tensão é feito por:

$$\sigma_M = \frac{u \cdot M}{W}$$

Equação 3

Onde:

σ_u tensão normal sobre a junta soldada;

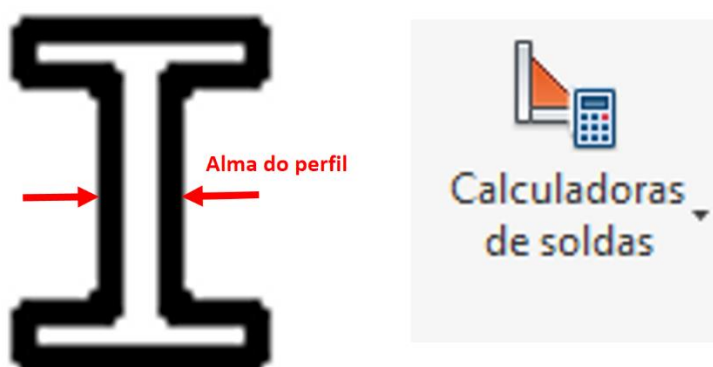
u constante- para cálculo em unidades métricas $u = 1000$ (retirado de uma tabela de recomendação a Autodesk, quando utilizados para soldas de topo)

M momento de dobra [Nm]

W módulo da seção da área de garganta da solda [mm³]

O formato da junta soldada estipulada por este trabalho, uma vez que o perfil é soldado no dois lados o contorno mostra o cordão da solda, indicada na Figura 17, ainda na mesma figura é apresentado o ícone da calculador de soldas.

Figura 17 - Contorno de solda no perfil considerado (esquerda), ícone da Calculador de Soldas do Autodesk Inventor (direita)



Fonte: Adaptado de AUTODESK, 2018

Por ser considerada a linha de solda, área de garganta da solda em ângulo, a [mm²], é verificado a partir das geometrias do cordão, tendo o modulo de seção para a garganta calculado pela equação 4.

$$W = a \left(\frac{H^3}{6} + B \cdot H^2 \right) \quad \text{Equação 4}$$

Onde:

a = altura da solda em ângulo [mm, pol]

B = largura do grupo de solda [mm, pol]

H = altura do grupo de solda [mm, pol]

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados das simulações e cálculos obtidos via o software Autodesk Inventor, Inicialmente será mostrado o resultados do DFMEA os quais serviram de base para os objetivos das simulações de soldas. A solda do pescoço foi assim analisada devido ao fato de apresentar maior número de dúvidas do cliente e ainda por se tratar de um projeto com poucas referências no Brasil.

Para os cálculos da distância entre eixo e ponto de acoplamento, com a esta medida indicada na Figura 11 o resultando nas reações para as cargas foram os valores:

$$R_{eixos} = 32060 \text{ N}$$

$$R_{pescoço} = 6940$$

6.1.DFMEA

Para o DFMEA, os índices encontrados para cada uma das classificações de severidade, ocorrência e detecção, se justificam devido a:

Tabela 3 - DFMEA para o reboque Gooseneck

DFMEA - PROJETO DE REBOQUE GOOSENECK GUARA REBOQUES

ITEM / FUNÇÃO / REQUERIMENTO	MODO DE FALHA POTENCIAL	EFEITOS DA FALHA	S E V	CAUSAS POTENCIAIS DA FALHA	O C C	CONTROLE DE PROJETO (DETECÇÃO)	D E T	R P N
Longarina	Flambagem da alma	Perda da capacidade estrutural	3	Subdimensionamento	3	Simulação estrutural	2	18
			2	Sobrecarga	3	Controle apropriado do projeto	2	12
	Empenamento (selamento)	Deformação estrutural	5	Subdimensionamento	1	Simulação estrutural	2	10
			9	Sobrecarga	1	Controle apropriado do projeto	2	18
Travessas	Empenamento (selamento)	Deformação da estrutura	2	Sobrecarga	3	Simulação estrutural	2	12
	Rompimento	Perda da capacidade estrutural	2	Subdimensionamento	3	Simulação estrutural	2	12
Pilar do pescoço	Rompimento da soldas da coluna	Perda da capacidade estrutural	10	Subdimensionamento	7	Simulação estrutural	2	140

Fonte: Autoria própria (2019).

A flambagem da alma da longarina obteve para da Tabela 3

- Severidade ranking (classificação ordenada de acordo com os critérios determinados) de 3, pois em caso de que o fenômeno venha a acontecer ainda a estrutura de uma forma geral ainda preserva sua geometria.
- Ocorrência rating (notas de classificação) de 3, pois projetos semelhantes podem passar pelo mesmo processo e o subdimensionamento será conferido em testes no ciclo de detecção.
- Detecção de nível 2, simulações computacionais podem com facilidade verificar o defeito ainda nas fases iniciais

Quanto à sobrecarga que pode causar flambagem da alma da viga, praticamente todas as cargas já foram especificas nas diretrizes do projeto, e só há a possibilidade desta ocorrer quando em uso inadequado pelo comprador, mas os devidos avisos já são o suficiente para prevenir o problema.

