

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

JOÃO GUILHERME GANZ

**MELHORIA DE PROJETO DE UNIÕES SOLDADAS EM SUSPENSÃO DE  
IMPLEMENTO RODOVIÁRIO**

CURITIBA

2013

JOÃO GUILHERME GANZ

**MELHORIA DE PROJETO DE UNIÕES SOLDADAS EM SUSPENSÃO DE  
IMPLEMENTO RODOVIÁRIO**

Monografia apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de Engenharia da Solda, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como parte das exigências para a obtenção do título de Especialista em Engenharia de Solda.

Orientador: Prof. M. Eng<sup>o</sup>. Carlo Giuseppe Filippin

CURITIBA

2013

## TERMO DE APROVAÇÃO

JOÃO GUILHERME GANZ


### MELHORIA DE PROJETO DE UNIÕES SOLDADAS EM SUSPENSÃO DE IMPLEMENTO RODOVIÁRIO

Monografia aprovada como requisito parcial à obtenção de grau de Especialista em Engenharia da Soldagem, área de concentração Fabricação, no Curso de Especialização em Engenharia da Soldagem, Setor de Tecnologia da Universidade Federal do Paraná.

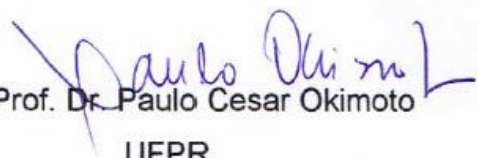
Banca Examinadora :



Prof. Dr. Hélio Padilha  
UFPR



Prof. Dr. Ramon Sigifredo Cortés Paredes  
UFPR



Prof. Dr. Paulo Cesar Okimoto  
UFPR

Curitiba, 31 de outubro de 2013.

Dedico este trabalho aos meus pais Altair e Leni que durante anos abdicaram de seus desejos e sonhos para realizarem os meus. Também dedico a minha esposa Débora, que esteve ao meu lado todo este tempo e foi compreensiva durante meus momentos de ausência.

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar agradeço a Deus, por ter me dado à força necessária para chegar aonde cheguei.

Aos meus pais Altair e Leni, pelas broncas, conselhos e apoio dado em toda a minha vida pessoal e acadêmica.

A minha esposa Débora, que esteve ao meu lado em durante todo o curso.

Agradeço aos meus amigos do curso, que acrescentaram muito na minha vida pessoal e profissional.

Agradeço ainda aos meus professores, que foram sem dúvida meus melhores mestres, em especial aos professores Carlo Giuseppe Filippin, que disponibilizou seu tempo livre para me ajudar neste trabalho, e Paulo Cesar Okimoto, que se empenhou para trazer o curso de Especialização em Engenharia da Solda para a Universidade Federal do Paraná.

Agradeço ao Engenheiro Manuel Isalino Cardoso, que permitiu me ausentar durante as tardes de sexta-feira para que eu pudesse comparecer às aulas e também permitiu utilizar um caso da empresa onde trabalho, para a realização desta monografia.

Também agradeço ao meu chefe Engenheiro Renato José Maffini, que me incentivou a utilizar elementos finitos para auxiliar nas tomadas de decisões, dando dicas essenciais para a conclusão de meu trabalho.

“Determinação, coragem e autoconfiança são fatores decisivos para o sucesso. Se estamos possuídos por uma inabalável determinação conseguiremos superá-los. Independentemente das circunstâncias, devemos ser sempre humildes, recatados e despidos de orgulho”.

Dalai Lama

## RESUMO

Nesse trabalho é estudado o problema de trincas e quebras localizadas na suspensão de um implemento rodoviário. Primeiramente estimam-se os esforços a que a suspensão é submetida. Faz-se a modelagem da suspensão, definem-se material, esforços e restrições que a suspensão é submetida. Por fim faz-se a geração da malha e a simulação numérica estática de cada suporte da suspensão. Com os resultados da simulação, são feitas comparações com os defeitos frequentemente encontrados na suspensão e é feita uma proposta de melhoria para atenuação dos pontos de concentrações de tensão, basicamente alterando o posicionamento das travessas e o posicionamento das soldas. Para a validação do modelo proposto, são determinados os coeficientes modificadores do limite de resistência à fadiga, realizados os cálculos de vida infinita e determinando o coeficiente de segurança utilizando o critério de Goodman e comparado com o coeficiente de segurança proposto por Collins.

Palavras-chave: solda; suspensão; implemento rodoviário; elementos finitos

## **ABSTRACT**

In this work it is studied the problem of cracks and breaks located in suspension of an implement road. Initially is estimated the efforts in which the suspension is subjected. The modeling of suspension, you define material, efforts and restrictions that the suspension is subjected. Finally it is the generation of the mesh and the simulation of each static suspension support. With the results of the simulation, are made comparisons with the defects often found in suspension and is made a proposal of improvement for attenuation of points of stress concentrations, basically changing the positioning of the sleepers and the positioning of the welds. For the validation of the proposed model, are determined the coefficients modifiers of limit of resistance to fatigue, performed the calculations of infinite life and determining the safety coefficient using the criterion of Goodman and compared with the safety coefficient proposed by Collins.

Keywords: welding; suspension; implement road; finite elements

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	– Suspensão com 2 eixos .....	21
Figura 2	– Trincas típicas no suporte traseiro – chapa superior.....	22
Figura 3	– Trincas típicas no suporte traseiro – travessa.....	22
Figura 4	– Trincas típicas no suporte central – chapa superior.....	23
Figura 5	– Trincas típicas no suporte central – chapa superior e aba inferior do chassi.....	23
Figura 6	– Trincas típicas no suporte central – chapa inferior e travessa...	24
Figura 7	– Trincas comuns no suporte central – travessa. A viga inferior quebrou e caiu.....	24
Figura 8	– Trincas típicas no suporte dianteiro – canto superior do suporte da suspensão.....	25
Figura 9	– Trincas típicas no suporte dianteiro – travessa .....	25
Figura 10	– Rede de pontos nodais do domínio, $\Omega$ e dos Subdomínios, $\Omega_e$ .	27
Figura 11	– Tipos de elementos encontrados na engenharia.....	28
Figura 12	– Representação das superfícies características de uma fratura em fadiga, com distinção da nucleação, propagação e instabilidade da trinca .....	29
Figura 13	– Curvas de resistência à fadiga para ensaio com controle de deformação, ou seja, $\Delta\varepsilon$ constante.....	30
Figura 14	– Definição das variáveis de um laço de histerese.....	31
Figura 15	– Curvas de resistência à fadiga para ensaio com controle de deformação, ou seja, $\Delta\varepsilon$ constante.....	33
Figura 16	– Diagrama de Wöhler para materiais ferrosos e titânio.....	34
Figura 17	– Parâmetros “g” para vários materiais.....	35
Figura 18	– Fator “f” .....	36
Figura 19	– Curva de resistência à fadiga para a peça e material.....	37
Figura 20	– Fator de acabamento superficial, $k_a$ .....	39
Figura 21	– Fator de tamanho, $k_b$ .....	40
Figura 22	– Fator de tipo de carregamento, $k_c$ .....	41
Figura 23	– Fator de temperatura, $k_d$ .....	42
Figura 24	– Fator de confiabilidade, $k_e$ .....	43

Figura 25 – Determinação de $K_f$ .....	44
Figura 26 – Fator para efeitos diversos, $k_f$ .....	44
Figura 27 – Teoria de falha por fadiga.....	46
Figura 28 – Teoria de falha por fadiga.....	46
Figura 29 – Diagrama de Goodman.....	47
Figura 30 – Significado dos fatores de penalização.....	48
Figura 31 – Propriedades mecânicas do COS-AR-COR 350.....	49
Figura 32 – Composição química do COS-AR-COR 350.....	50
Figura 33 – Suspensão com 2 eixos – vista lateral mostrando o peso legalmente permitido em cada eixo.....	51
Figura 34 – Suspensão com 2 eixos – vista lateral mostrando o peso legalmente permitido em cada suporte de suspensão.....	51
Figura 35 – Determinação do limiar de tombamento lateral estático.....	53
Figura 20 – Fator de acabamento superficial, $k_a$ .....	56
Figura 36 – Locais de aplicação dos esforços suporte dianteiro.....	59
Figura 37 – Locais de aplicação dos esforços suporte central.....	60
Figura 38 – Locais de aplicação dos esforços traseiro.....	61
Figura 39 – Desenho do modelo antigo da suspensão (suporte dianteiro)...	62
Figura 40 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte dianteiro).....	63
Figura 41 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte dianteiro).....	63
Figura 42 – Modelo antigo da suspensão (para simulação).....	64
Figura 43 – Modelo antigo da suspensão (para simulação).....	64
Figura 44 – Geração da malha.....	65
Figura 45 – Resultados da simulação.....	65
Figura 46 – Resultados da simulação.....	66
Figura 47 – Desenho do modelo antigo da suspensão (suporte central).....	67
Figura 48 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte central).....	68
Figura 49 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte central).....	68
Figura 50 – Modelo antigo da suspensão (para simulação).....	69
Figura 51 – Geração da malha.....	69
Figura 52 – Resultados da simulação.....	70
Figura 53 – Resultados da simulação.....	70
Figura 54 – Desenho do modelo antigo da suspensão (suporte traseiro).....	71

Figura 55 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte traseiro).....	72
Figura 56 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte traseiro).....	72
Figura 57 – Modelo antigo da suspensão (para simulação).....	73
Figura 58 – Modelo antigo da suspensão (para simulação).....	73
Figura 59 – Geração da malha.....	74
Figura 60 – Resultados da simulação.....	74
Figura 61 – Resultados da simulação.....	75
Figura 62 – Desenho do modelo sugerido para o suporte dianteiro da suspensão.....	76
Figura 63 – Soldas do modelo sugerido para o suporte dianteiro da suspensão.....	77
Figura 64 – Soldas do modelo sugerido para o suporte dianteiro da suspensão.....	77
Figura 65 – Modelo sugerido para o suporte dianteiro da suspensão (para simulação).....	78
Figura 66 – Modelo sugerido para o suporte dianteiro da suspensão (para simulação).....	79
Figura 67 – Geração da malha.....	79
Figura 68 – Resultados da simulação.....	80
Figura 69 – Resultados da simulação.....	80
Figura 70 – Desenho do modelo sugerido para o suporte central da suspensão.....	81
Figura 71 – Soldas do modelo sugerido para o suporte central da suspensão.....	82
Figura 72 – Soldas do modelo sugerido para o suporte central da suspensão.....	82
Figura 73 – Modelo sugerido para o suporte central da suspensão (para simulação).....	83
Figura 74 – Modelo sugerido para o suporte central da suspensão (para simulação).....	84
Figura 75 – Geração da malha.....	84
Figura 76 – Geração da malha.....	85
Figura 77 – Resultados da simulação.....	85

Figura 78 – Resultados da simulação.....	86
Figura 79 – Desenho do modelo sugerido para o suporte traseiro da suspensão.....	87
Figura 80 – Soldas do modelo sugerido para o suporte traseiro da suspensão.....	88
Figura 81 – Soldas do modelo sugerido para o suporte traseiro da suspensão.....	88
Figura 82 – Modelo sugerido para o suporte traseiro da suspensão (para simulação).....	89
Figura 83 – Modelo sugerido para o suporte traseiro da suspensão (para simulação).....	90
Figura 84 – Geração da malha.....	90
Figura 85 – Resultados da simulação.....	91
Figura 86 – Resultados da simulação.....	91
Figura 87 – Resultados da simulação com peso próprio suporte dianteiro.....	92
Figura 88 – Resultados da simulação com peso próprio suporte central.....	93
Figura 89 – Resultados da simulação com peso próprio suporte traseiro.....	94

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 01 – Coeficientes de atrito.....	52
Tabela 02 – Propriedades mecânicas do COS-AR-COR 350.....	54
Tabela 03 – Composição química do COS-AR-COR 350.....	54
Tabela 04 – Respostas dos números de penalização as perguntas propostas....	55

## LISTA DE SIGLAS

- ANFIR - Associação Nacional de Fabricantes de Implementos Rodoviários
- ASME - American Society of Mechanical Engineers (Sociedade Norteamericana de Engenheiros Mecânicos)
- CONTRAN - Conselho Nacional de Trânsito
- AASHTO - American Association of State Highway and Transportation Officials (Associação Americana de Profissionais de Estradas e Transportes)
- ESAB - Elektriska Svetsnings-Aktiebolaget (Indústria de Soldas Elétricas)
- USIMINAS - Usinas Siderúrgicas de Minas Gerais S.A

## LISTA DE ABREVIATURAS

$\Delta\varepsilon$	– Variação de deformação
$\Delta\varepsilon_e$	– Variação de deformação elástica
$\Delta\varepsilon_p$	– Variação de deformação plástica
A	– alongamento
AL	– Alongamento
$a_y$	– aceleração lateral
B	– Constante da equação de Basquim
b	– Expoente da equação de Coffin-Manson
c	– Expoente da equação de Coffin-Manson
C.G.	– centro de gravidade
E	– Módulo de elasticidade longitudinal ed. – edição
ER	– Eletrodo
f	– fator de resistência a fadiga
FAC	– Fadiga de Alto Ciclo
FBC	– Fadiga de Baixo Ciclo
g	– Relação entre $S_n$ e $S_{ut}$
g	– Gravidade
$h_{cg}$	– Altura do centro de gravidade
$k_a$	– Fator de acabamento superficial
$k_b$	– Fator de tamanho
$k_c$	– Fator tipo de carregamento
$k_d$	– Fator de temperatura
$k_e$	– Fator de confiabilidade
$k_f$	– Fator para efeitos diversos
L.E.	– Limite de escoamento
L.R.	– Limite de resistência
M	– Constante da equação de Coffin-Manson
MAG	– Metal Active Gas (Soldagem a arco elétrico com gás ativo)
MFLE	– Mecânica da Fratura Linear Elástica
N	– Número de ciclos
nd	– Coeficiente de segurança
$n^o$	– Número de ciclos para a falha

NP	– Número de penalização
Ntr	– Número de ciclos para transição
p	– Página
Sa	– Resistência à amplitude de tensão
Sf	– Resistência a fadiga
S <sub>n</sub>	– Limite de resistência a fadiga
S' <sub>n</sub>	– Limite de resistência a fadiga no corpo de prova
S-N	– Tensão-Número de Ciclos
SRT	– Static Rollover Thresold (Limiar de Tombamento Lateral Estático)
S <sub>u</sub>	– Tensão de ruptura
S <sub>ut</sub>	– Tensão de ruptura
t	– Bitola do eixo
TS	– Limite de resistência
vol.	– Volume
YS	– Limite de escoamento
ε	– Deformação
ε <sub>f</sub>	– Deformação na fratura do corpo de prova
ε-N	– Deformação-Número de Ciclos
σ	– Tensão

## LISTA DE SIMBOLOS

- $\Delta$  – Variação
- $\varepsilon$  – Deformação
- $\sigma$  – Tensão
- $\Omega$  – Rede de pontos nodais do domínio

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>20</b>
1.1	MOTIVAÇÃO.....	20
1.1.1	FOTOS DE EQUIPAMENTOS COM DEFEITOS .....	21
1.1.1.1	Suporte traseiro.....	21
1.1.1.2	Suporte central .....	22
1.1.1.3	Suporte Dianteiro.....	24
1.2	OBJETIVOS .....	26
<b>2</b>	<b>REVISÃO CONCEITUAL .....</b>	<b>27</b>
2.1	INTRODUÇÃO .....	27
2.2	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	27
2.3	FADIGA .....	28
2.3.1	Cálculo de vida .....	29
2.3.1.1	Determinação do número de ciclos para transição (Ntr) de fadiga de alto e baixo ciclo .....	30
2.3.1.2	Diagrama S-N ou diagrama de Wöhler para os aços .....	33
2.3.2	Modificadores do limite de resistência a fadiga .....	37
2.3.2.1	Fator de acabamento superficial, ka.....	38
2.3.2.2	Fator de tamanho, kb .....	39
2.3.2.3	Fator de tipo de carregamento, kc.....	40
2.3.2.4	Fator de temperatura, kd .....	41
2.3.2.5	Fator de confiabilidade, ke .....	42
2.3.2.6	Fator para efeitos diversos, kf .....	43
2.4	TEORIA DE FALHAS POR FADIGA SOB TENSÕES FLUTUANTES ( $\sigma_{MÉDIA} \neq 0$ ) .....	45
2.5	COEFICIENTE DE SEGURANÇA SEGUNDO COLLINS .....	48
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE MELHORIA NOS CHASSIS DE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS.....</b>	<b>49</b>
3.1	PREMISSAS DO PROJETO .....	49
3.1.1	Processo de soldagem .....	49
3.1.2	Carregamento.....	50
3.1.3	Material.....	53
3.1.4	Outras considerações.....	54
3.2	ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	55
3.2.1	Cálculo de coeficiente de segurança segundo COLLINS .....	55
3.2.2	Calculo de vida Infinita.....	56
	Para determinar-se a vida infinita para fadiga, é preciso determinar os fatores modificadores do limite de resistência a fadiga. ....	56
3.2.2.1	Fator de acabamento superficial, ka.....	56
3.2.2.2	Fator de tamanho, kb .....	57
3.2.2.3	Tipo de carregamento, kc.....	57
3.2.2.4	Fator de temperatura, kd .....	57
3.2.2.5	Fator de confiabilidade, ke .....	57
3.2.2.6	Fator para efeitos diversos, kf .....	58
3.2.2.7	Cálculo de vida infinita.....	58

3.3	CALCULO DAS TENSÕES .....	58
3.4	MODELO ANTIGO DA SUSPENSÃO DO SEMIRREBOQUE.....	62
3.4.1	Suporte dianteiro .....	62
3.4.2	Suporte central .....	67
3.4.3	Suporte traseiro .....	71
3.5	MODIFICAÇÕES ESTRUTURAIS SUGERIDAS.....	76
3.5.1	Suporte dianteiro .....	76
3.5.2	Suporte central .....	81
3.5.3	Suporte traseiro .....	87
3.6	DIMENSIONAMENTO DO COEFICIENTE DE SEGURANÇA.....	92
3.6.1	Suporte dianteiro .....	92
3.6.2	Suporte central .....	93
3.6.3	Suporte traseiro .....	94
<b>4</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>96</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>98</b>
	<b>APÊNDICE.....</b>	<b>100</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Hoje o mercado de implementos rodoviários está exigindo equipamentos cada vez mais leves, baratos, com qualidade e confiabilidade. Com isso, utilizam-se cada vez mais ferramentas de simulações para identificação de pontos onde é possível eliminar peso e/ou reduzir a concentração de tensões.