O Valor de 10 para o RPN encontrado para o rompimento das longarina é basicamente pelo fato de que apenas funções secundarias serão afetadas, e na fase de simulação, pode ser detectada esta falha, sendo corrigida prontamente.

As falhas nas travessas, tanto o seu rompimento quanto o empenamento, obtiveram valores semelhantes (RPN de 12, Tabela 3) e ainda acompanham as mesmas preleções dadas as longarinas, tendo sua detecção facilitada já na fase de simulação.

Em relação às soldas do pescoço obteve-se um RPN de 140 (Tabela 3) para o rompimento destas sendo classificadas por:

- Perda total das funções em caso de verificação deste fenômeno. Logo sua severidade é máxima (10), inclusive com riscos potenciais a vida dos usuários;
- Para a ocorrência, por se tratar de um projeto de poucos dados e pouco usual no mercado brasileiro, obteve-se uma valor de 7 (falta de acesso a informações de projetos já bem sucedidos);
- Quanto à detecção, esta falha pode ser mitigada ou até sanada na fase de cálculos das solda via simulações.

O DFMEA neste trabalho, orientou os objetivos de simulações, apontando justamente para as maiores preocupações do cliente, a fim de executar um projeto seguro e eficiente.

Conforme mostrado Tabela 3, existe uma possibilidade de falha das soldas da coluna, além de empenamento da longarina e é justamente através desta indicação que as simulações se guiaram.

6.2.MASSA DOS MODELOS

A partir das simulações das montagem, pela ferramenta de propriedade da montagem, obteve-se as massa das estruturas dos modelos de acordo com o perfil base, o Autodesk Inventor utilizou a densidade de 7880 kg/m^3 :

- W250x17,9 massas de 833,972 kg
- W310x21 massa de 885,907 kg

Um diferença de ~52 kg ou ~6%, que pode representar em uma maior carga de transporte para o modelo mais leve.

6.3.ANÁLISE ESTRUTURAL DO CHASSI

Os resultados obtidos das simulações estruturais do Autodesk Inventor a partir dos carregamentos já apresentados anteriormente quando discutida a metodologia. Como consequência as forças resultantes, momentos, tensões normais, de cisalhamento e de torção são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 - Resultados das simulações com as cargas da Figura 15.

Nome	Resumo de resultados estáticos				
	W250x17,9		W310x21		
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	
Deslocamento	0,0 mm	7,6 mm	0,0 mm	5,4 mm	
Forças	Fx	-1153,7 N	1153,7 N	-1431,7 N	1046,4 N
	Fy	-5102,1 N	7192,6 N	-7551,1 N	5125,4 N
	Fz	-2256,3 N	5869,5 N	-2040,3 N	5625,1 N
Momentos	Mx	-13480,9 N m	7094,0 N m	-14174 N m	7435,6 N m
	My	-1000,3 N m	4982,9 N m	-3823 N m	917,1 N m
	Mz	-3,9 N m	3,9 N m	-5,3 N m	5,3 N m
Tensões normais	Smax	-0,009 MPa	77,3 MPa	-0,388 MPa	62,4 MPa
	Smin	-75,4 MPa	0,003 MPa	-60,8 MPa	0,093 MPa
	Smax (Mx)	-0,0 MPa	75,4 MPa	0,000 MPa	58,2 MPa
	Smin (Mx)	-75,4 MPa	0,0 MPa	-58,2 MPa	0,0 MPa
	Smax (My)	0,0 MPa	71,2 MPa	0,0 MPa	54,6 MPa
	Smin (My)	-71,2 MPa	0,000 MPa	-54,6 MPa	0,0 MPa
	Saxial	-2,1 MPa	1,0 MPa	-2,0 MPa	0,7 MPa
Tensão de cisalhamento	Tx	-1,5 MPa	1,5 MPa	-1,3 MPa	1,3 MPa
	Ty	-11,3 MPa	11,3 MPa	-11,1 MPa	11,2 MPa
Tensões de torção	T	-1,6 MPa	1,6 MPa	-1,8 MPa	1,8 MPa

Fonte: Autoria própria (2019).

Nesta tabela considerando as forças, nenhum valor apresentado está além dos limites de tensão aceitáveis, de 340 MPa. Destaque apenas que para eixo y, que representa as forças de tração e compressão sobre as travessa.

Ponderando sobre os valores de momentos, na direção do eixo x, tem-se os valores de interesse por serem os maiores. Sobre o eixo z, estes valores são praticamente nulos.

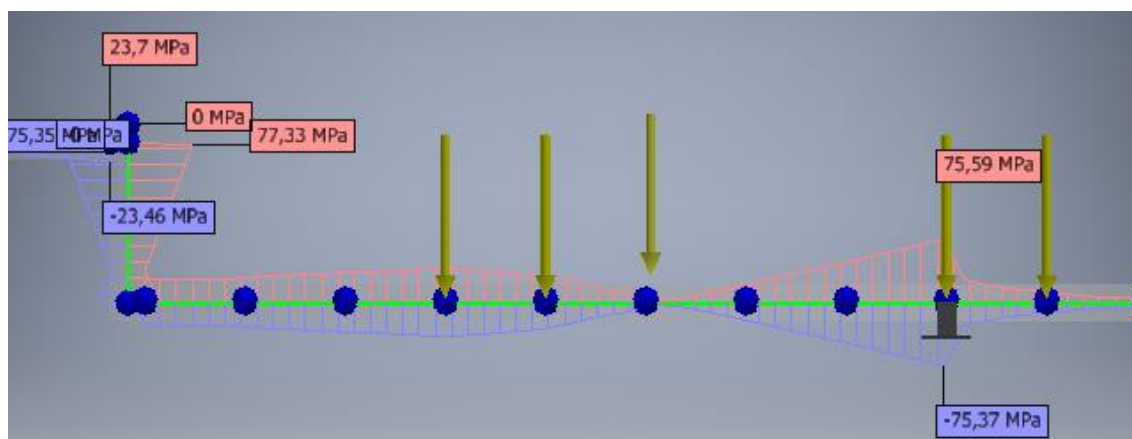
Nas tensões de cisalhamento ao longo do eixo y, decorrem da grande influência das cargas as quais as travessas transferem às longarinas. O valores de torção são relativamente baixos, não merecendo grande atenção. As tensões normais serão discutidas posteriormente.

6.4.CARREGAMENTOS ESTRUTURAIS

Para as tensões máximas e mínimas trazidas da ferramentas de análise estrutural do Autodesk inventor pode-se fazer leitura de valor de momentos e tensões ao longo dos modelos propostos. Nas Figura 18 e Figura 19 são mostrados os diagramas dos carregamentos máximos e mínimos.

- As diferenças entre os valores máximos e mínimos das longarinas praticamente são simétricos uma vez que as travessas estão transferindo suas cargas próximo o seu centro geométrico, indicando que as porções sob tração e compressão não sofreram desbalanceamentos de carga durante a sua vida útil.
- As longarinas para o modelo com os perfis, W250x17,9 apresentando tensões que situaram-se aproximadamente em 75,5 MPa, quando comparado com o limite de escoamento de 340 MPa tem-se um de fator de segurança de aproximadamente 4,7;
- No modelo W310x21, as tensões obtiveram um patamar menor de valor. Devido a maior comprimento da alma do perfil.

Figura 18 – W 250x17,9 tensões máximas em vermelho e mínimas em azul



Fonte: Autoria própria (2019).

Quando comparados os valores de tensões máximas e mínimas, o chassi com o perfil W250 x 17,9 apresenta valores maiores que o W310 x 21, pois o momento de inércia do segundo, que gera menores tensões nos pontos mais extremos do perfil, na Tabela 5 são apresentadas comparações geométricas entre os dois perfis.

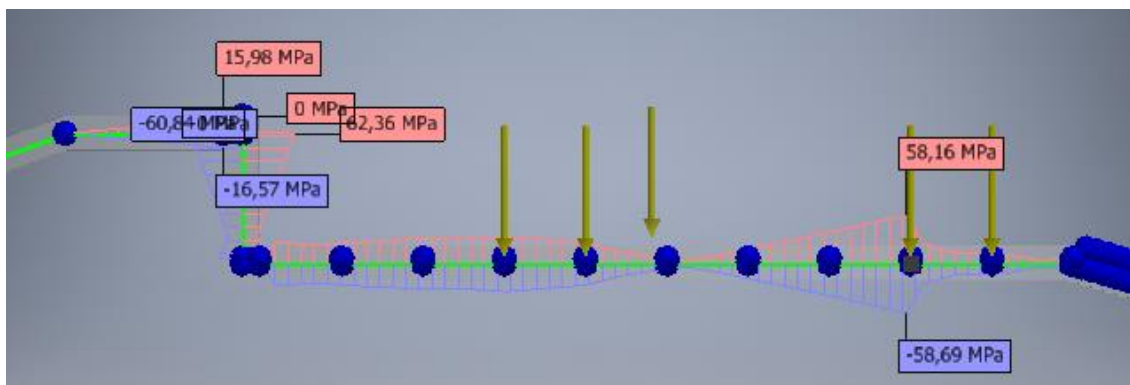
Tabela 5 - Propriedade dos geométricas dos perfis utilizados