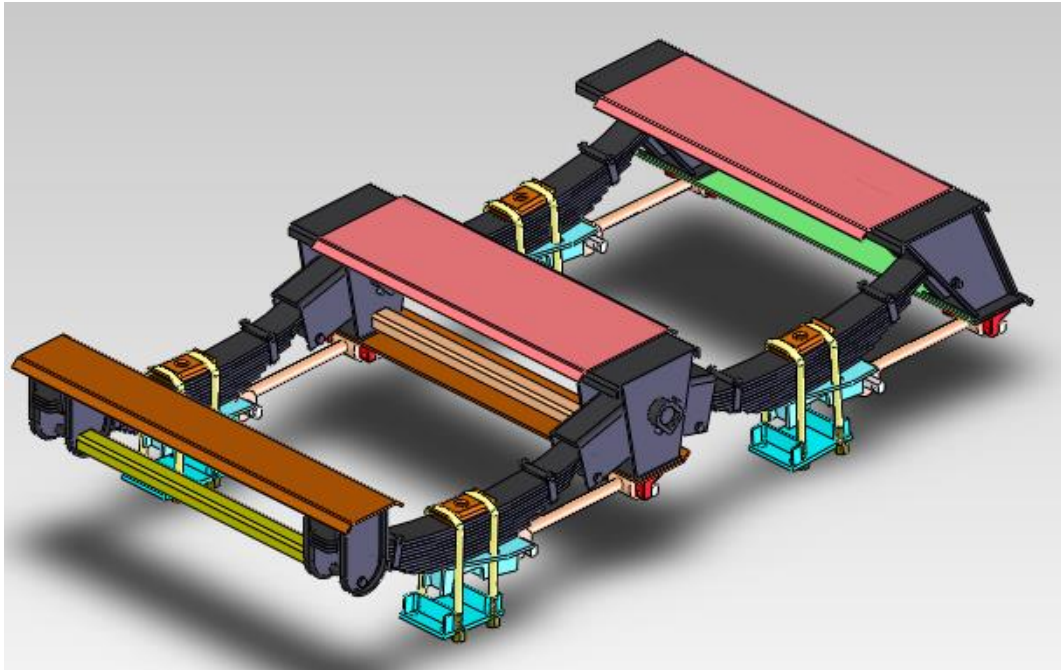
O setor de implementos rodoviários movimentou em 2012 aproximadamente R\$ 8 bilhões, com o emplacamento de 160.414 unidades (TOPOROWICZ, 2013). A estimativa para 2013 é um faturamento entre R\$ 8,5 bilhões e R\$ 9,0 bilhões, com o emplacamento de 172.600 unidades.

Nesse trabalho, é estudado o problema de trincas localizadas na suspensão de um equipamento rodoviário. As trincas são causadas por diversos fatores, sendo a solda um grande concentrador de tensão. Conforme defeitos ocorridos durante a fabricação, ou a localização onde a solda é realizada, podem se criar concentradores de tensão que podem levar a ocorrência das trincas e posterior quebra. Neste trabalho é estudado, através de simulações por elementos finitos utilizando o programa SolidWorks, uma forma de reduzir pontos de concentração de tensão na suspensão somente alterando a posição dos cordões de solda, alterando a posição das travessas e aumentando o mínimo possível o peso da suspensão. Com essa proposta com concentrações de tensão reduzida, aplica-se o cálculo de vida infinita a fadiga para se determinar o coeficiente de segurança.

### 1.1 MOTIVAÇÃO

Os implementos rodoviários estudados vêm apresentando problemas com trincas e quebras. Faz-se necessária a análise do problema com a perspectiva de minimizá-lo com alterações na geometria de alguns elementos da suspensão do implemento, sem envolver alterações no processo de soldagem nem nos materiais de adição.

A suspensão consiste em 3 modelos diferentes de suportes que sustentam os feixes de mola, que são fixados no eixo do equipamento.



**Figura 1 – Suspensão com 2 eixos.**

## 1.1.1 FOTOS DE EQUIPAMENTOS COM DEFEITOS

### 1.1.1.1 Suporte traseiro

Seguem abaixo fotos apresentando os locais onde é frequente o aparecimento de trincas no suporte traseiro.



**Figura 2 – Trincas típicas no suporte traseiro – chapa superior.**



**Figura 3 – Trincas típicas no suporte traseiro – travessa.**

#### 1.1.1.2 Suporte central

Seguem abaixo fotos apresentando os locais onde é frequente o aparecimento de trincas no suporte central.



**Figura 4 – Trincas típicas no suporte central – chapa superior.**



**Figura 5 – Trincas típicas no suporte central – chapa superior e aba inferior do chassis.**



**Figura 6 – Trincas típicas no suporte central – chapa inferior e travessa.**



**Figura 7 – Trincas comuns no suporte central – travessa. A viga inferior quebrou e caiu.**

### 1.1.1.3 Suporte Dianteiro

Seguem abaixo fotos apresentando os locais onde é frequente o aparecimento de trincas no suporte dianteiro.



**Figura 8 – Trincas típicas no suporte dianteiro – canto superior do suporte da suspensão.**



**Figura 9 – Trincas típicas no suporte dianteiro – travessa.**

## 1.2 OBJETIVOS

Os objetivos gerais e específicos do trabalho proposto são:

- 1) Proposta de atenuação do problema de trincas em suspensão de implemento rodoviário, identificando os pontos de concentração de tensão através de simulações por elementos finitos, comparando-as com os problemas mais frequentes que acontecem na prática. Com os pontos de concentração de tensão identificados, propor uma solução para reduzir e/ou eliminar o problema alterando o posicionamento dos cordões de solda e otimizando a geometria das travessas da suspensão. Com as tensões encontradas na configuração proposta, fazer a validação para vida infinita e encontrar coeficiente de segurança segundo modelo de Goodman e o coeficiente de segurança proposto por COLLINS, 2006;
- 2) Redução dos custos de reparo da suspensão dos implementos rodoviários estudados, retardando ou eliminando a necessidade de reparo devido às trincas precoces que ocorrem devido às vibrações e carga excessivas no equipamento;
- 3) Redação de uma monografia;
- 4) Formação de recursos humanos.

## 2 REVISÃO CONCEITUAL

### 2.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os conceitos principais dos modelos de falha e metodologias de análise empregadas na solução do problema.

### 2.2 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Elementos finitos é um método de solução de equações diferenciais de forma aproximada. Possibilita a resolução de situações reais, de difícil modelagem matemática, através de simulação em um espaço discreto, cujo limite infinitesimal tende ao contínuo.

Segundo ALVES, 2007 “A ideia básica do Método dos Elementos Finitos consiste em subdividir, inicialmente, o *domínio do problema*, em *subdomínios* de dimensões finitas tais que, o conjunto de todos os *subdomínios* seja igual ao *domínio original*. Em seguida, sobre cada subdomínio, isoladamente, adota-se um *comportamento aproximado*, local, para as *incógnitas do problema*”. No caso, os subdomínios são conhecidos como elementos.

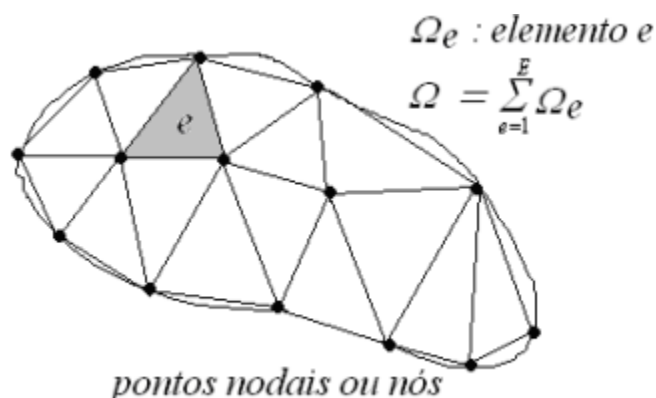


Figura 10: Rede de pontos nodais do domínio,  $\Omega$  e dos Subdomínios,  $\Omega_e$ .

Fonte: ALVES, 2007.

Os elementos são divididos de forma que o comportamento pode ser aproximado para um polinômio de baixo grau. Este polinômio é escrito em função de valores do campo nos nós (vértices) desse elemento.

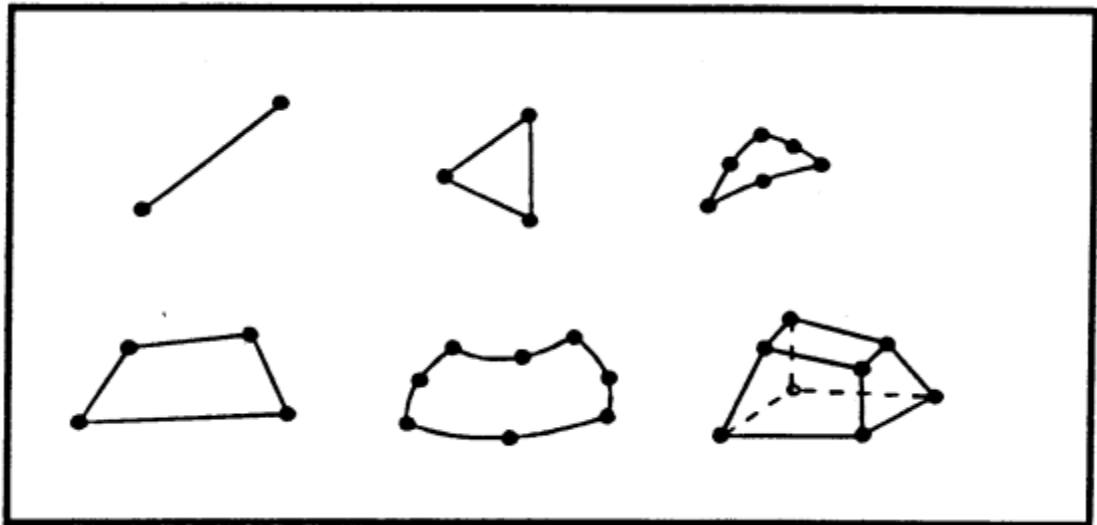


Figura 11: Tipos de elementos encontrados na engenharia.

Fonte: MARTHA, 1994.

O conjunto de elementos é chamado de malha.

Segundo MARTHA, 1994 a descrição das malhas “é feita em quatro etapas. Na primeira etapa o analista fornece as coordenadas dos nós que são geralmente identificados pela ordem que são fornecidos. Na segunda etapa o analista fornece tabelas do material e outros atributos da malha. Na terceira etapa ele fornece uma descrição dos elementos através de sua incidência nodal (conectividade) e dos índices do material e outros atributos específicos do tipo de carregamento. No último passo são fornecidas as excitações no modelo (cargas). Estas excitações são atribuídas diretamente a nós ou elementos. A geometria do domínio neste processo não é especificada diretamente e fica implícita na união dos elementos fornecidos”.

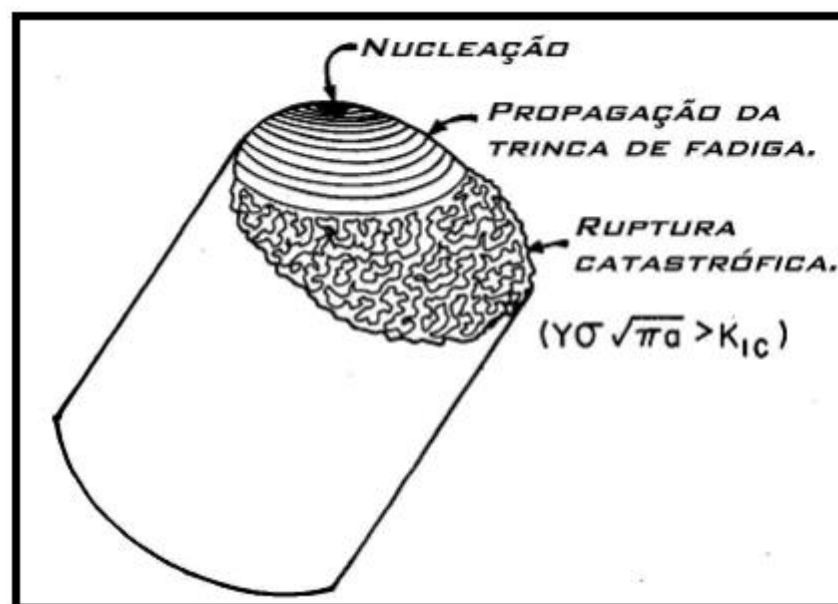
### 2.3 FADIGA

Segundo NASCIMENTO, 2011 “fadiga mecânica é a degradação das propriedades mecânicas levando à falha do material ou de um componente sob carregamento cíclico. No geral, é um problema que afeta qualquer componente estrutural ou parte que se move”.

A fadiga ocorre com níveis de tensão muito abaixo da tensão de ruptura de um carregamento monotômico (ensaio de tração).

Segundo NASCIMENTO, 2011 “Pode-se afirmar que 90% das falhas em serviço de componentes metálicos que experimentam movimento são devido à fadiga. Frequentemente, a superfície de fratura por fadiga irá mostrar algumas características macroscópicas de fácil identificação e associação ao fenômeno de fadiga”.

A falha por fadiga ocorre fratura, que surge em um ponto, geralmente na superfície do material. A falha inicia com a nucleação de uma microtrinca, sua evolução para uma macrotrinca que se propaga até a ruptura.



**Figura 12 – Representação das superfícies características de uma fratura em fadiga, com distinção da nucleação, propagação e instabilidade da trinca.**

**Fonte: NASCIMENTO, 2011.**

### 2.3.1 Cálculo de vida

Segundo MARAT-MENDES, 2003 “A resistência à fadiga é função do número de ciclos  $N$ . A um maior número de ciclos corresponde uma menor resistência à fadiga”.

Segundo MILFONT, 2004 “Existem três modelos de projeto à fadiga, usados atualmente, cada um possuindo uma área de aplicação e um propósito. É levado em conta também o regime de fadiga, podendo ser Fadiga de Baixo Ciclo (FBC) ou Fadiga de Alto Ciclo (FAC)”.

Os três modelos são:

- O modelo Tensão-Número de Ciclos (S-N) ou de Wöhler – utilizado para fadiga de alto ciclo;
- O modelo Deformação-Número de Ciclos ( $\epsilon$ -N) ou de Coffin-Manson – utilizado para fadiga de baixo ciclo (vida finita);
- O modelo Mecânica da Fratura Linear Elástica (MFLE) ou de Paris, utilizado para fadiga de baixo ciclo (estimar o tempo de vida restante em peças trincadas).

### 2.3.1.1 Determinação do número de ciclos para transição ( $N_{tr}$ ) de fadiga de alto e baixo ciclo

Para determinar qual o modelo de projeto a ser aplicado, deve-se estimar o número de ciclos onde há igualdade entre as deformações elásticas e plásticas. Este número é conhecido por  $N_{tr}$ .

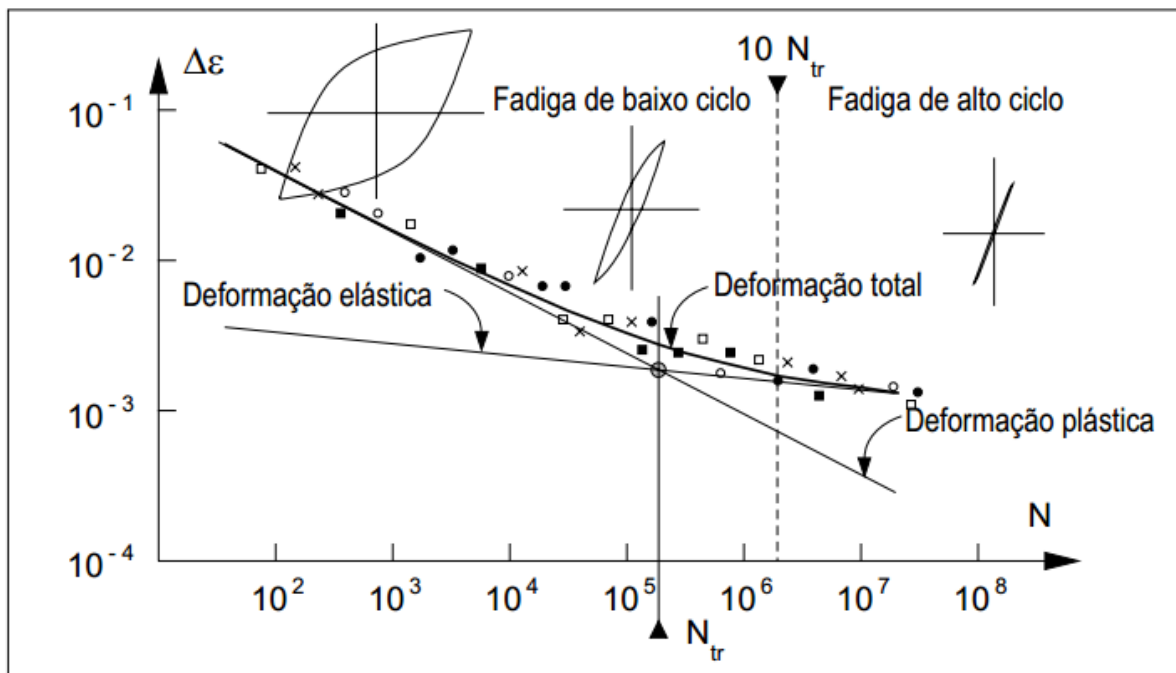


Figura 13: Curvas de resistência à fadiga para ensaio com controle de deformação, ou seja,  $\Delta\epsilon$  constante.

Fonte: ROSA, 2002.

Segundo SHIBATA, 2002 “Em fadiga de baixo ciclo, número de ciclos menor que  $N_t$ , predomina a deformação plástica controlada pela ductilidade do metal. Já para números de ciclos maiores que  $N_t$ , predomina a deformação elástica, que é controlada pela resistência mecânica do material”. Nesta citação, o autor tratou o número de transição como sendo  $N_t$ , e não  $N_{tr}$ .

Segundo ROSA, 2002 o ponto em que  $\Delta\epsilon_e = \Delta\epsilon_p$  “é denominado de ponto de transição, definindo o número de ciclos de transição,  $N_{tr}$ . Este ponto separa a região em que ocorre predominância de  $\Delta\epsilon_p$  da região na qual predomina  $\Delta\epsilon_e$ ”.