Propriedade	W250 x 17,9	W310 x 21
Momento de inércia	22,5 10 ⁶ mm ⁴	37,5 10 ⁶ mm ⁴
Distancia da linha neutra	125 mm	151,5 mm
Tensão máxima	77,33 MPa	62,36 MPa

Fonte: HIBBELER, 2010

O ponto de que apresentou as maiores tensões foi o ponto superior do pilar do pescoço, pois além de ter os carregamentos devido as cargas para baixo (gravidade), também tem a transferência do momento das mesmas cargas e o momento que tenderia a provocar rotação neste ponto, com seu deslocamento de carregamento.

Figura 19 - W 310x21 tensões máximas em vermelho e mínimas em azul

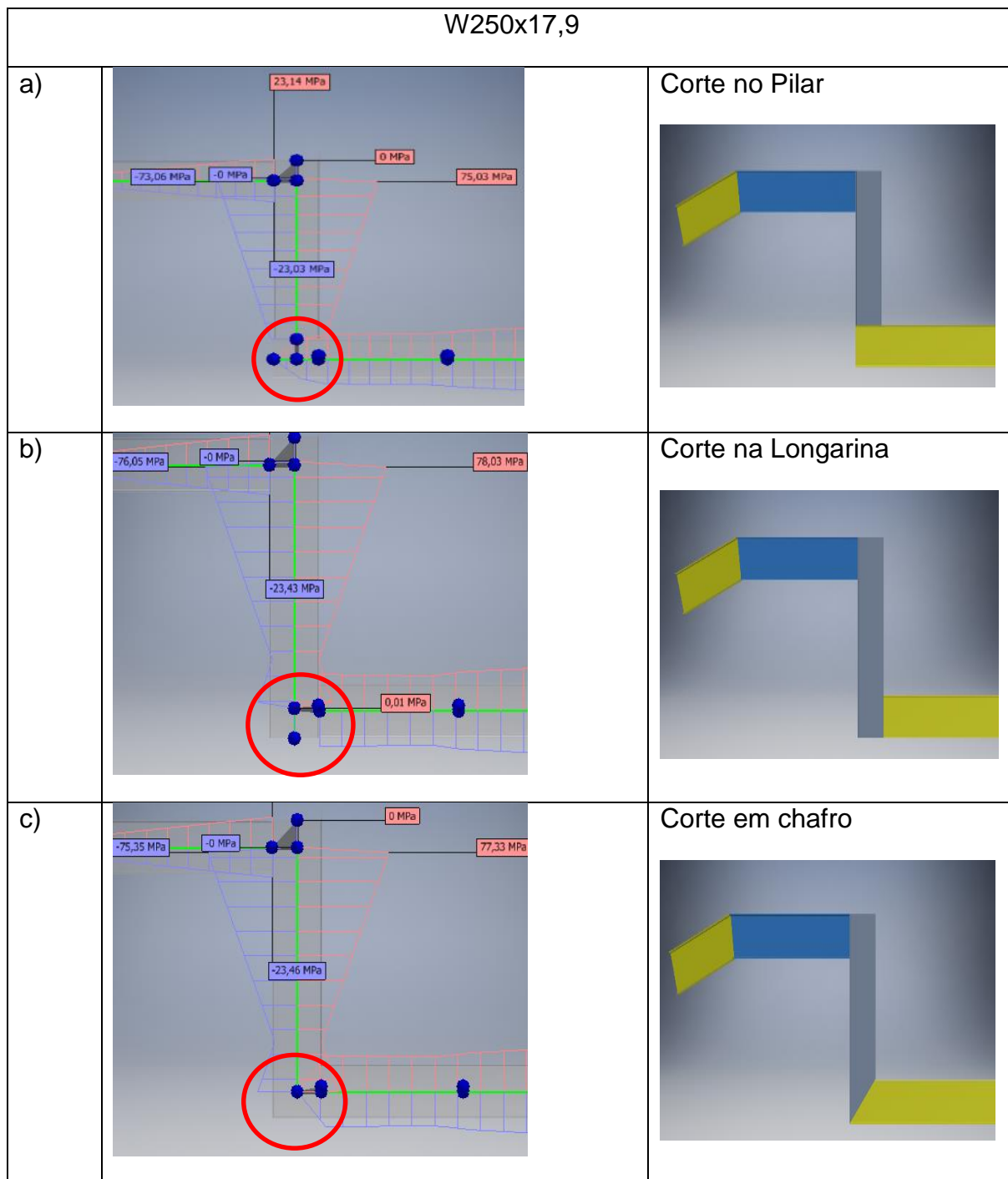


Fonte: Autoria própria (2019).

6.4.1. Ligação Pilar Longarina

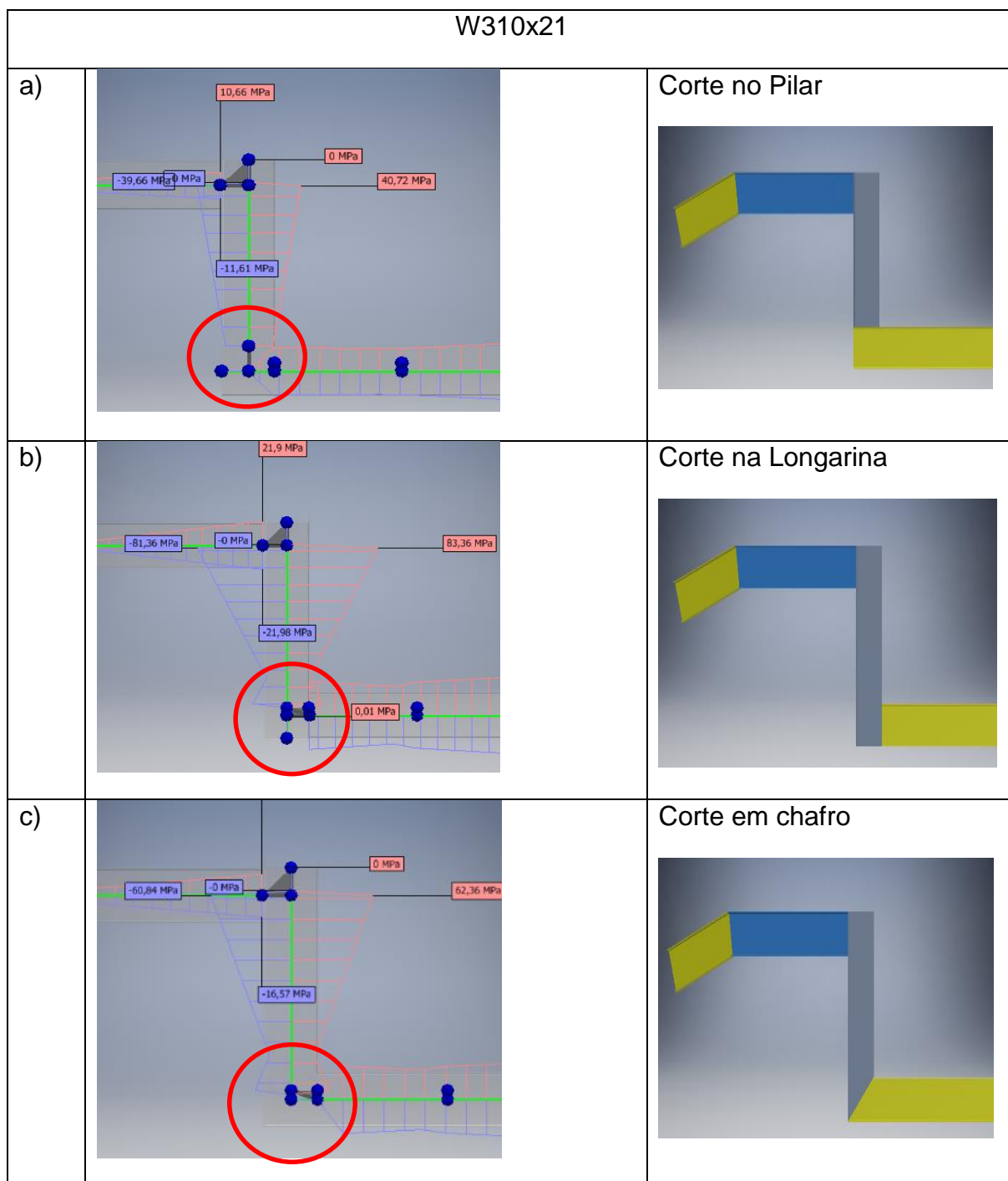
A análise do perfil de corte na ligação entre o pilar do pescoço e a longarina quanto a distribuição de tensões pode ser visto na Figura 20 e na Figura 21 , a seguir.

Figura 20 - Esforços na junção longarina pilar para o perfil W250x17,9 com os acoplamentos estudados



Fonte: Autoria própria (2019).

Figura 21 - Esforços na junção longarina pilar para o perfil W310x21 com os acoplamentos estudados



Fonte: Autoria própria (2019).

Avaliando as formas de transferência de tensões entre a longarina e o pilar do pescoço obtém-se como resultado:

- Na situação em que o pilar é soldado sobre a mesa da longarina, ou seja, o corte é feito no pilar, como visto na Figura 20a e Figura 21a. A longarina

aplica de forma direta a tensão sobre o pilar sem que haja nenhum deslocamento de tensões.