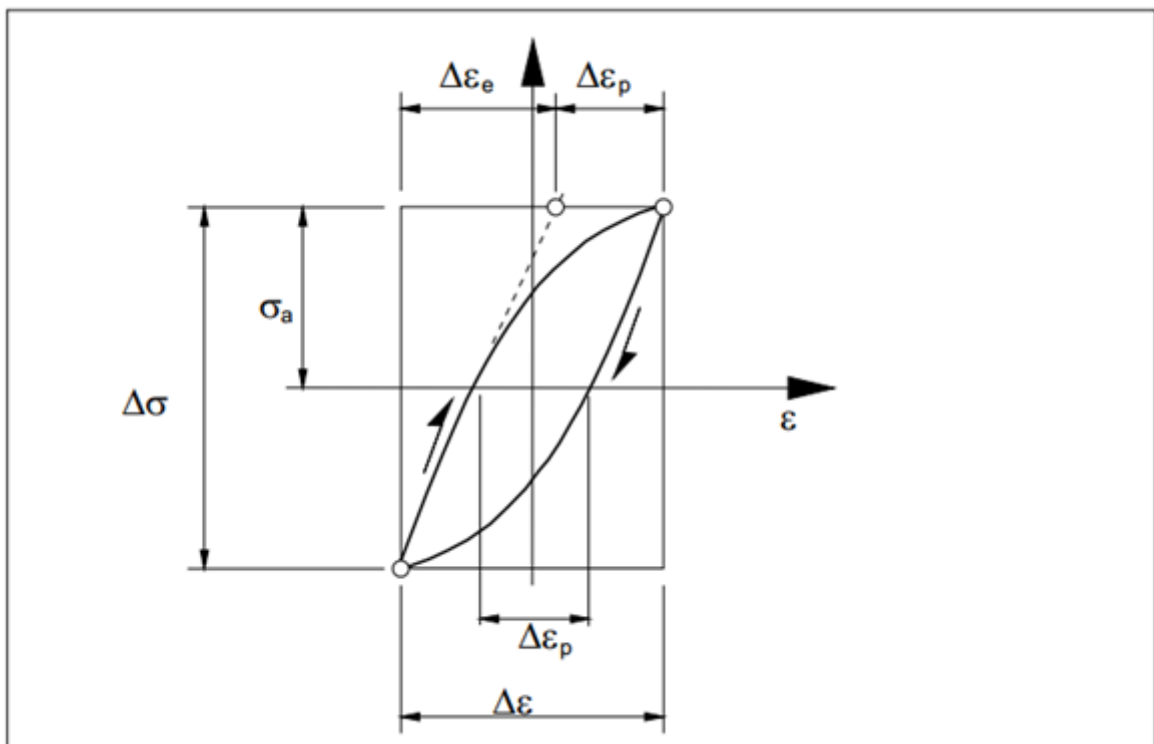


Figura 14: Definição das variáveis de um laço de histerese.

Fonte: ROSA, 2002.

O  $N_{tr}$  pode ser determinado da seguinte forma:

$$\Delta\epsilon_p = M N_f^c \quad (1)$$

$$\Delta\epsilon_e = B N_f^b \quad (2)$$

$$\Delta\epsilon = B N_f^b + M N_f^c \quad (3)$$

$$\Delta\epsilon_e = \Delta\epsilon_p \quad (4)$$

$$N_{tr} = (B/M)^{1/(c-b)} \quad (5)$$

Fonte: ROSA, 2002

Segundo ROSA, 2002 “utilizando o método proposto por Manson [ ], denominado de inclinações universais, pois considera que os expoentes b e c são constantes e iguais a - 0,12 e - 0,60 respectivamente, para todos materiais”.

Com estes coeficientes em mãos, tem-se:

$$M = \epsilon_f^{0,6} \quad (6)$$

Fonte: ROSA, 2002.

Sendo:

$\epsilon_f$  - Deformação na fratura do corpo de prova

$$B = 3,5 \sigma_R / E \quad (7)$$

Fonte: ROSA, 2002.

$$N_{tr} = \left( \frac{\epsilon_f^{0,6} \times E}{3,5 \times S_{ut}} \right)^{\frac{1}{0,48}} \quad (8)$$

Segundo ROSA, 2002 “De uma forma geral, com  $N < 10 N_{tr}$  a deformação plástica é importante e nesta região é definido o regime de fadiga a baixo ciclos. No caso de  $N > 10 N_{tr}$  a deformação plástica existe ainda, mas não é tão importante e agora é definido o regime de fadiga a alto número de ciclos. Assim o limite superior para a fadiga a baixos ciclos fica definido pela relação entre a deformação elástica e a deformação plástica, ou, o que é equivalente, pela geometria do laço de histerese”.

Desta forma, deve-se considerar a transição entre fadiga de baixo ciclo e fadiga de alto ciclo com sendo dez vezes o numero de transição ( $N_{tr}$ ).

$$\text{Transição} = 10 N_{tr} \quad (9)$$

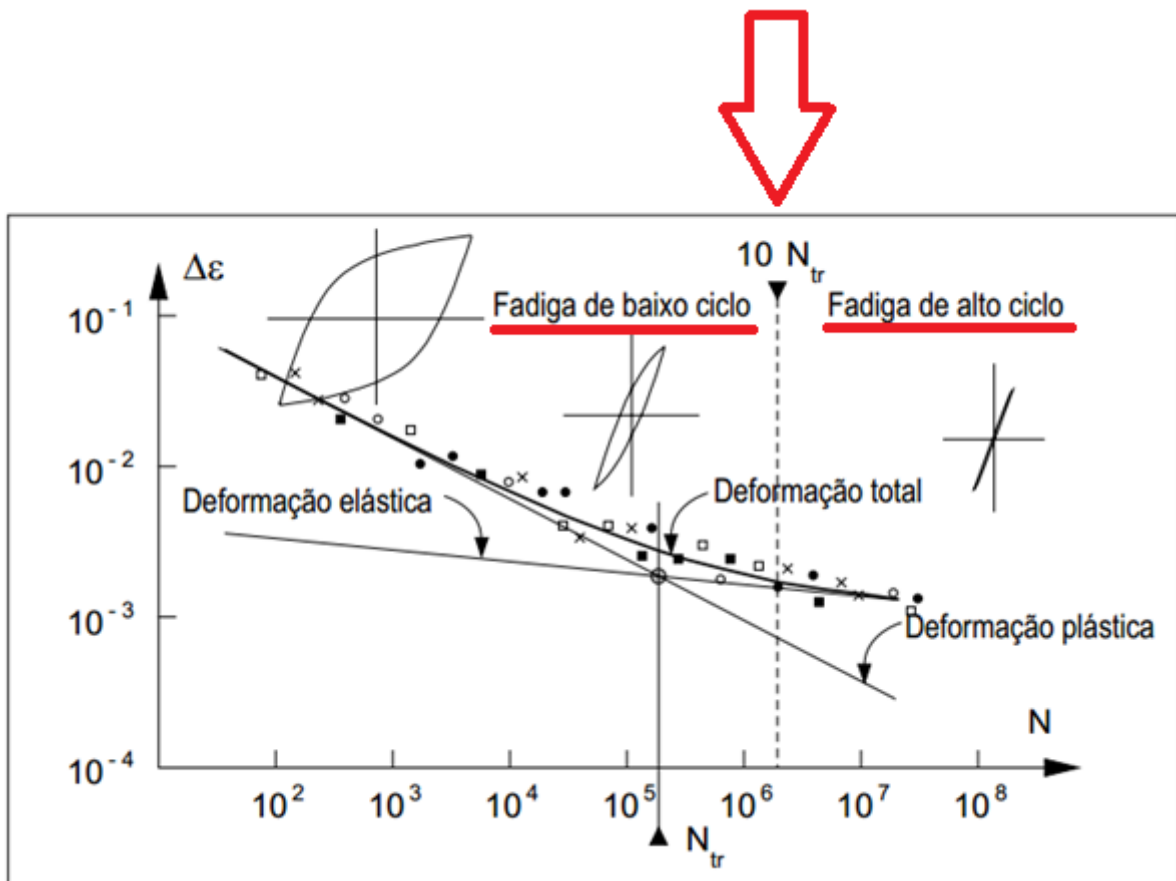


Figura 15: Curvas de resistência à fadiga para ensaio com controle de deformação, ou seja,  $\Delta\varepsilon$  constante.

Fonte: adaptado de ROSA, 2002

### 2.3.1.2 Diagrama S-N ou diagrama de Wöhler para os aços

Para estimar a vida de uma peça submetida a esforços cíclicos (fadiga), vida longa ou infinita, utiliza-se o diagrama de S-N ou diagrama de Wöhler. Esse diagrama estima a vida de uma peça até a sua ruptura ou para a vida infinita.

Segundo SHIGLEY, 1984 “no caso dos aços, aparece uma inflexão no gráfico e abaixo deste ponto não ocorrerá a falha, não importando o numero de ciclos. A resistência correspondente a este ponto de inflexão chama-se *limite de resistência a fadiga,  $S_n$ , ou limite de fadiga*”.

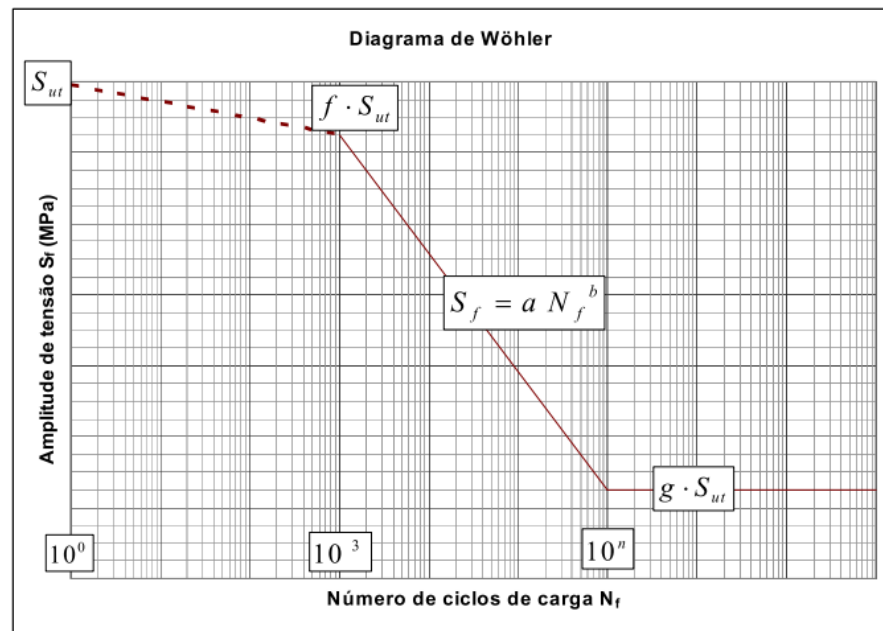
Materiais não ferrosos (com exceção do titânio) não apresentam esse ponto de inflexão. Sendo assim, nunca apresentarão vida infinita.

Segundo FILIPPIN, 2012 “ $S_n$  dos aços em geral está entre  $10^6$  e  $10^7$  ciclos”.



## Diagrama de Wöhler – materiais ferrosos e Ti

MÓDULO PROJETOS E CONSTRUÇÃO  
MPROJ 7 – Comportamento de Estruturas  
Soldadas sob Solicitação Cíclica



$$S'_n = g \cdot S_{ut} \quad a = \frac{f^{\frac{n}{n-3}} \cdot S_{ut}}{g^{\frac{3}{n-3}}} \quad b = \frac{\log\left(\frac{g}{f}\right)}{n-3}$$

110

Figura 16: Diagrama de Wöhler para materiais ferrosos e titânio.

Fonte: FILIPPIN, 2012.

Conforme figura acima, a vida infinita é proporcional a tensão de ruptura do material. A determinação da vida infinita é dada pela seguinte fórmula:

$$S'_n = g \cdot S_{ut} \quad (10)$$

Fonte: FILIPPIN, 2012

O parâmetro “g” foi evidenciada, através de ensaio para vários materiais, conforme figura abaixo:

## Resistência à fadiga $S'_n = g S_{ut}$

- Aço, onde  $S_{ut} < 1400$  MPa  $\rightarrow S'_n = 0,5 S_{ut}$
- Aço, onde  $S_{ut} > 1400$  MPa  $\rightarrow S'_n = 700$  MPa
  - Ferro fundido  $\rightarrow S'_n = 0,4 S_{ut}$
  - Ligas de Ti  $\rightarrow S'_n = 0,45 S_{ut}$  a  $0,65 S_{ut}$
- Ligas fundidas de Al  $\rightarrow S'_n = 0,3 S_{ut}$  (para  $10^8$  ciclos)
- Ligas forjadas de Al  $\rightarrow S'_n = 0,4 S_{ut}$  (para  $10^8$  ciclos)
- Ligas fundidas e forjadas de Mg  $\rightarrow S'_n = 0,35 S_{ut}$  (para  $10^8$  ciclos)
- Ligas de Cu  $S'_n = 0,25 S_{ut}$  a  $0,50 S_{ut}$  (para  $10^8$  ciclos)
- Ligas de Ni  $\rightarrow S'_n = 0,35 S_{ut}$  a  $0,50 S_{ut}$  (para  $10^8$  ciclos)
  - Polímeros  $\rightarrow S'_n = 0,4 S_{ut}$

108

Figura 17: parâmetros “g” para vários materiais.

Fonte: FILIPPIN, 2012.

Para uma peça com vida até 1000 ciclos, o limite de resistência é dado pela seguinte expressão:

$$f \cdot S_{ut} \tag{11}$$

Fonte: FILIPPIN, 2012.

O fator “f” pode ser encontrado através do gráfico abaixo:

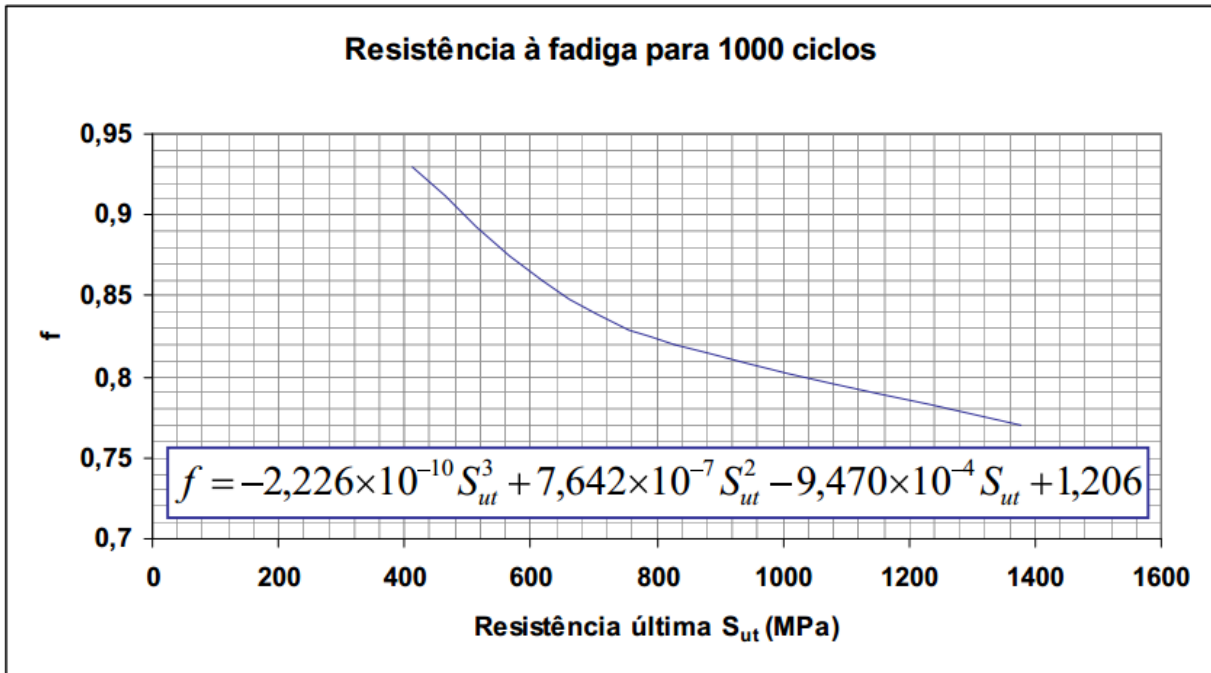


Figura 18: fator “f”.

Fonte: FILIPPIN, 2012.

Para uma peça com vida entre  $10^3$  e  $10^6$  ciclos, utiliza-se a seguinte fórmula:

$$S_f = a N_f^b \quad (12)$$

$$a = \frac{f^{\frac{n}{n-3}} \cdot S_{ut}}{g^{\frac{3}{n-3}}} \quad (13)$$

$$b = \frac{\log\left(\frac{g}{f}\right)}{n-3} \quad (14)$$

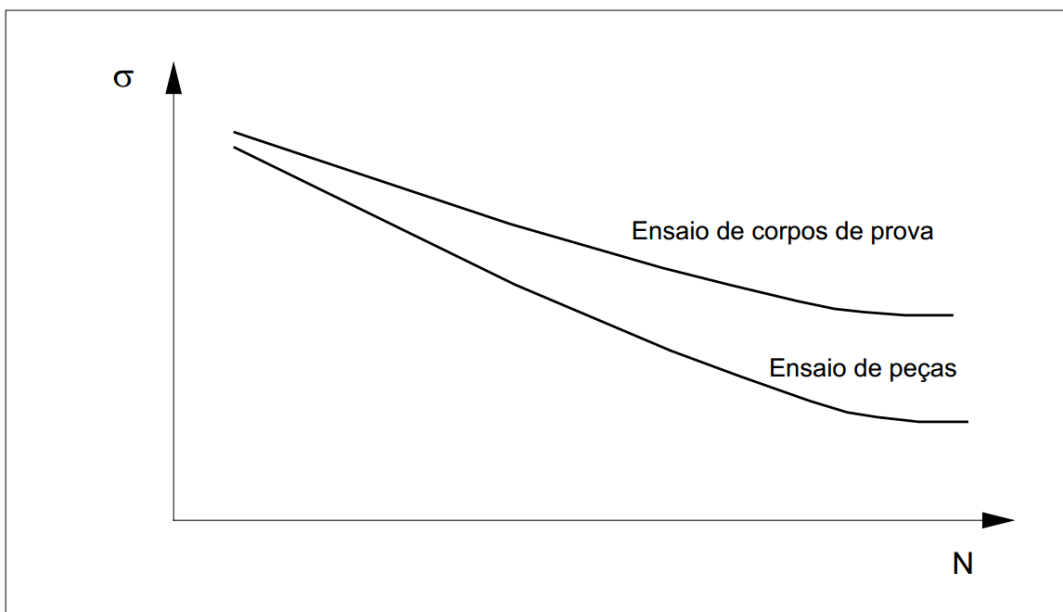
Fonte: FILIPPIN, 2012.

### 2.3.2 Modificadores do limite de resistência a fadiga

Existem muitos fatores que afetam a vida em fadiga dos materiais. Dentre eles:

- Acabamento Superficial;
- Concentrações de tensão (entalhes, furos, ranhuras);
- Defeitos de fabricação;
- Tamanho;
- Ambiente;
- Taxa de carregamento cíclico;
- Tipo de carregamento;
- Temperatura;
- Efeitos microestruturais;
- Confiabilidade.

Todos esses fatores reduzem a vida útil da peça, de forma que ou a peça se rompe antes do planejado ou a tensão máxima de trabalho precisa ser reduzida para a peça ter vida infinita.



**Figura 19: Curva de resistência à fadiga para a peça e material.**

**Fonte: ROSA, 2002.**

Para a determinação da vida infinita para uma peça real deve-se aplicar coeficientes de correção, chamados fatores (k) como na expressão abaixo:

$$S_n = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_n' \quad (15)$$

$$S_n' = g S_{ut} \quad (16)$$

Fonte: FILIPPIN, 2012.