- Quando o corte é feito na longarina (Figura 20b e Figura 21b) e esta soldada na mesa do pilar, as tensões da longarina são transferidas num ponto abaixo do pilar, o que gera um alívio de tensões, nos pontos inferiores do pilar como podem ser vistos nos detalhes das mesmas figuras.
- No corte em chanfro, assim como no corte da longarina, as tensões também são aplicadas num ponto abaixo do pilar, também gerando um alívio mesmo ponto, porém as tensões são menores.

Comparando os modos de transferência em relação ao perfis utilizados no chassis tem-se

- No caso do corte ser no pilar Figura 20a e Figura 21a, o perfil W250x17,9 apresenta maiores tensões devido ao fato de possuir menor área de seção transversal, quando comparado com o perfil W310x21, além do fato de que a longarina permanece transmitindo as tensões por toda a extensão de zona de contato (solda). O mesmo não ocorre com o W310x21 devido a maior rigidez do contato, sendo a mesa do perfil o principal elemento a conduzir a transferência.
- Quando comparado os tipos de montagem para a soldagem com os dois perfis. Nos casos dos cortes feitos nas longarinas, Figura 20b e Figura 21b, devido a maior rigidez do perfil W310x21, no pilar e a configuração na solda que proporciona uma transferência de tensão diretamente na alma do pilar, o seu momento de inércia suporta as tensões sobre este, impedindo a rotação da aba (PFEIL e PFEIL, 2008).
- Na junta com chanfro a 45°, Figura 20c e Figura 21c, uma vez que, tanto a alma dos perfis (longarina e pilar) quanto as mesas cooperam para transferência das tensões pode-se verificar que este tipo de junção apresenta a melhor distribuição das mesmas (esforços internos).

6.5.SOLDA DA LONGARINA E DO PESCOÇO

Juntamente com as simulações de tensões também realizou uma apuração dos momentos resultantes em cada caso de ligação soldada, e com os valores destes calculou-se critérios mínimos de solda em relação às tensões suportadas por elas, e sua projeção mínima para além dos limites da superfície externa à junta. A Tabela 6 mostra as configurações físicas dos perfis e fator de segurança, de cada um e a Tabela 7 indica as geometrias dos perfis, as definições dos parâmetros apresentados podem ser vistos na Figura 8. Considerando que, no caso de um corte reto, ou seja, 90°, tem-se o comprimento efetivo do perfil e , para um corte de 45°, usa-se um produto de raiz de 2 (1,41423).

Tabela 6 - Propriedades mecânicas do aço utilizado

Aço estrutural A572-Grau 50	
Resistência à escoamento	S_y 340 MPa
Resistência máxima à tração	S_u 460 MPa
Fator de segurança	n_s 2,000 s_m
Tensão admitida	S_{al} 170,000 MPa

Fonte: Autoria própria (2019).

Tabela 7 - Configurações inseridas na calculadora de solda para as geometrias dos perfis

Perfil		W250x17,9		W310x21	
Ângulo de corte °		90	45	90	45
Altura de viga	d	251 mm	353,5 mm	303 mm	428,5 mm
Largura de viga	b_f	101 mm	101 mm	101 mm	101 mm
Espessura da flange	t_f	4,8 mm	4,8 mm	5,3 mm	5,3 mm
Espessura da alma	t_w	5,1 mm	5,1 mm	5,7 mm	5,7 mm

Fonte: Autoria própria (2019).

Todos os valores para tensões nas soldas, Tabela 8, ficaram em torno de 10 MPa que em relação a admitida é próximo a 3,5%.

Nenhuma das altura de solda se aproximou de 1 mm, uma vez que os perfil já estão superdimensionados.

Tabela 8 - Resultados da calculadora de soldadas do Autodesk Inventor

Perfil		W250x17,9			W303x21		
Momento de vergadura	M (Nm)	3458	3481	3521	4271	4702	3575
Altura mín. de solda	a _{min} (mm)	0,12	0,30	0,30	0,18	0,31	0,24
Tensão normal de solda	σ (MPa)	6,3	10,1	10,3	5,9	10,7	8,1
Momento máx. de vergadura	M _{max} (Nm)	93025	58323	58323	121824	74882	74882
Verificação de cálculo		OK	OK	OK	OK	OK	OK
Elemento alongado		Chanfro	Pilar	Longarina	Chanfro	Pilar	Longarina

Fonte: Autoria própria (2019).

Uma análise dos momentos de vergadura apresentados e quando comparados ao mesmo perfil o perfil w 250x 17,9 todos apresentam momentos semelhantes. O perfil W310x 21 apresentou os momentos com valores maiores o que devem ser justificado pelo fato de que estrutura possui a um peso maior.

A altura mínima da soldas, mostra a projeção para fora do limite do perfil, nenhum desses valores para ambos os perfis sequer chegou a 1 mm. Isso está ligado

principalmente ao fato de que as tensões normais nas soldas situam se em valores entre 5,9 MPa e 10,7 Mpa, tais valores não chegam a sequer 3,5 % do valor da resistência de escoamento dos perfis

Quando comparados os tipos de ligamento entre a coluna e o pilar, os do tipo chanfro, apresentaram os menores valores de tensão normal na solda, 6,32 Mpa e 5,96 Mpa. Ao verificar os valores para quando o elemento alongado é o pilar, ou seja, a longarina é soldada na mesa do pilar, nesse caso os valores de tensão normal foram maiores. Isso se deve ao fato de que, mesa distorce quando é aplicado o momento sobre esta transferindo diretamente a alma a carga (PFEIL e PFEIL, 2008). A mesa ainda sofre uma pequena distorção a qual é transmitida diretamente a alma, mas ainda com valores percentuais próximo a 3%.

Calculadora do Autodesk Inventor apresentou todos os resultados como sendo satisfatórios, uma vez que, os perfis tem como resistência ao escoamento o valor de 340 MPa.

7. CONCLUSÕES

A proposta de fluxo de trabalho que com o DFMEA, este mostrou que a preocupação com elementos da longarina e da travessa devem causar menor preocupação durante a fase de projeto pois obtiveram baixo RPN. Para o caso do da ligação pilar do pescoço como a longarina, devido aos riscos que envolvem uma possível falha gera preocupação em relação as suas soldas. O alto valor de RPN para a ligação pilar longarina é devido, principalmente, pelo fato de que qualquer erro praticado na fase de projeto quanto a subdimensionamento pode acarretar em de rompimento, haverá sérios riscos à vida do usuário, além de que.

A distância entre o ponto central dos eixo e acoplamento pode ser maximizado seguindo a especificação para o veículo trator, atingindo um carregamento muito próximo a meta 700 kg.

Em relação aos dois perfis estudados, o W310 x 21, gerou durante as simulações menores tensões para os carregamentos quando comparados com o W250 x 17,9, pois tem maior rigidez. O W250 x 17,9, tem menos massa, que representa um veículo mais leve.

Uma análise dos resultados das simulações dos carregamento nas estrutura do reboque mostrou que os níveis de tensão o tornam robusto para os carregamentos que forma especificados os fatores de segurança.

As soldas do pilar com o a longarina, apresentaram tensões as quais tem um elevado fator de segurança, ainda não há a necessidade de uma projeção de solda maior que 0,3, para todos as ligações estudadas.

Ambos os perfis, tanto, o W250x17,9 quanto W310x21, apresentaram-se soluções compatíveis com as cargas, mostrando-se robustos para serem aplicados, o W250 tem por vantagem a menor massa para o chassi.

8. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Desenvolver uma implementação para o estudo dinâmico da estrutura e da suspensão para o reboque;
- Estudar as menores dimensões para perfis, que atendam minimamente aos esforços;
- Realizar um estudo quanto à perfis do tipo I soldado
- Calcular todas as soldas, incluindo as ligações entre as longarinas e as travessas
- Realizar o estudo com o modelo completo incluindo ambos os eixos

REFERÊNCIAS

Associação Brasileira De Normas Técnicas. **Veículos Rodoviários Rebocados**. NBR 11412. Rio de Janeiro, 1990

AUTODESK. **Sobre os resultados visuais da análise**. 2018. São Paulo. Disponível em <<https://knowledge.autodesk.com/pt-br/support/inventor-products/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2018/PTB/Inventor-Help/files/GUID-A88840EF-391B-4987-A77B-5D58F19600CA-hm.html>> acesso em 05/08/2019

BARBAN, L. M.; **Análise numérico computacional das tensões térmicas induzidas pela soldagem**. 2014, 90F. Dissertação de mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2014

BARBOSA, R. S. **Aplicação de sistemas multicorpos na análise dinâmica de veículos guiados**. Tese de doutorado. Universidade de São Paulo, 1999

BEZERRA, A. C.; **Simulação numérica da soldagem com aplicação a caracterização do comportamento dinâmico de estruturas soldadas**. 2006. 157f. Tese de doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2006

CALLISTER, Jr., W.D. **Materials Science and Engineering**. 7^o ed. New York: John Wiley & Sons, Inc, 2007

CHEVROLET, **Silverado Owner's Manual**. 2018. Estados Unidos da América. Disponível em <<https://cdn.dealereprocess.org/cdn/servicemanuals/chevrolet/2018-silverado1500>> Acesso em 01 ago 2019