### 2.3.2.1 Fator de acabamento superficial, $k_a$

O acabamento superficial influi diretamente na vida de uma peça que está em movimento cíclico. Geralmente é na superfície que se inicia a trinca, que se propaga pelo material até a ruptura. Quanto melhor o acabamento da superfície, maior a vida útil. Peças com superfície polida podem suportar tensões maiores que peças com acabamento forjado (que apresenta muitos pontos de concentrações de tensão).

Gráficos foram elaborados estimando numericamente os efeitos da qualidade da superfície em relação a uma superfície sem defeitos. Eles foram elaborados por meio de compilações de dados disponíveis na literatura.

## Fator de Acabamento superficial, $k_a$

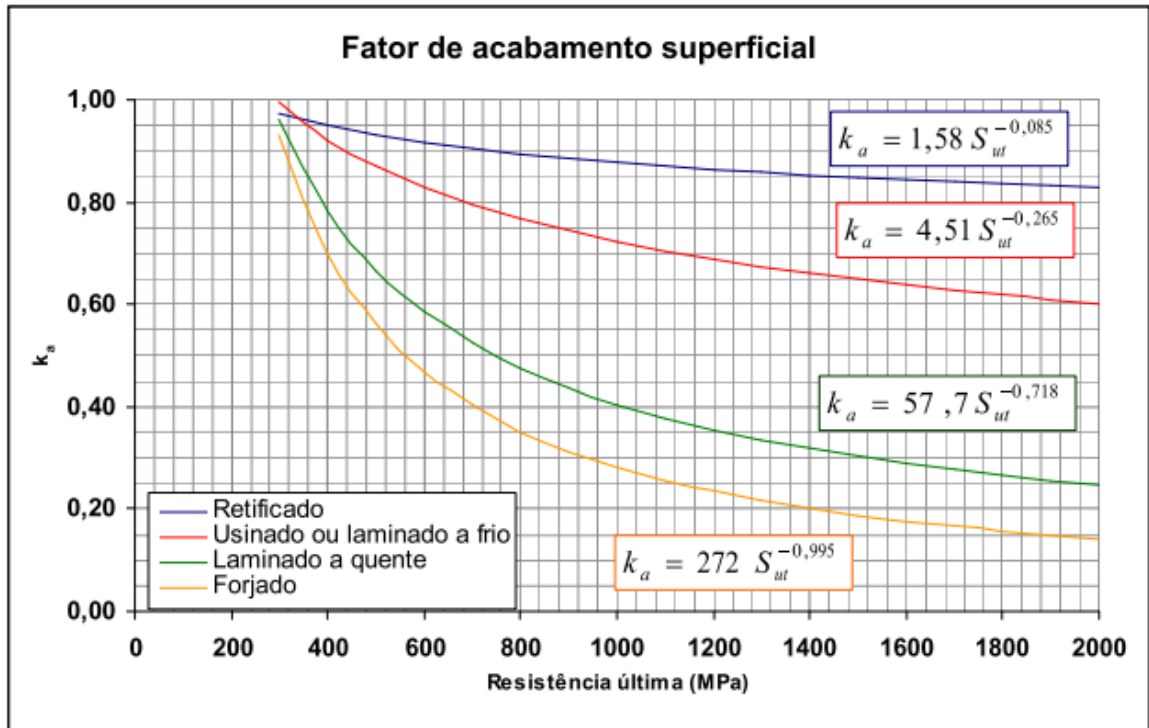


Figura 20: Fator de acabamento superficial,  $k_a$ .

Fonte: FILIPPIN, 2012.

### 2.3.2.2 Fator de tamanho, $k_b$

O tamanho do material influi na resistência a fadiga. Quanto maior a peça, menor é a vida em fadiga.

Segundo ROSA, 2002 o efeito de tamanho geralmente pode ser explicado de duas maneiras, que são complementares. A primeira é o chamado efeito estatístico. Esse considera que com maiores dimensões existe um maior volume de material e a probabilidade da existência de pontos mais fracos, com menor resistência, ou com maiores defeitos, passa a ser maior. Esse efeito estatístico é mais significativo em certos materiais do que em outros. A segunda maneira de explicar o efeito de tamanho é que as peças, ou corpos de prova, quando submetidos a carregamentos de flexão, ou de torção, têm uma distribuição de tensões tal que para ser calculada a tensão máxima é necessário conhecer a curva

tensão-deformação do material. Essa é geralmente considerada na sua fase elástica. Assim, as tensões são calculadas pelas equações tradicionais de flexão ou de torção elástica. Ocorre que se o problema é de fadiga, o material sempre tem deformações plásticas, mesmo que sejam em uma pequena região localizada. Assim, considerar um cálculo elástico apresenta erros e estes erros são maiores com peças de pequenas dimensões, ou seja, a tensão máxima que realmente atua é proporcionalmente menor em peças pequenas do que em peças grandes”.

O fator de tamanho pode ser estimado conforme figura abaixo:

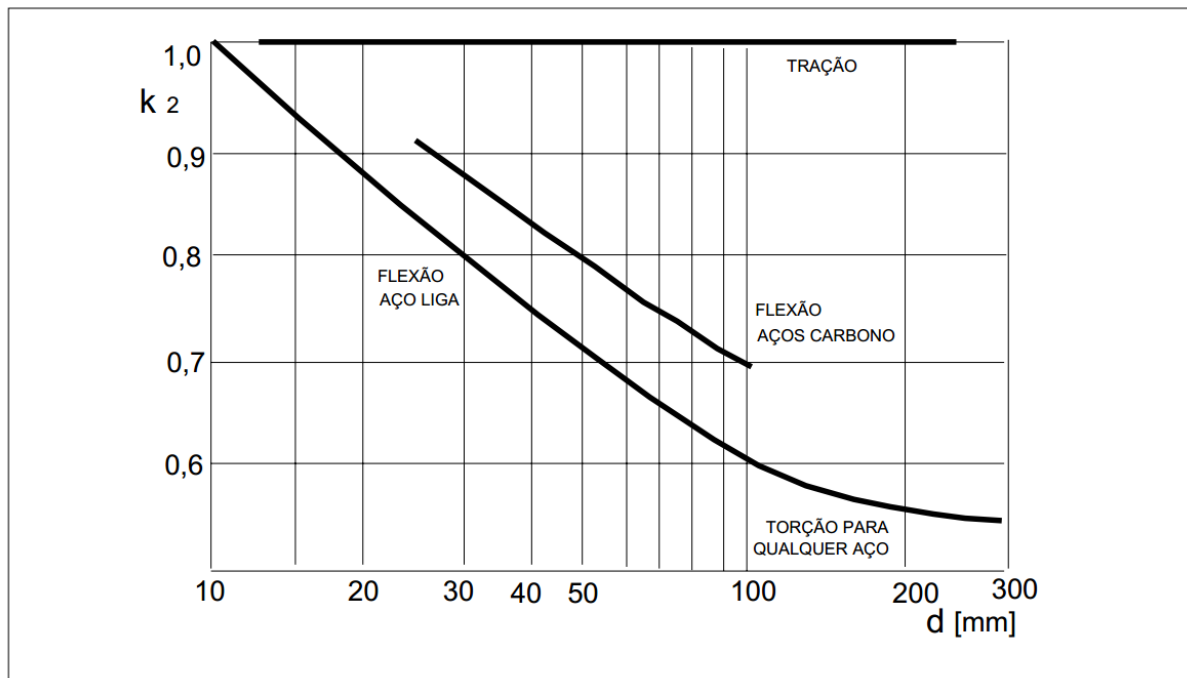


Figura 21: Fator de tamanho,  $k_b$  (representado por  $k_2$  por ROSA, 2002).

### 2.3.2.3 Fator de tipo de carregamento, $k_c$

O tipo de carregamento influi na vida de uma peça, de acordo com a figura abaixo:

## Fator de Tipo de carregamento, $k_c$

$k_c = 1,000$	flexão
$k_c = 0,850$	carga normal (tração)
$k_c = 0,577$	torção

Figura 22: Fator de tipo de carregamento,  $k_c$ .

Fonte: FILIPPIN, 2012.

### 2.3.2.4 Fator de temperatura, $k_d$

A temperatura altera as propriedades mecânicas do material. Quando o material trabalha a uma temperatura diferente da temperatura ambiente, é necessário fazer uma correção no cálculo de vida a fadiga. Segundo ROSA, 2002 para os aços, “Acima de 550 °C a falha por fluência do material passa a ser importante e pode interagir com o mecanismo de fadiga, exigindo uma análise mais elaborada”.

O fator de temperatura pode ser estimado de acordo com a figura abaixo:

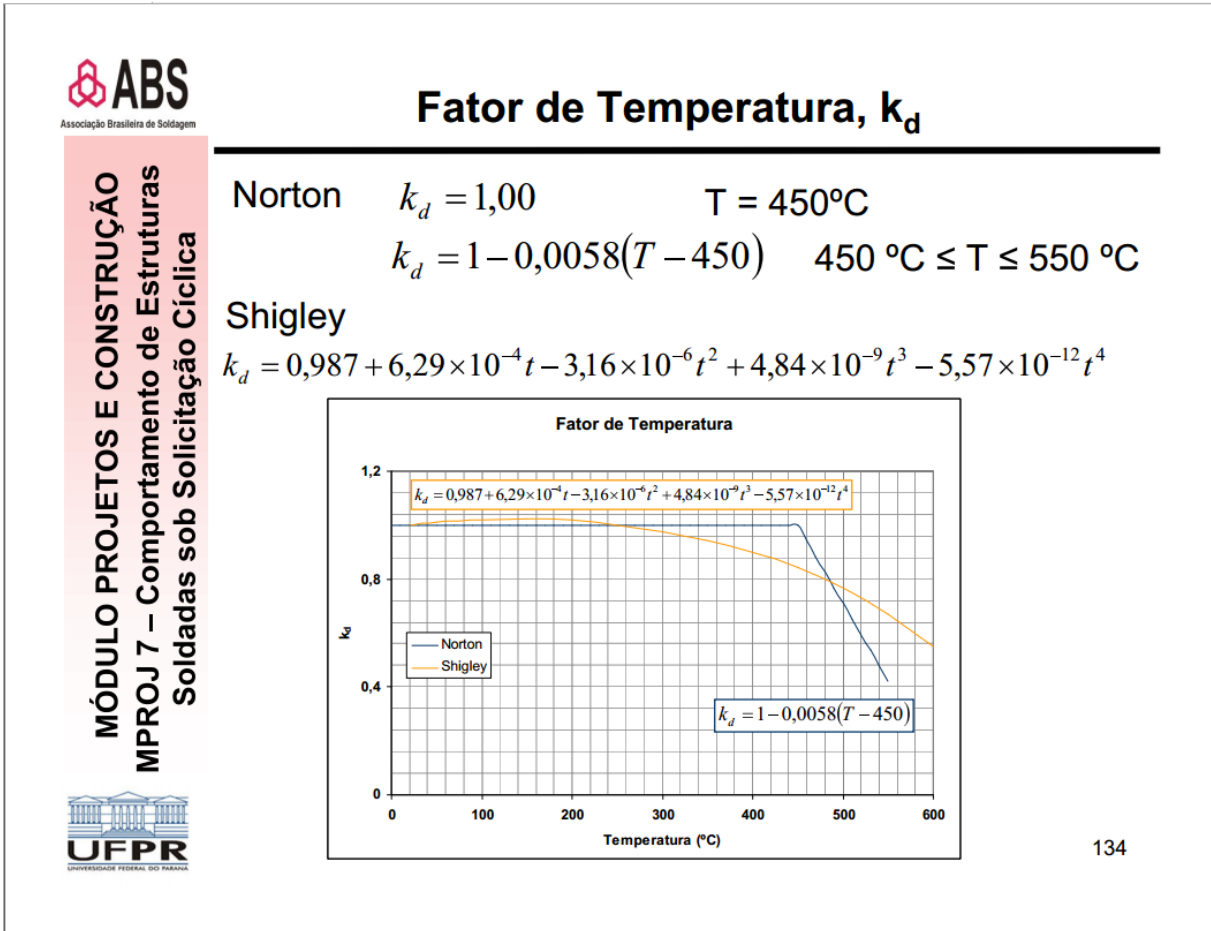


Figura 23: Fator de temperatura,  $k_d$ .

Fonte: FILIPPIN, 2012.

### 2.3.2.5 Fator de confiabilidade, $k_e$

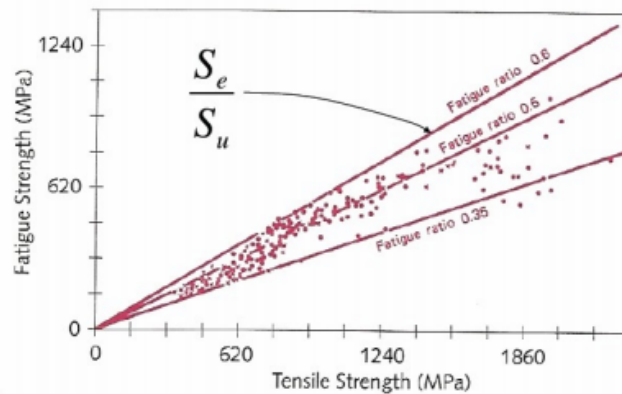
De acordo com ROSA, 2002 “O projeto de peças e componentes mecânicos, ou estruturais, quanto à falha por fadiga do material deve ser feita, para uma dada vida, com um nível de segurança adequado, nível este que, para o caso da fadiga, deve considerar a dispersão de resultados inerentes ao processo de falha. Deste modo, o nível de segurança é interpretado com base na Teoria da Probabilidade, definindo assim a confiabilidade para um certo nível de tensão como a probabilidade de que a peça não falhe por fadiga, na vida considerada. Os dados de dispersão dos resultados de ensaios de fadiga indicam que o desvio padrão da tensão limite de fadiga do material fica na faixa de 6% a 8% do correspondente valor médio”.

O fator de confiabilidade pode ser determinado conforme figura abaixo.

## Fator de Confiabilidade, $k_e$

Incorpora uma dispersão de 8% em dados da resistência última - Modelo com base em dados de Haguen e Wirching (1975)

$k_e$	Confiabilidade (%)
0,620	99,9999
0,659	99,9990
0,702	99,9900
0,752	99,9000
0,814	99,0000
0,864	95,0000
0,897	90,0000
1,000	50,0000
1,103	10,0000
1,132	5,0000
1,186	1,0000



$$k_e = 1 - 0,08 \frac{x - \bar{x}}{\sigma_x}$$

137

Figura 24: Fator de confiabilidade,  $k_e$ .

Fonte: FILIPPIN, 2012.

### 2.3.2.6 Fator para efeitos diversos, $k_f$

Existem muitos outros fatores que influenciam a vida a fadiga de uma peça. Estes fatores são, em geral, difíceis de quantificar, necessitando de estudos mais elaborados para determiná-los.

Existem fatores de concentração de tensão que podem ser causados por entalhes, furos e ranhuras. Segundo SHIGLEY, 1984 "pode-se evitar um grande numero de problemas, se  $k_f$  for tratado como um fator que reduz a resistência de uma peça. Assim, chamar se á  $k_f$  de fator de redução da resistência à fadiga e, quase sempre, será usado com este significado".

Segundo SHIGLEY, 1984  $k_f$  pode ser encontrado da seguinte forma:

$$K_f = \frac{\text{Limite de resistência à fadiga para corpos de prova sem entalhe}}{\text{Limite de resistência à fadiga para corpos de prova com entalhe}}$$

Figura 25: determinação de  $k_f$ .

Fonte: SHIGLEY, 1984

Na figura abaixo tem uma relação de fatores que podem ser aplicados.



Associação Brasileira de Soldagem

**MÓDULO PROJETOS E CONSTRUÇÃO**  
**MPROJ 7 – Comportamento de Estruturas**  
**Soldadas sob Sollicitação Cíclica**



## Fator para efeitos diversos, $k_f$

Fator empregado para contemplar influências de difícil quantificação:

Corrosão		$k_f = \rightarrow 0$
Aspersão térmica		$k_f = 0,86$
Anisotropia		$k_f = 0,80$ a $0,90$
Fretting		$k_f = 0,24$ a $0,90$
Tensões residuais		
fundição		
soldagem		
tratamento térmico		
Revestimentos	Cr	$k_f =$ até $0,50$
	Zn	$k_f =$ até $0,90$
	anodização	$k_f =$ até $0,61$

139

Figura 26: Fator para efeitos diversos,  $k_f$ .

Fonte: FILIPPIN, 2012.

Conforme é possível ver na figura, existem fatores em que a faixa aplicável é muito grande, como é o caso de Fretting (corrosão por fricção). Outros fatores só são citados, mas impossível de se estimar, como o caso de tensões residuais causados por fundição, soldagem e tratamentos térmicos. Esses fatores precisam de um estudo mais aprofundados para determinação dos valores aplicáveis para a redução da resistência do material.

## 2.4 TEORIA DE FALHAS POR FADIGA SOB TENSÕES FLUTUANTES ( $\sigma_{MÉDIA} \neq 0$ )

Segundo ROSA, 2002 “em grande parte das situações que ocorrem na prática, a solitação cíclica no ponto crítico apresenta um valor médio não nulo, em torno do qual a tensão varia ciclicamente. Em muitos casos temos que, mesmo que o carregamento externo aplicado no equipamento, que gera as tensões cíclicas dentro do material da peça em estudo, seja de natureza alternante, o estado de tensões no ponto crítico pode ter sobreposto um valor de tensão média não nulo, pela presença, por exemplo, de tensões residuais”.

Muitos autores estudaram como diferentes materiais falhavam sob fadiga, e, em cada caso, propuseram um modelo para determinação do coeficiente de segurança para a falha.

Alguns autores são mais conservadores que outros.

Destes autores, destacam-se:

- Gerber (Alemanha, 1874)
- Goodman (Inglaterra, 1899)
- Soderberg (EUA, 1930)
- ASME elíptico
- Langer
- Morrow (EUA, 1965)
- Smith-Dolan

### Teorias de Falha por Fadiga

MÓDULO PROJETOS E CONSTRUÇÃO  
MPROJ 7 – Comportamento de Estruturas  
Soldadas sob Sollicitação Cíclica

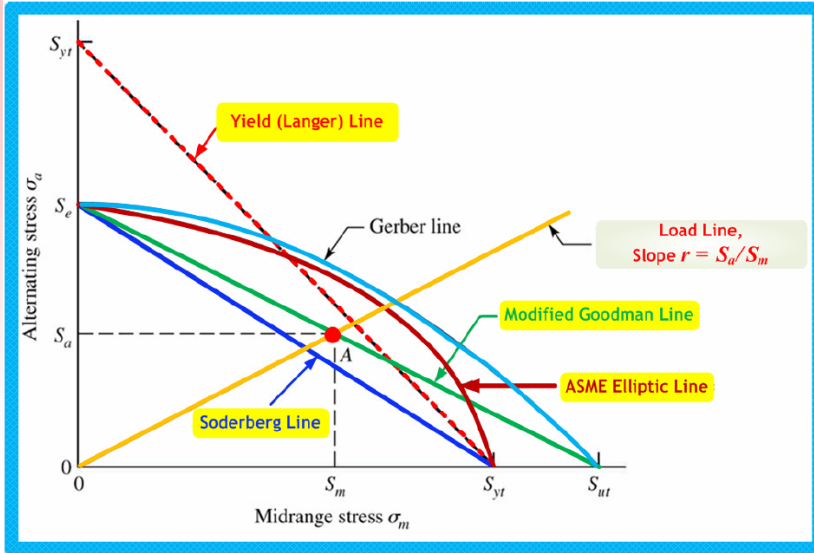


Figura 27: Teoria de falha por fadiga.

Fonte: FILIPPIN, 2012.

### Teorias de Falha por Fadiga

MÓDULO PROJETOS E CONSTRUÇÃO  
MPROJ 7 – Comportamento de Estruturas  
Soldadas sob Sollicitação Cíclica

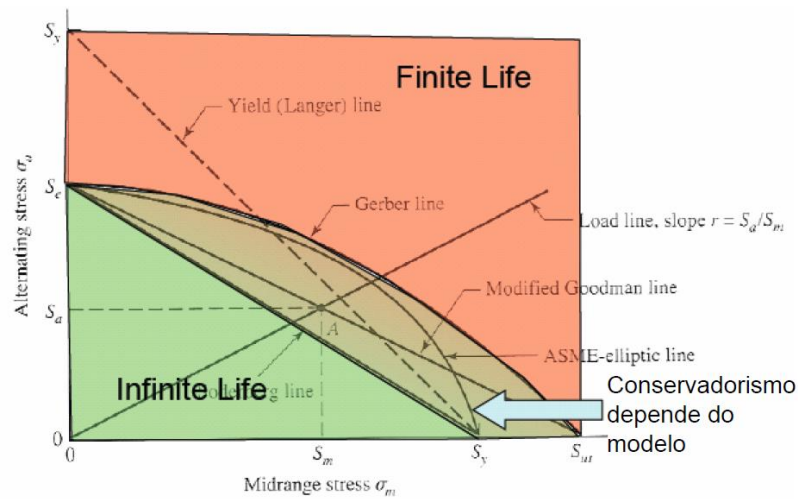


Figura 28: Teoria de falha por fadiga.

Fonte: FILIPPIN, 2012.

Dos critérios acima mencionados, o critério de Soderberg é muito conservativo, não sendo usual o seu emprego. Para materiais dúcteis, é aconselhado usar Goodman ou Morrow. O critério ASME também é indicado para materiais dúcteis, em especial vasos de pressão. O critério de Smith é recomendado para materiais frágeis ou materiais dúcteis com grande concentração de tensão. Gerber é indicado para materiais com resistência mecânica elevada. Langer é só um critério de comparação, já que é um critério de carga estática.

Como o modelo proposto trata de material dúctil, o modelo mais indicado é o de Goodman.

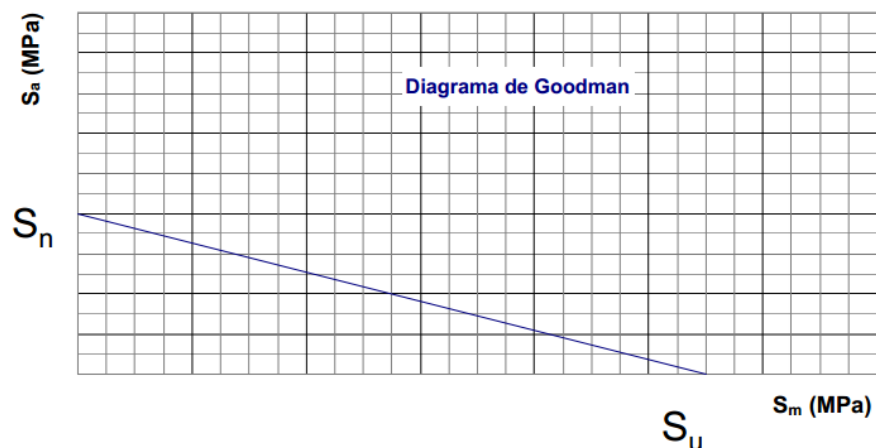


Associação Brasileira de Soldagem

MÓDULO PROJETOS E CONSTRUÇÃO  
MPROJ 7 – Comportamento de Estruturas  
Soldadas sob Sollicitação Cíclica



## Diagrama de Goodman (Inglaterra, 1899)



$$\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_n} = \frac{1}{c_s}$$

Figura 29: Diagrama de Goodman.

Fonte: FILIPPIN, 2012.

## 2.5 COEFICIENTE DE SEGURANÇA SEGUNDO COLLINS

Collins, no livro PROJETO MECÂNICO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS (2006), sugere um método para determinação de coeficiente de segurança através de perguntas chamadas de fatores de penalização.

Segundo COLLINS, 2006 “o método sugerido aqui segmenta a seleção de uma série de decisões menores, semiquantitativas, que podem ser ponderadas e recombinadas empiricamente para calcular um fator de segurança de projeto aceitável, sob medida para a aplicação específica”.

Os fatores de penalização são:

1. A precisão com que podem ser determinadas as cargas, forças, deflexões ou outros agentes indutores de falhas;
2. A precisão com que as tensões ou outros fatores de severidade de carregamento podem ser determinados a partir de forças ou outros fatores indutores de falha;
3. A precisão com que as resistências a falha ou outras medidas de falha podem ser determinadas para o material selecionado segundo o modo de falha adequado;
4. A necessidade de se restringir material, peso, espaço ou custo;
5. A gravidade das consequências de falha em termos de vidas humanas e/ou danos à propriedade;
6. A qualidade da mão-de-obra na fabricação;
7. As condições de operação;
8. A qualidade da inspeção e da manutenção disponível ou possível durante a operação;

A avaliação deve ser feita atribuindo números de penalização (NPs) para cada fator, variando entre -4 até +4, conforme figura a seguir.

---

$NP = 1$	mudança <i>levemente necessária</i> de $n_d$
$NP = 2$	mudança <i>moderadamente necessária</i> de $n_d$
$NP = 3$	mudança <i>fortemente necessária</i> de $n_d$
$NP = 4$	mudança <i>extremamente necessária</i> de $n_d$

---

**Figura 30 – Significado dos fatores de penalização.**  
**Fonte: COLLINS, 2006.**

Com os resultados dos fatores de penalização, faz-se a soma (t) e aplica-se na equação abaixo:

$$n_d = 1 + \frac{(10 + t)^2}{100} \quad \text{para } t \geq -6 \quad (17)$$

$$n_d = 1,15 \quad \text{para } t < -6 \quad (18)$$

**Fonte: COLLINS, 2006.**

### **3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO DE MELHORIA NOS CHASSIS DE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS**

#### **3.1 PREMISSAS DO PROJETO**

As premissas do projeto das melhorias na estrutura do chassi da carreta consideram as cargas demandadas pelo mercado, atendendo a legislação pertinente, e ao processo de fabricação disponível na fábrica. O material considerado é o material já, atualmente, empregado na fabricação do implemento.

##### **3.1.1 Processo de soldagem**

O processo de soldagem adotado é o processo MAG, arame de solda ER-70S6, gás de proteção 92%AR e 8%CO<sub>2</sub>, vazão de gás de entre 10-18 litros por minuto, sem pré-aquecimento. Antes de realizar a solda, é feita limpeza e remoção

de tinta, ferrugem e óleo das peças a serem soldadas. É feito ponteamento das peças antes de soldar.

L.R. 560 MPa  
L.E. 470 MPa  
A 26%

**Figura 31 – Propriedades mecânicas do COS-AR-COR 350.**

**Fonte: Catálogo ESAB, 2012.**

C 0,08  
Si 0,90  
Mn 1,50

**Figura 32 – Composição química do COS-AR-COR 350.**

**Fonte: Catálogo ESAB, 2012.**

Após a soldagem é realizada inspeção visual das soldas pelo próprio soldador. Não se utiliza de procedimentos qualificados.

### 3.1.2 Carregamento

Para o cálculo de esforços no modelo proposto, são dotados os parâmetros a seguir:

- a) Para o cálculo de tensão mínima, será considerado o peso médio que um equipamento vazio transmite para a suspensão (4.000 kgf). Este valor deve ser dividido pela capacidade de carga de cada suporte da suspensão;
- b) Para o cálculo de tensão máxima, serão considerados esforços somados de peso do equipamento carregado, desaceleração e esforço lateral máximo que o equipamento pode suportar.

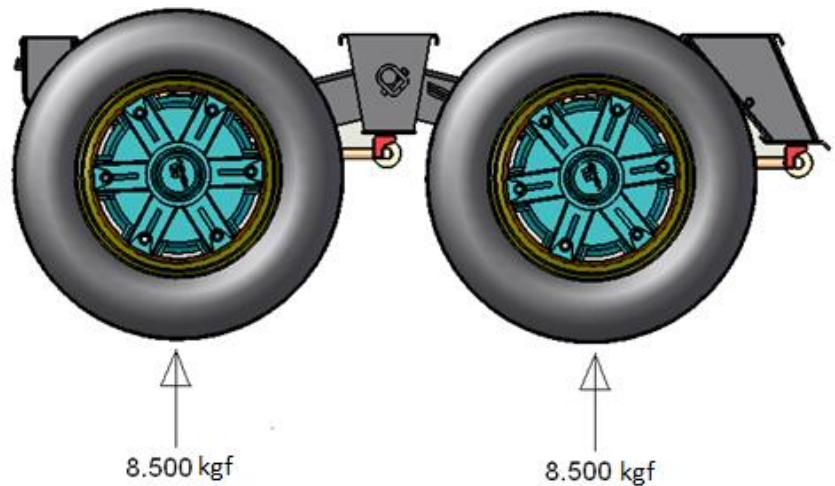
Para o cálculo do peso do equipamento carregado, existe a Resolução Contran nº 210 de 2006, que limita o peso máximo permitido para trafegar em rodovias brasileiras.

Segundo a resolução:

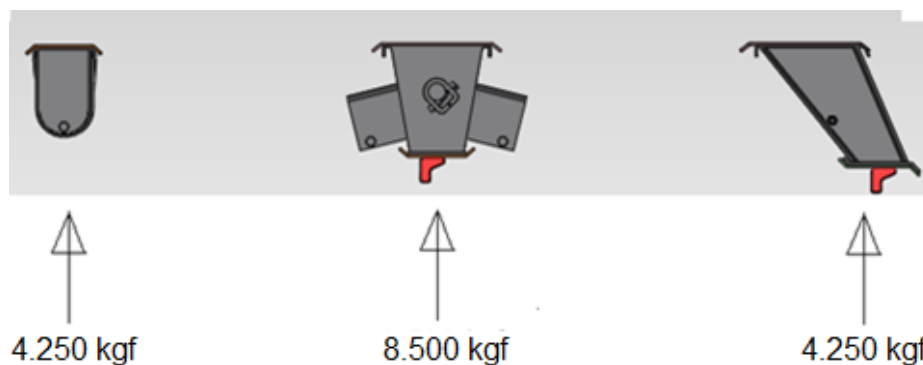
§5º – peso bruto por conjunto de dois eixos em tandem, quando a distância entre os dois planos verticais, que contenham os centros das rodas, for superior a 1,20m e inferior ou igual a 2,40m: 17 t;

Considerando-se que se trata de um conjunto com dois eixos, então, cada eixo pode trafegar com 8.500 kgf.

. Conforme pode ser visto nas figuras 33 e 34, o carregamento do suporte central é o dobro dos suportes dianteiro e traseiro, já que o suporte central apoia-se em dois feixes de molas.



**Figura 33 – Suspensão com 2 eixos – vista lateral mostrando o peso legalmente permitido em cada eixo.**



**Figura 34 – Suspensão com 2 eixos – vista lateral mostrando o peso legalmente permitido em cada suporte de suspensão.**

Para a força máxima de desaceleração do equipamento, existe a AASHTO, que propõe coeficientes de atrito para diferentes velocidades, com pavimento seco e molhado.

**Tabela 01: Coeficientes de atrito.**

Valores do coeficiente de Atrito (f) adotados para projeto		
Velocidade ( km / h)	Coeficiente de atrito ( f)	
	Pav. Seco	Pav.molhado
50	0.62	0.36
60	0.60	0.34
70	0.59	0.32
80	0.58	0.31
90	0.57	0.31
100	0.56	0.30
110	0.55	0.30
120	0.54	0.29
130	0.53	0.28

**Fonte: AASHTO, 2000.**

Como o coeficiente de atrito é variável, será adotado um valor típico para um veículo a 60km/h em pavimento seco, ou seja,  $\mu=0,6$ .

Para o esforço lateral máximo que o veículo pode suportar antes de tombar, não existe norma específica. Segundo MELO, 2010 “A medida básica para avaliação da estabilidade lateral dos veículos é o chamado Limiar de Tombamento Lateral Estático - SRT (Static Rollover Threshold) expresso como a aceleração lateral, em g's, máxima antes de ocorrer o tombamento lateral do veículo”. Automóveis apresentam SRT maior que 1 g enquanto camionetas e vans entre 0,8 e 1,2. Já veículos de carga apresentaram abaixo de 0,5 g”. Se a aceleração lateral gerada em uma curva ou manobra de emergência ultrapassar esse limite, o veículo, de forma inevitável, tombará”.

Com as dimensões do equipamento e estimando o C.G. do equipamento, é possível calcular o limiar de tombamento lateral estático.

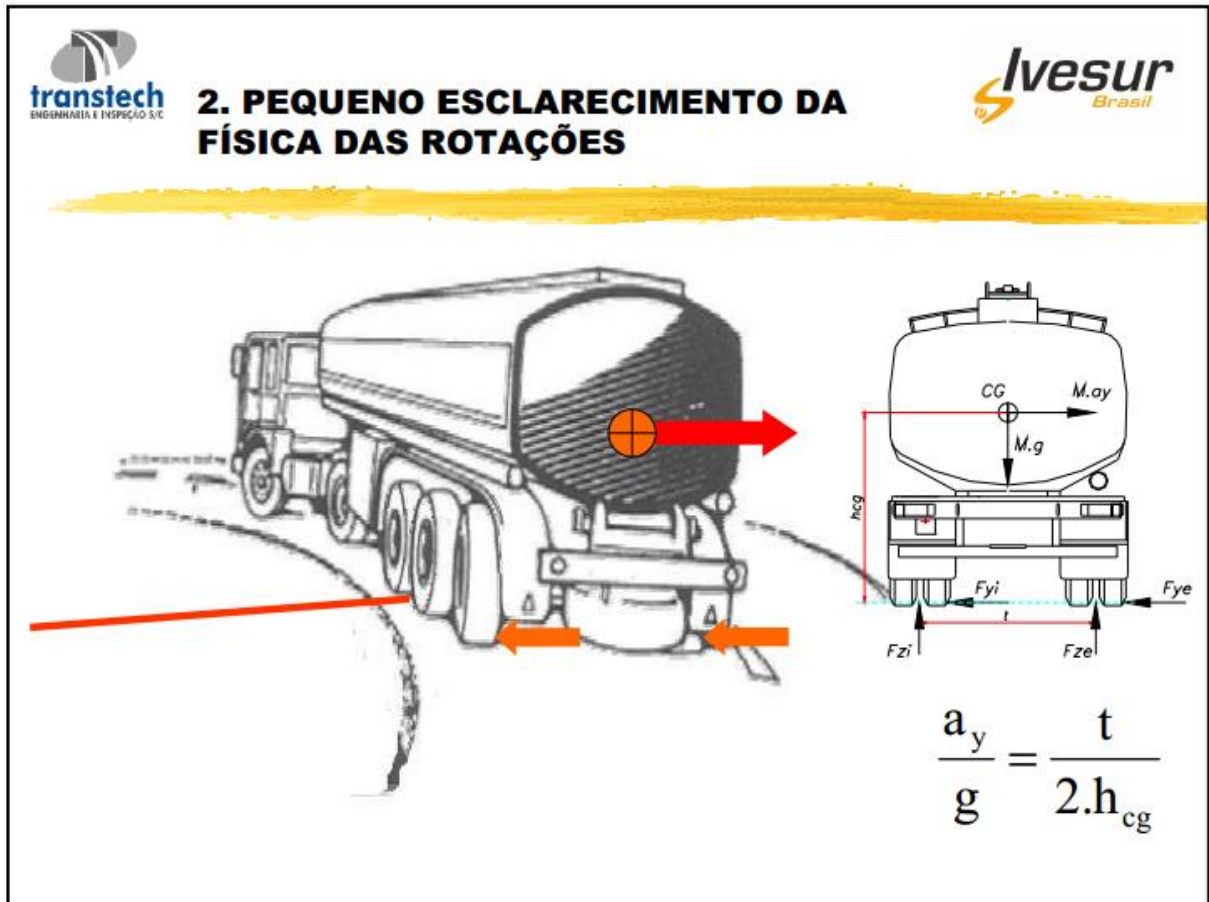


Figura 35 – Determinação do limiar de tombamento lateral estático.

Fonte: MELO, 2010.

Os dados do equipamento são:

$$t = 1.960 \text{ mm (bitola do eixo)}$$

$$h_{cg} = 2.300 \text{ mm}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

com estes dados em mãos, podemos calcular a aceleração lateral ( $a_y$ ) em g's.

$$a_y = 1,960 \times g \div 2 \times 2,300$$

$$a_y = (1,960 \div 4,600) \times g$$

$$a_y = 0,426 \text{ g}$$

### 3.1.3 Material

O material utilizado na fabricação da suspensão e das travessas é o aço COS-AR-COR 350. A escolha deste material deve-se à sua elevada resistência

corrosão atmosférica, boa tenacidade, boa soldabilidade e resistência mecânica garantida pelo fabricante. A elevada resistência a corrosão atmosférica deve-se a formação de uma camada de protetora avermelhada de óxidos, que isolam pontos de oxidação, não permitindo que os mesmos se propagem.

**Tabela 02: Propriedades mecânicas do COS-AR-COR 350.**

direção	LE (MPa)	LR (MPa)	LE/LR (%)	AL (%)
T	417,4	523,6	80	25

Fonte: Usiminas, 2011.

**Tabela 03: Composição química do COS-AR-COR 350.**

C	Mn	P	S	Si	Al	Cu	Mo	Cr	Ni	Nb	V	Ti
0,07	0,48	0,034	0,009	1,076	0,028	0,103	0,002	0,226	0,004	0,003	0,003	0,001

Fonte: Usiminas, 2011.