COSTA F. D.; **Dimensionamento Estático do Chassi da Suspensão de Semi-Reboque para vasos de Pressão com Viga em Perfil "I" Utilizando O Método De Elementos Finitos**. 2012. 48f. Monografia (Engenharia Mecânica) Universidade São Francisco. Campinas, SP. 2012

DELDOTTI, F. C. **Dimensionamento estático do Chassi da suspensão de um Semi-Reboque para vasos de pressão com Viga em perfil “I” utilizando o método de Elementos Finitos**. 2012. 48f. Monografia (Engenharia Mecânica) Universidade São Francisco. Campinas, SP. 2012

E&H TRAILER MANUFACTURING. **Car carrier Trailer**. Qingdao, P.R. China. Disponível em <http://www.china-centralsupply.com/prolist.asp?bigclassid=1&classid=25> Acesso em 16/08/2019

ENGINEERS EDGE. **Von Mises criterion (Maximum Distortion Energy Criterion) Strength (Mechanic) material**. 2019. Monroe, Geórgia. Estados Unidos da América. Disponível em https://www.engineersedge.com/material_science/von_mises.htm acesso em 05/08/2019

ETRAILER. **Gooseneck Trailer Hitch Information and Review**. 2019Michigan. Michigan. Disponível em www.etrailer.com Acesso em 09 jul 2019

GERDAU. **Robustez e segurança o perfil**. 2019. Porto Alegre. Disponível em <https://www2.gerdau.com.br/produtos/perfil-i-gerdau> Acesso em 05/08/2019

GRISON, V.; **Ferramentas para análise dinâmica e estrutural de um reboque de linha leve**. 2005. 112f. Monografia (Graduação engenharia mecânica). Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2005

HIBBELER, R. C.; **Resistência dos Materiais**. 7ed. 2010. Pearson Prentice Hall. São Paulo. 2010

HITCHESGUIDE, **Is for sale june19**. 2019. Cincinnati, Ohio. Disponível em <http://www.hitchesguide.com/blog/how-to-install-gooseneck-hitches> > Acesso em 09/07/2019

KARNOPP, D. **Vehicle Stability**. 2004. CRC Press. p. 93. Acesso 12/07/2019

KNOTT. **Fabricante de reboque exija qualidade**. 2019. Ipatinga. Minas Gerais. Disponível em <<https://knott.com.br/fabrica/peças-de-reboque-projeto-de-carretinha>> acesso em 16 ago 2019

KUMAR, M; **Fem Analysis of a Flatbed Semi-Trailer Chassis Structure**. IJRAR-International Journal of Research and Analytical Reviews, Murthal, India, 2018

MARCON, E.; CHAMBERLAIN, M.; **Cálculo de Ligações em Estrutura Metálica**. Congresso de construção de estruturas metálicas, Construmetal, 2012

MODELATIC. **2017 Ram 2500 / Gooseneck Trailer**. 2019. Reino Unido. Disponível em <<https://modelmatic.uk/products/2017-ram-2500-and-gooseneck-trailer?variant=47796933260>> acesso em 07/07/2019

MORSCH, I. B. **Análise estrutural de veículos comerciais tipo ônibus**, Tese de doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2001

NARDI, D.; GAVA, M. A.; **Projeto E Cálculo Estrutural de um Reboque para Içar Asa Delta e Parapente**. 2005. 50f Monografia (Graduação Em Engenharia Mecânica) Universidade Federal Do Espírito Santo. Vitória, Es. 2005

NORTON, R, L.: **Projetos de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 2º Edição. Bookman, 2004.

PERRY, C. **Gooseneck vs 5th Wheel Hitch For Towing Fifth Wheel Trailer**. OutdoorFact.com. Acesso julho de 2019

PFEIL, W., PFEIL, M., **Estruturas de Aço – Dimensionamento básico de acordo com a NBR 8800:2008**, 8ª edição, LTC

QUALITY ONE. **Introduction to Design Failure Mode and Effects Analysis (DFMEA)**. Clawson, Michigan. Disponível em <<https://quality-one.com/dfmea>> acesso em:13/07/2019

RECKZIEGEL, G.; SCHIMIDT, M.A. **Uma metodologia para análise de vida de um semi-reboque para transporte de automóveis**. Monografia (Graduação Engenharia Mecânica). Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2002

SANTANA, A.; MASSARANI, M. **Engenharia do valor associada ao DFMEA no desenvolvimento do produto**. Escola Politécnica da USP 2005

STRIKE BRASIL. Novo reboque da Strike feito pela Guarareboques. 2019. Campo Grande. Disponível em <<https://strikebrasil.com.br/blog/blog-strike-brasil-1c243>> Acesso em 16 ago 2019

WEINER, E.; BRANDI, S. D.; MELLO F. D. H.; **Soldagem: processos e metalurgia**. São Paulo: editora blucher, 2010