#### 3.1.4 Outras considerações

Para as simulações de determinação dos pontos de concentrações de tensão, serão feitas as seguintes considerações:

- O metal de adição é o mesmo do metal de base (apesar de o arame de solda apresentar resistência mecânica inferior ao material de base, os pontos de concentração de tensão não estão localizados na solda);
- Não há variação no tamanho das pernas do cordão de solda, mordeduras ou qualquer outra descontinuidade ou defeito de fabricação;
- O tamanho dos elementos para a geração da malha deve ser de 10 mm;
- Não será utilizado refinamento localizado de malha.
- Para facilitar a comparação dos resultados, as simulações serão mostradas utilizando a mesma escala. Todos os elementos com tensões acima de 100 MPa serão mostradas na cor vermelha. O valor máximo da escala não será o valor máximo encontrado.

## 3.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 3.2.1 Cálculo de coeficiente de segurança segundo Collins

Para determinar o coeficiente de segurança, primeiramente devem-se avaliar os coeficientes de penalização propostos por Collins.

**Tabela 04: Respostas dos números de penalização as perguntas propostas.**

	Perguntas	Numero de penalização (NP)
1	Conhecimento preciso do carregamento	1
2	Calculo preciso das tensões	0
3	Conhecimento preciso da resistência	-2
4	Necessidade de conservação	0
5	Gravidade das consequências de falhas	0
6	Qualidade da fabricação	2
7	Condições de operação	0
8	Qualidade da inspeção/manutenção	1
	Total (Numero de penalização (NP))	2

As fórmulas propostas por Collins para determinação do coeficiente de segurança são:

$$n_d = 1 + \frac{(10 + t)^2}{100} \quad \text{para } t \geq -6 \quad (17)$$

$$n_d = 1,15 \quad \text{para } t < -6 \quad (18)$$

**Fonte: COLLINS, 2006.**

Aplicando a equação, chega-se a um coeficiente de segurança de 2,44

$$n_d = 1 + \frac{(10 + 2)^2}{100}$$

$$n_d = 2,44$$

### 3.2.2 Cálculo de vida Infinita

Para determinar-se a vida infinita para fadiga, é preciso determinar os fatores modificadores do limite de resistência a fadiga.

São eles:

#### 3.2.2.1 Fator de acabamento superficial, $k_a$

Para determinar o fator de acabamento superficial precisam-se de dois dados: Tensão de ruptura do material e o processo de fabricação do material. A tensão de ruptura do material é de 523,6 MPa (fornecido pelo certificado de usina). A chapa é fabricada por laminação a quente. Como após a fabricação da suspensão as chapas são jateadas e pintadas, há uma melhora no acabamento superficial da chapa. Para não penalizar-se muito o fator de acabamento, considera-se nesse trabalho um valor intermediário entre chapa laminada a quente e laminada a frio.

### Fator de Acabamento superficial, $k_a$

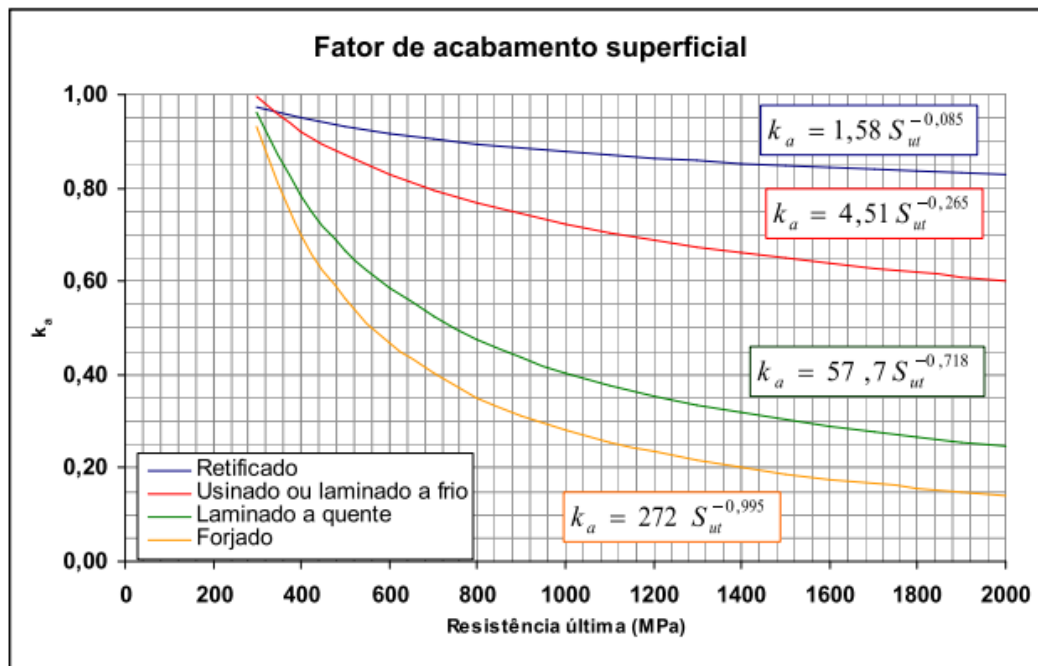


Figura 20: Fator de acabamento superficial,  $k_a$ .

Fonte: FILIPPIN, 2012.

Aplicando-se a formula do gráfico, chegamos aos seguintes resultados:

$$K_{\text{laminado a frio}}: 0,8583$$

$$K_{\text{laminado a quente}}: 0,6418$$

$$K_{\text{utilizado}}: 0,75$$

### 3.2.2.2 Fator de tamanho, kb

A suspensão é submetida a todos os tipos de carregamento, de difícil determinação. Para o calculo do fator de tamanho, considera-se que o esforço predominante a que é submetida à suspensão é o esforço de tração.

Nesse caso,

$$K_b: 1,0$$

### 3.2.2.3 Tipo de carregamento, kc

Como foi considerado que o esforço predominante em que a suspensão é submetida e o esforço de tração, o valor do fator tipo de carregamento é:

$$K_c: 0,85$$

### 3.2.2.4 Fator de temperatura, kd

Como a temperatura de operação é a temperatura ambiente, então:

$$K_d: 1,0$$

### 3.2.2.5 Fator de confiabilidade, ke

Nesse trabalho, é considerado um fator de confiabilidade de 90%. Nesse caso:

$k_e$ : 0,897

### 3.2.2.6 Fator para efeitos diversos, $k_f$

Nesse trabalho, não será considerado nenhum redutor de vida devido a outros defeitos. Neste caso:

$k_f$ : 1,0

### 3.2.2.7 Cálculo de vida infinita

$$S_n = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_n' \quad (15)$$

$$S_n' = g S_{ut} \quad (16)$$

Fonte: FILIPPIN, 2012.

$$S_n = 0,75 \times 1,0 \times 0,85 \times 1,0 \times 0,897 \times 1,0 \times 0,5 \times 523,6$$

$$S_n = 149,7 \text{ MPa}$$

## 3.3 CALCULO DAS TENSÕES

Para o cálculo das tensões, primeiramente é necessário definir o local onde serão aplicados os esforços, para conseguir resultados confiáveis. Como os esforços da suspensão são de difícil determinação, são sugeridos locais de aplicação de esforços onde pode representar os esforços no modelo real.

Para o suporte dianteiro, aplicam se os seguintes esforços:

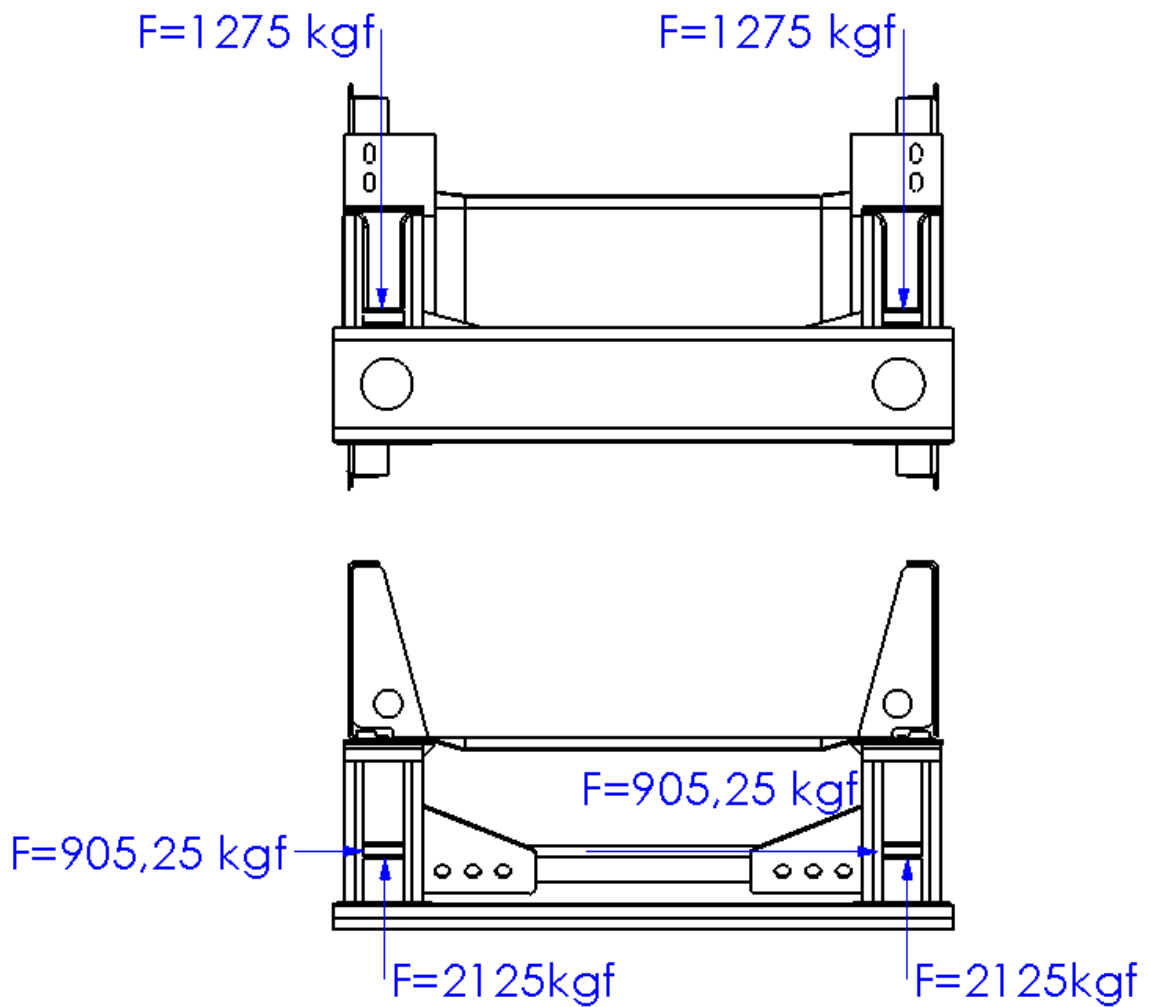
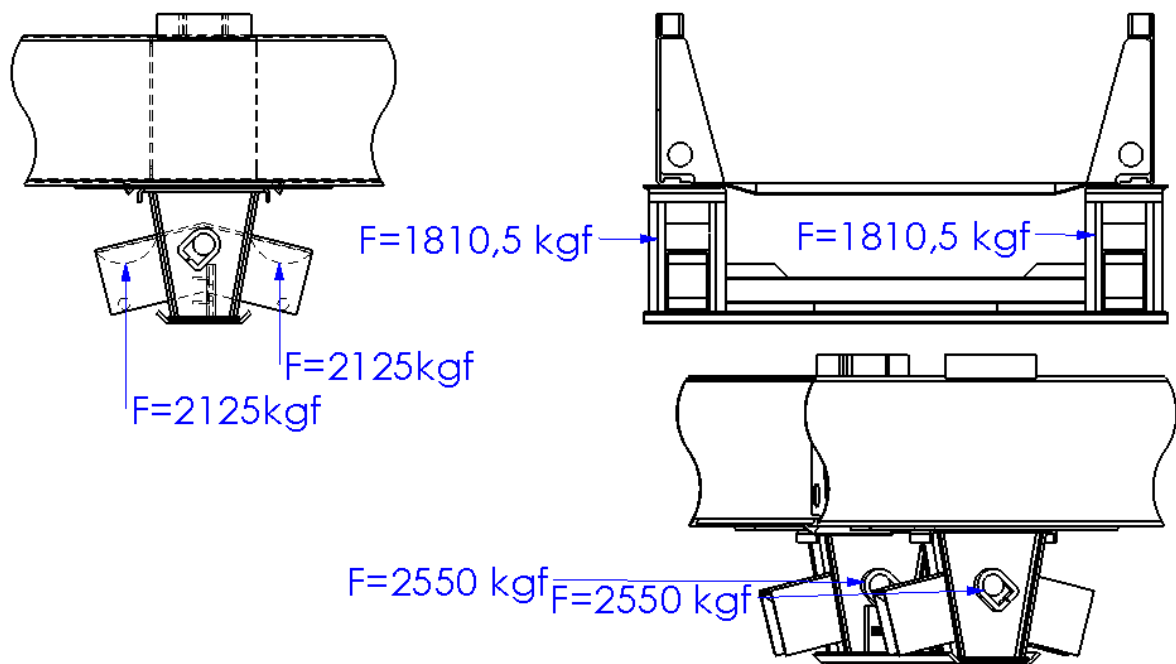


Figura 36 – Locais de aplicação dos esforços suporte dianteiro.

Conforme escrito no item 3.1.2 (carregamento), aplicam se as seguintes forças:

- Força vertical: 2.125 kgf em cada suporte (totalizando 4.250 kgf)
- Força lateral: 905,25 kgf em cada suporte (42,6% da força vertical)
- Força frontal: 1275 kgf em cada suporte (60% da força vertical)

Para o suporte central, iremos aplicar os seguintes esforços:



**Figura 37 – Locais de aplicação dos esforços suporte central.**

Conforme escrito no item 3.1.2 (carregamento), aplicam-se as seguintes forças:

- Força vertical: 4.250 kgf em cada suporte (totalizando 8.500 kgf)
- Força lateral: 1.810,5 kgf em cada suporte (42,6% da força vertical)
- Força frontal: 2.550 kgf em cada suporte (60% da força vertical)

Para o suporte traseiro, aplicam se os seguintes esforços:

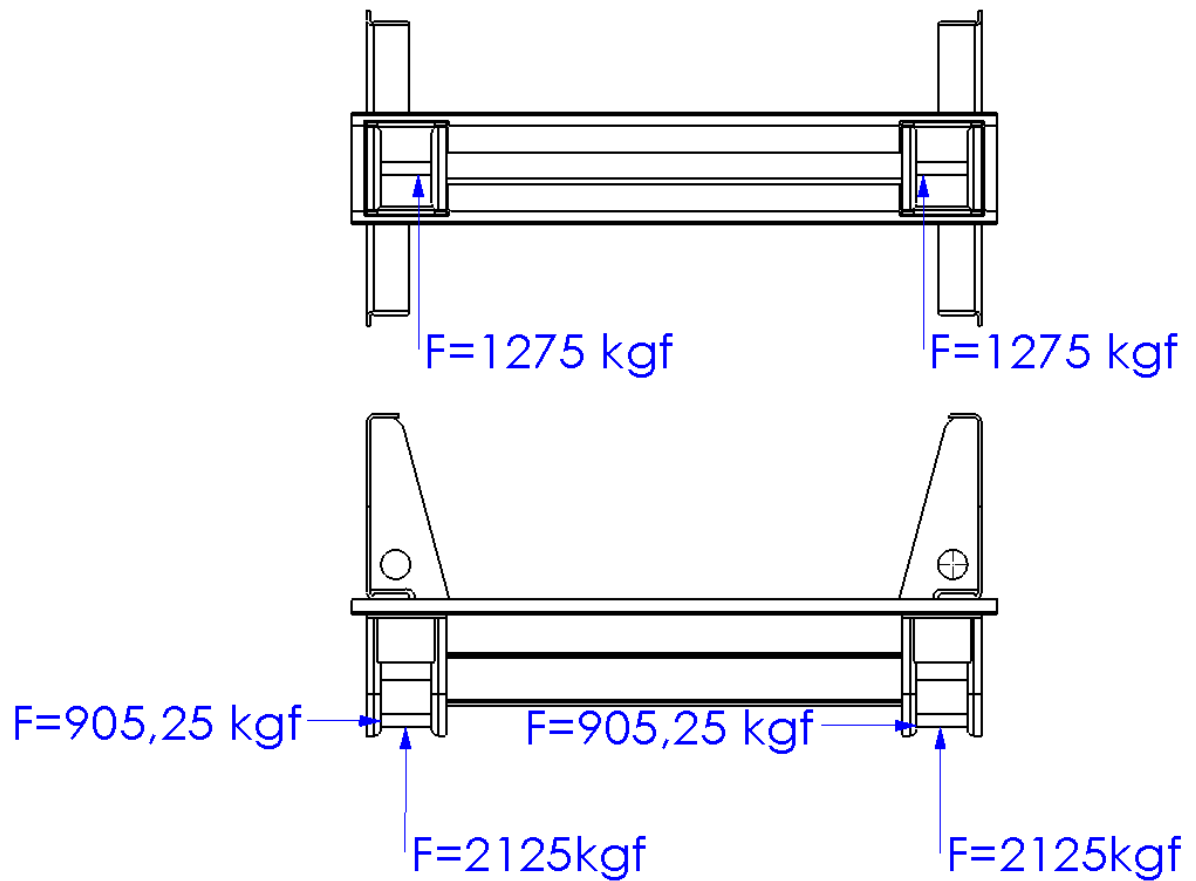


Figura 38 – Locais de aplicação dos esforços traseiro.

Conforme escrito no item 3.1.2 (carregamento), iremos aplicar as seguintes forças:

- Força vertical: 2.125 kgf em cada suporte (totalizando 4.250 kgf)
- Força lateral: 905,25 kgf em cada suporte (42,6% da força vertical)
- Força frontal: 1275 kgf em cada suporte (60% da força vertical)

### 3.4 MODELO ANTIGO DA SUSPENSÃO DO SEMIRREBOQUE

Abaixo é mostrado o modelo como a suspensão era fabricada.

#### 3.4.1 Suporte dianteiro

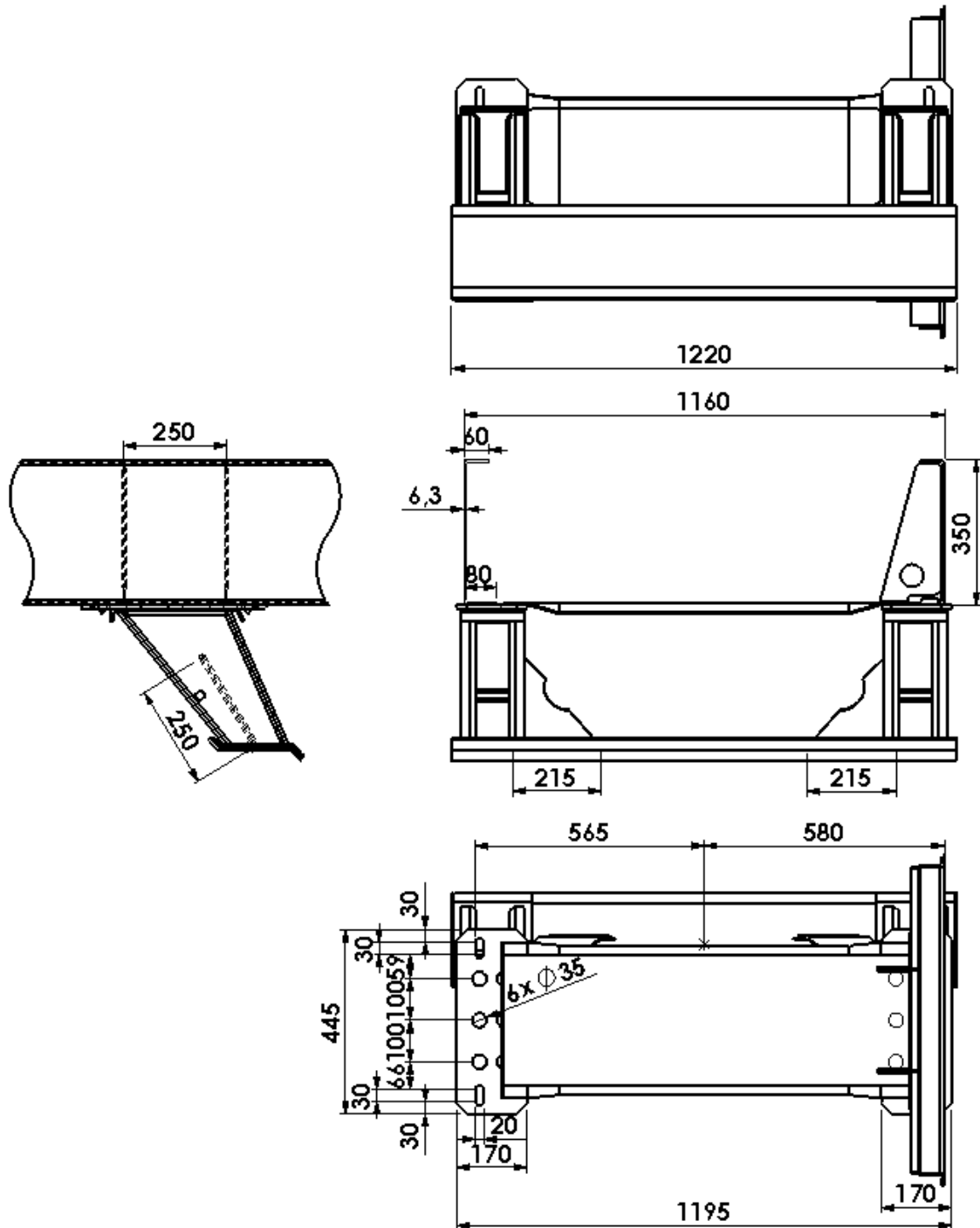


Figura 39 – Desenho do modelo antigo da suspensão (suporte dianteiro).

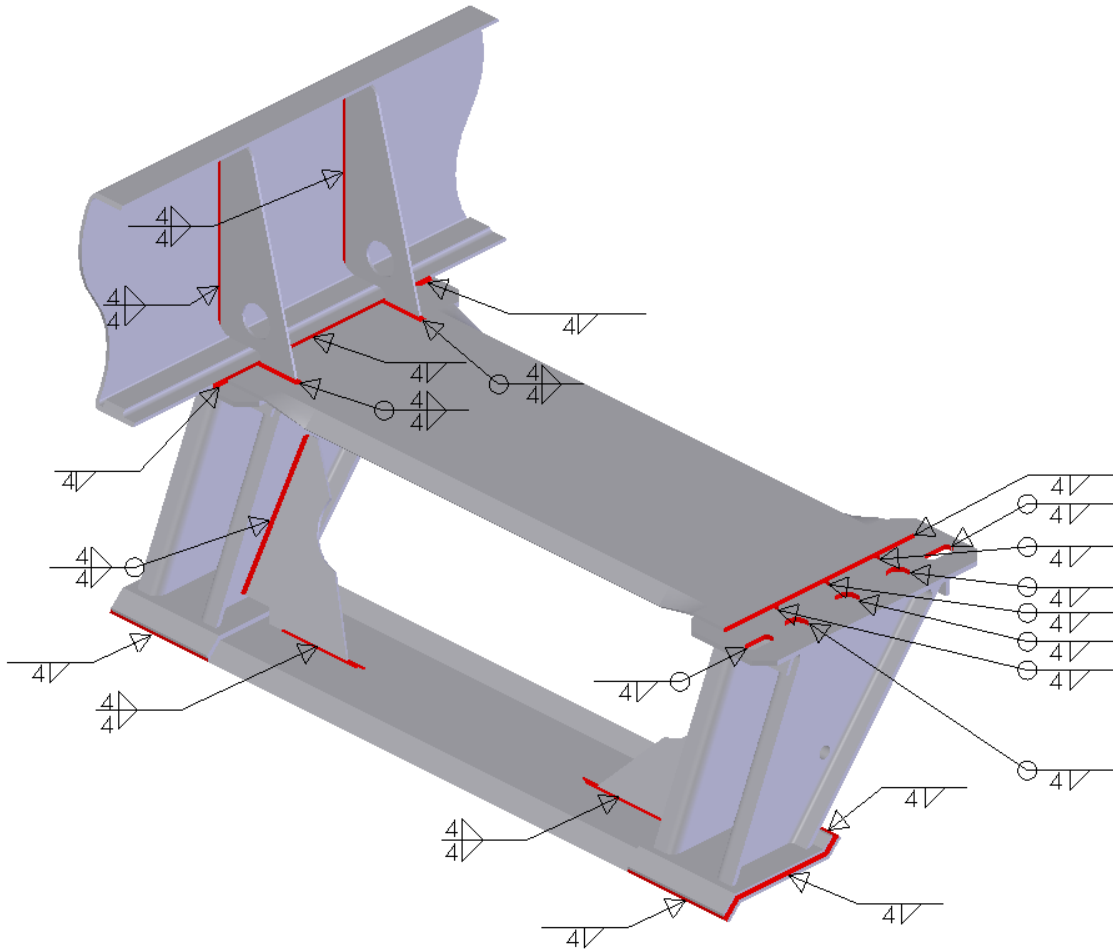


Figura 40 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte dianteiro).

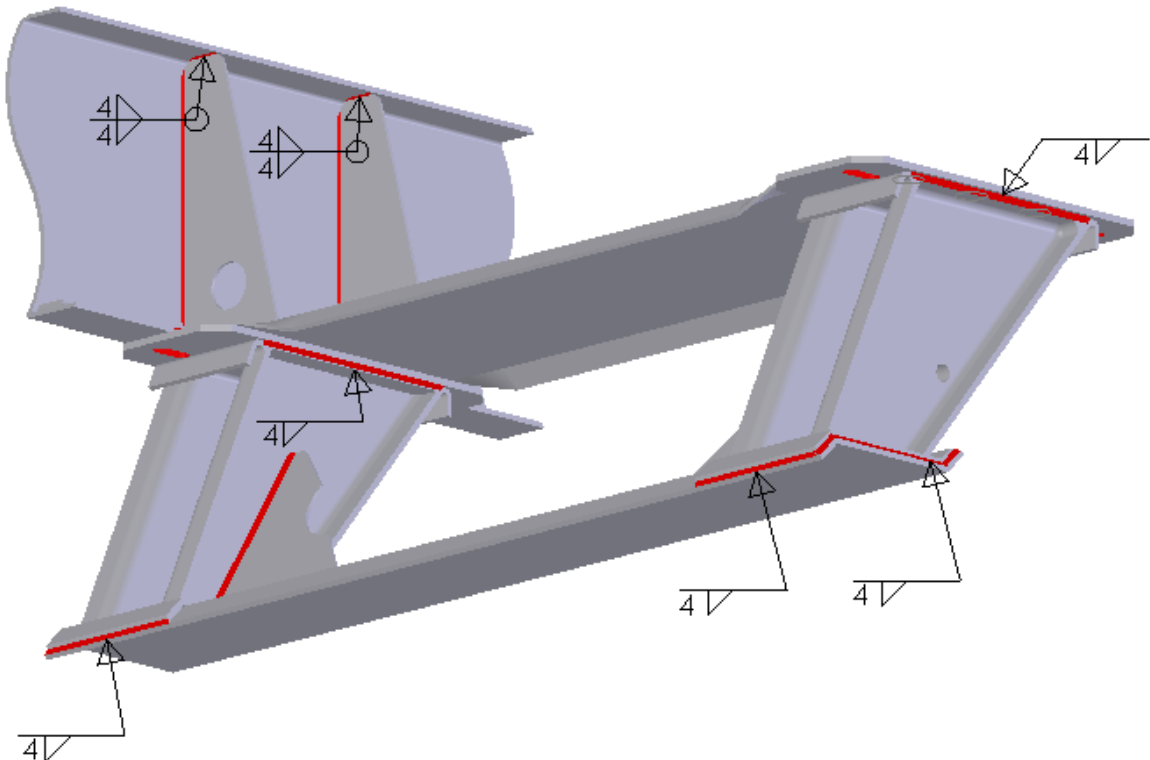
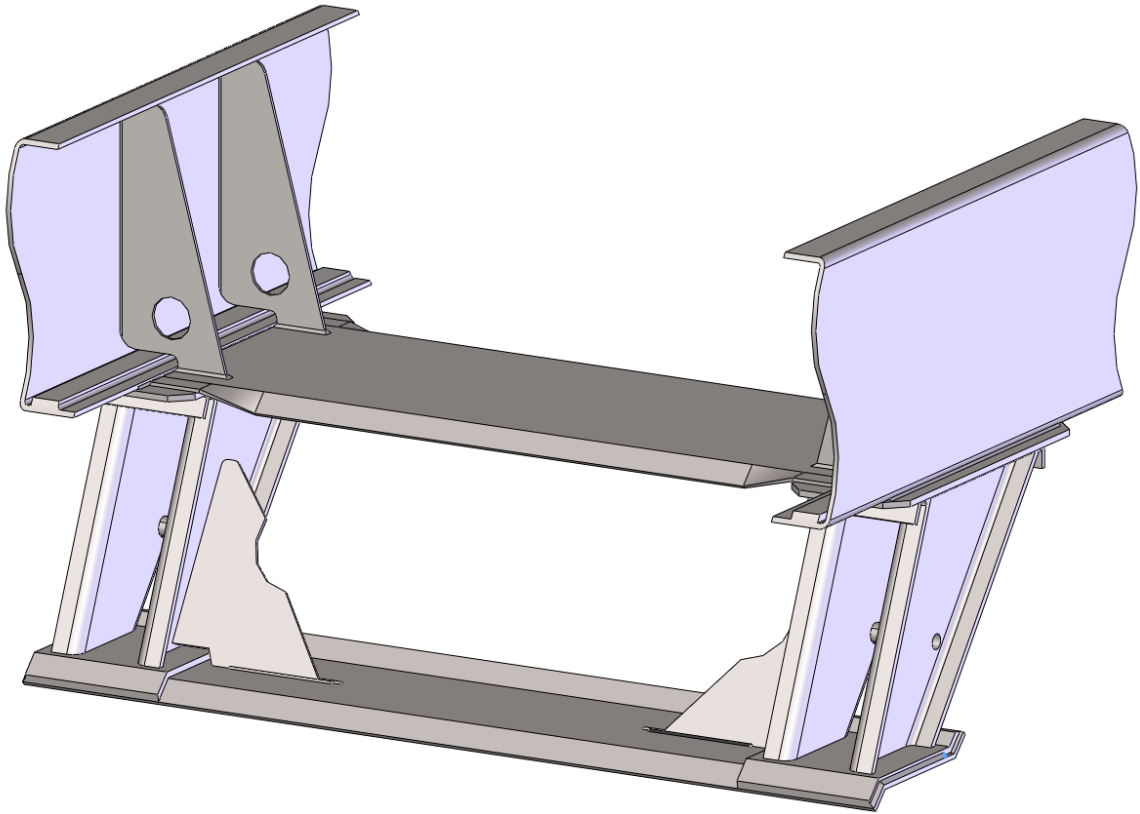
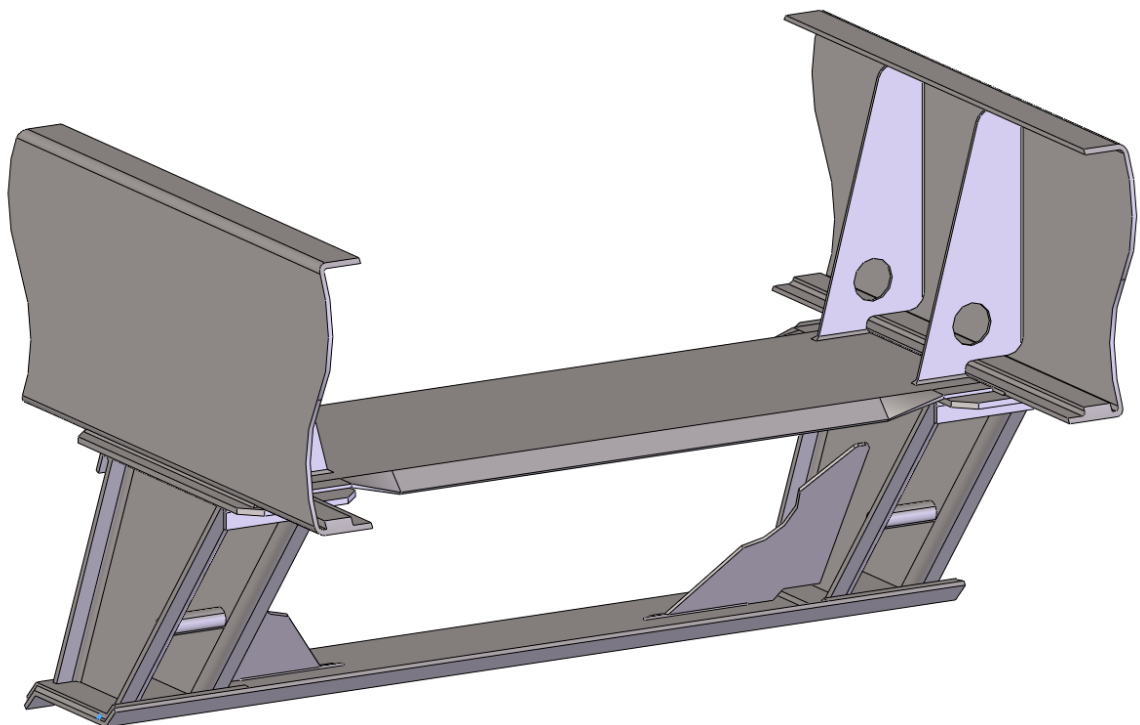


Figura 41 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte dianteiro).

Para representar bem os esforços na suspensão, é necessário adicionar uma parte do chassi em que é soldada a suspensão.



**Figura 42 – Modelo antigo da suspensão (para simulação).**



**Figura 43 – Modelo antigo da suspensão (para simulação).**

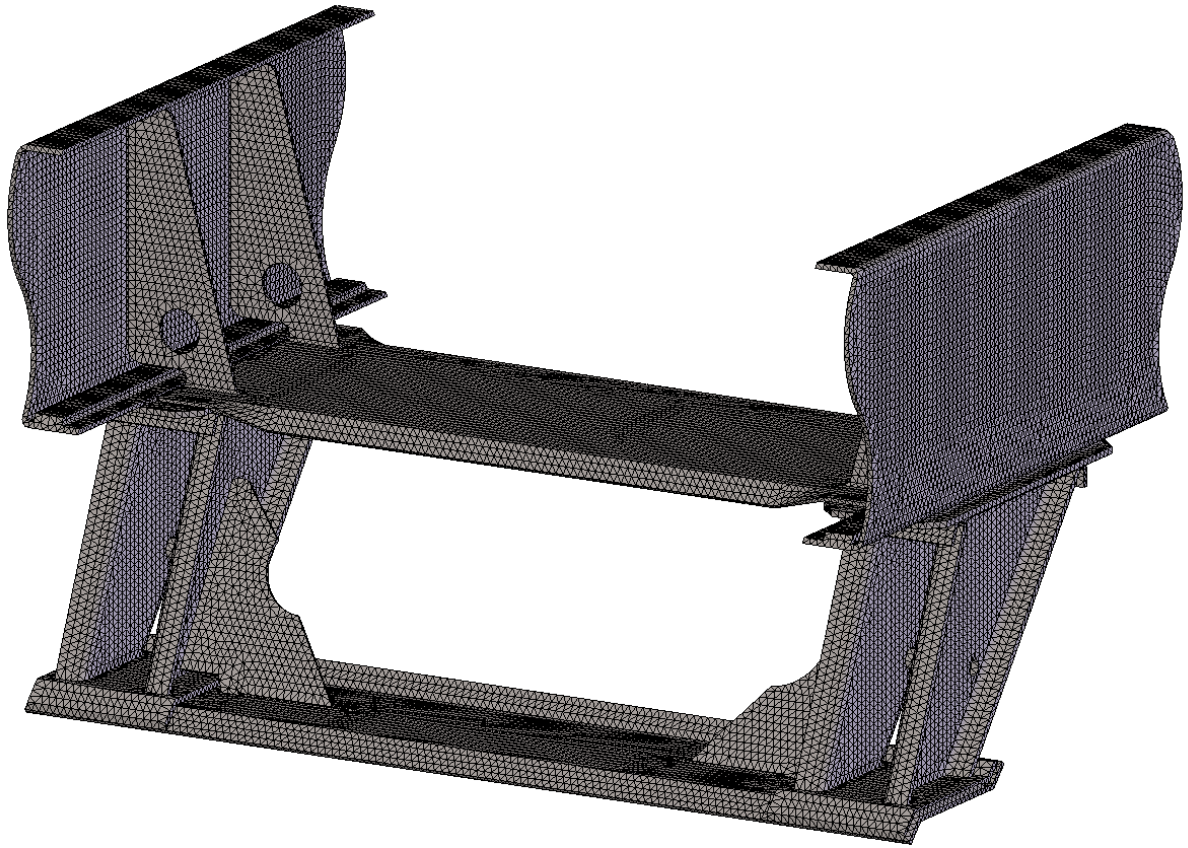


Figura 44 – Geração da malha.

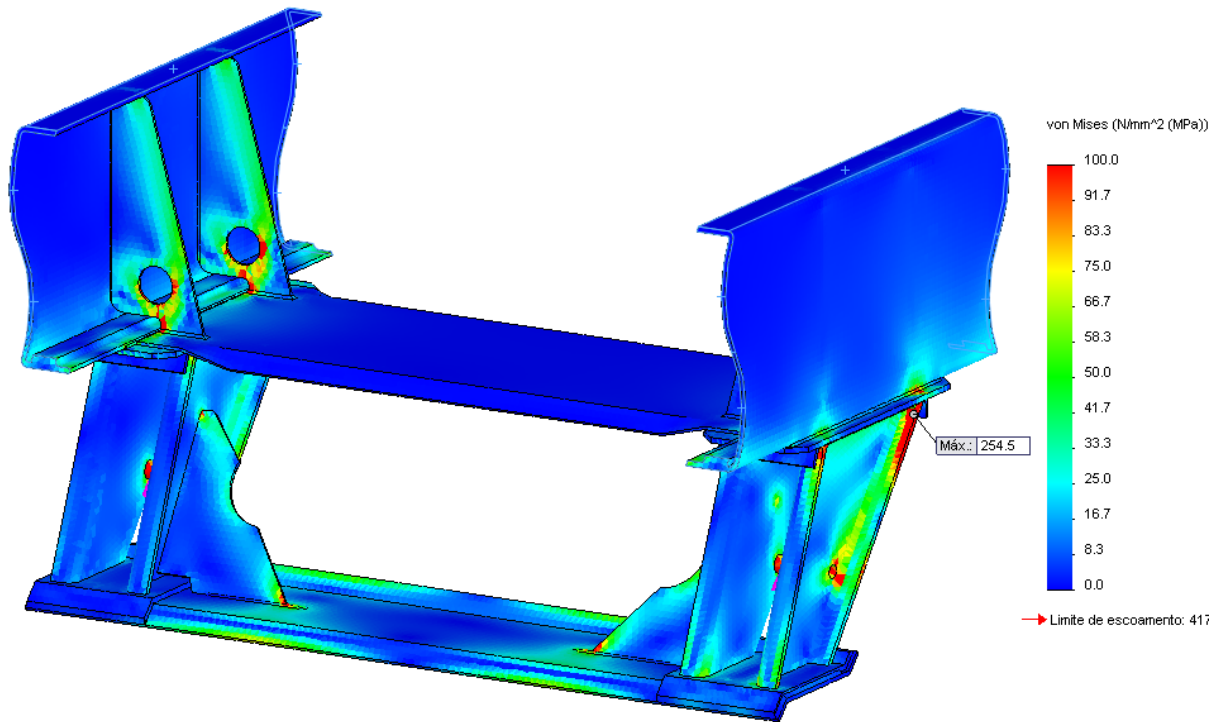
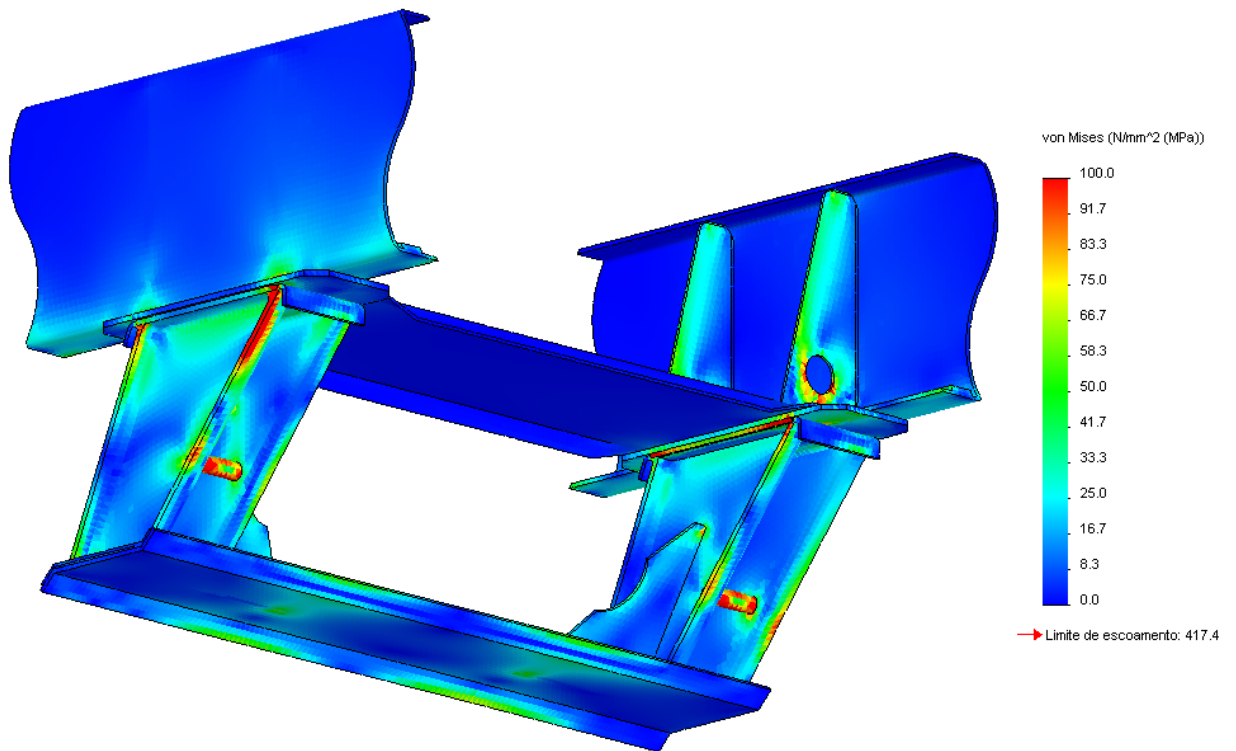


Figura 45 – Resultados da simulação.



**Figura 46 – Resultados da simulação.**

Pode se observar concentrações de tensão principalmente nos 2 locais onde frequentemente ocorrem trincas, mostradas nas figuras 9 e 10. Também possui ponto de concentração de tensão no final da chapa de reforço da suspensão.

## 3.4.2 Suporte central

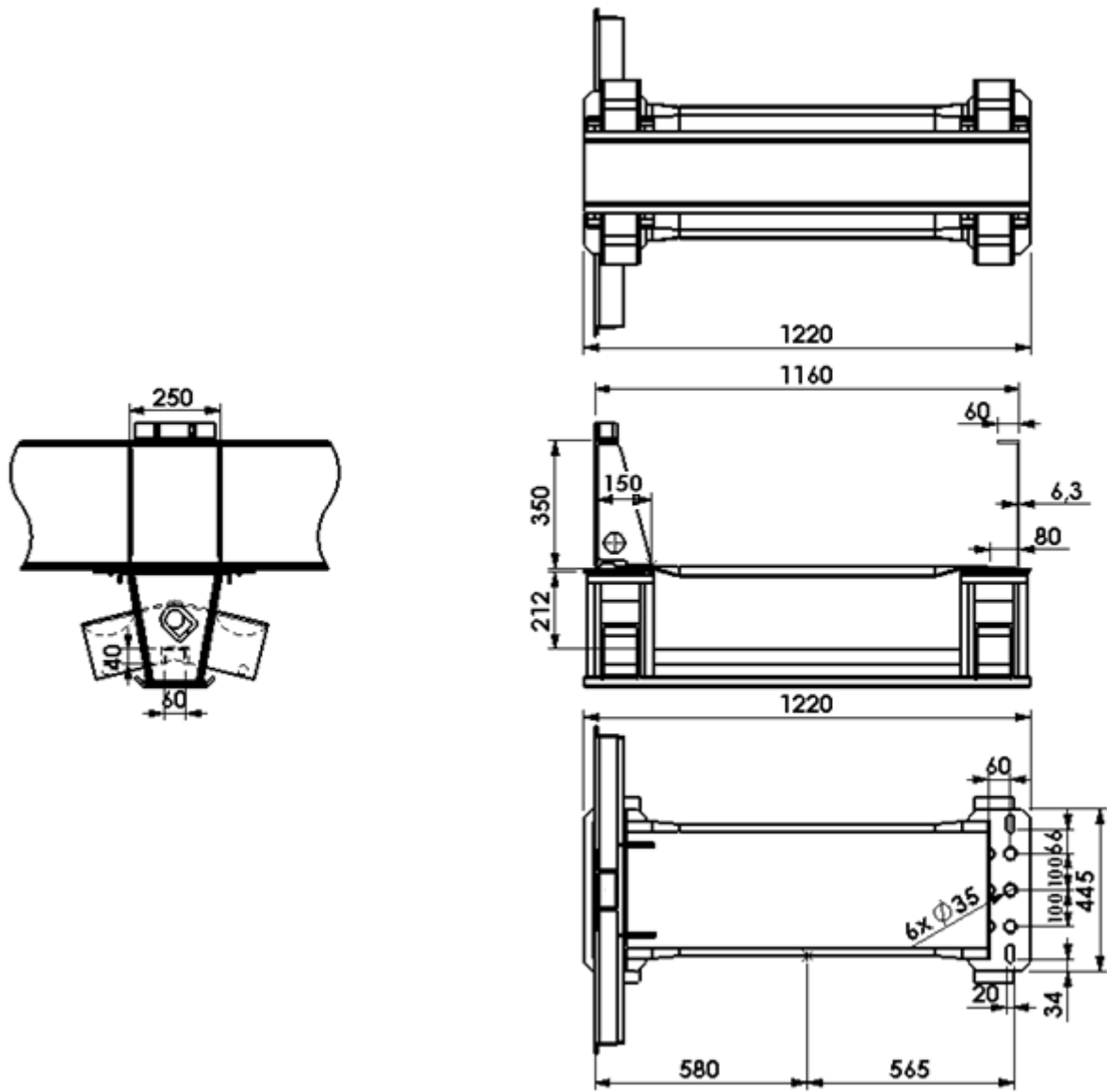


Figura 47 – Desenho do modelo antigo da suspensão (suporte central).

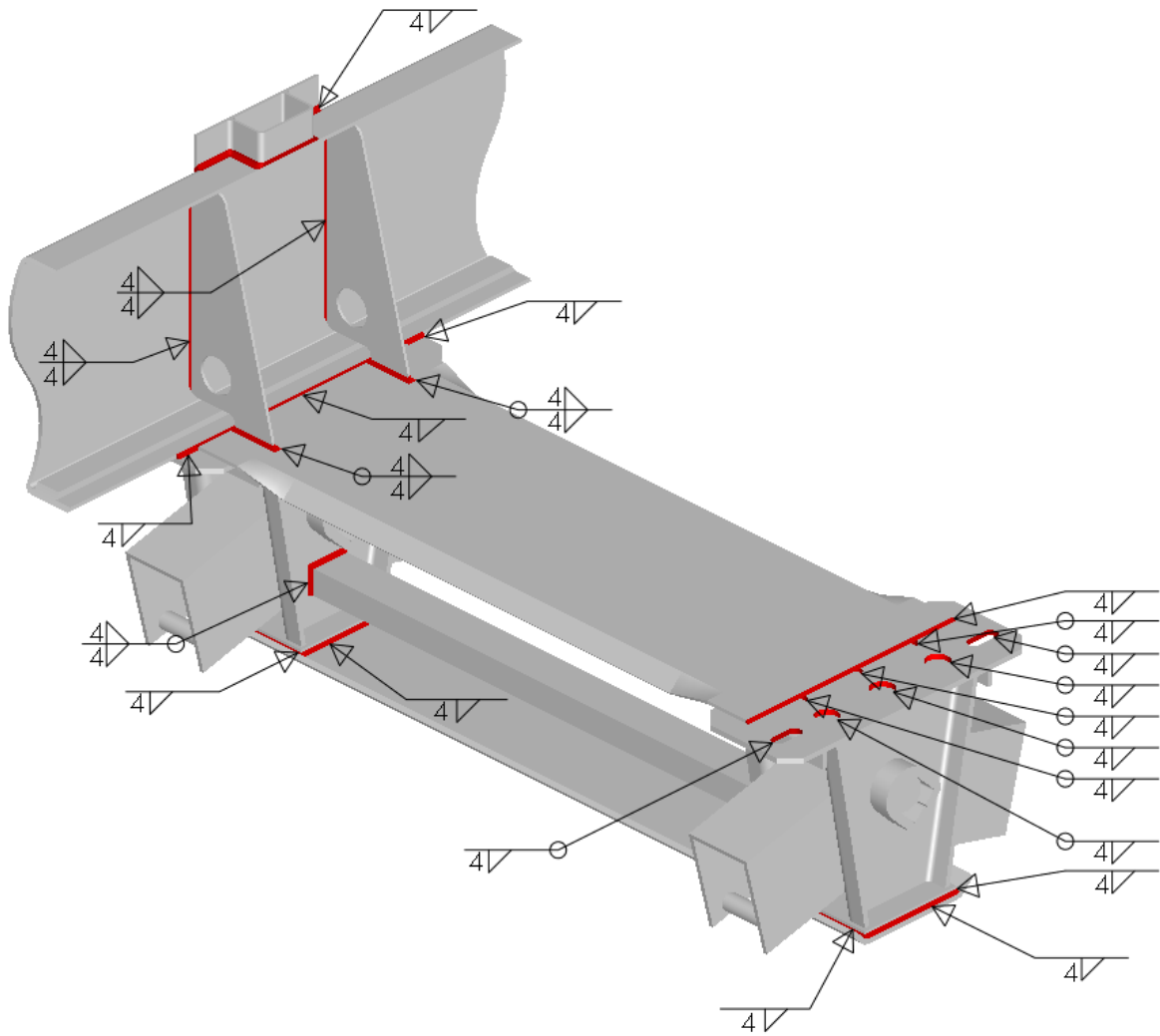


Figura 48 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte central).

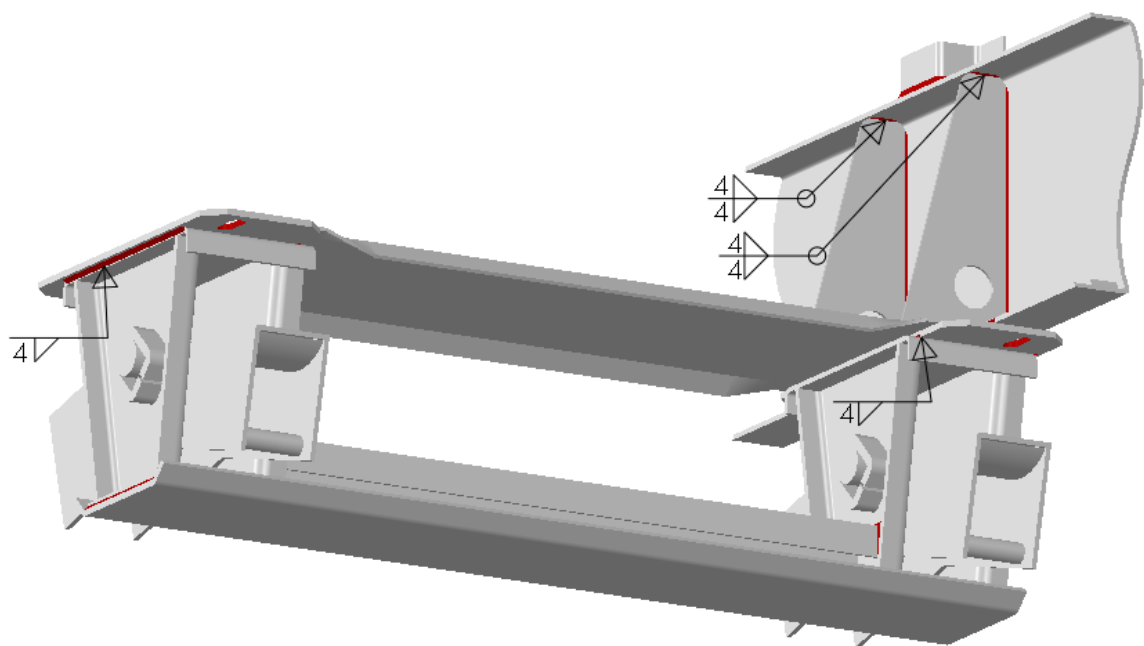
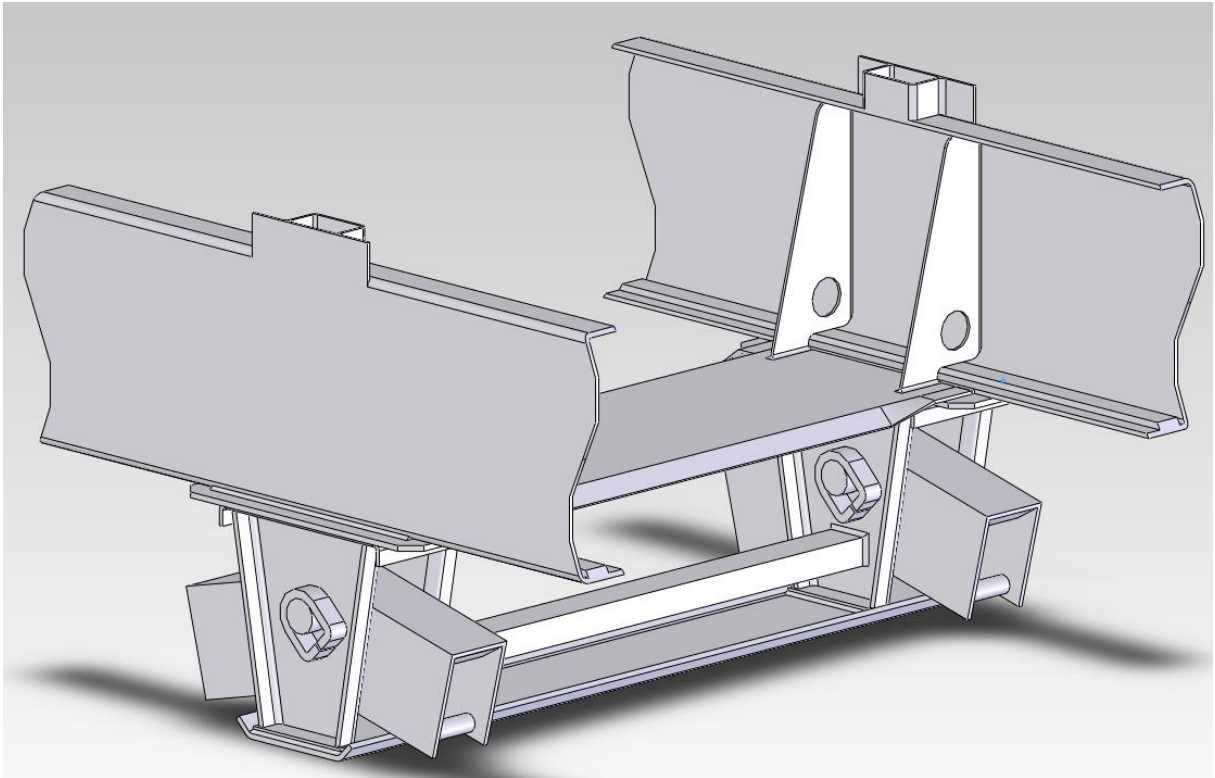
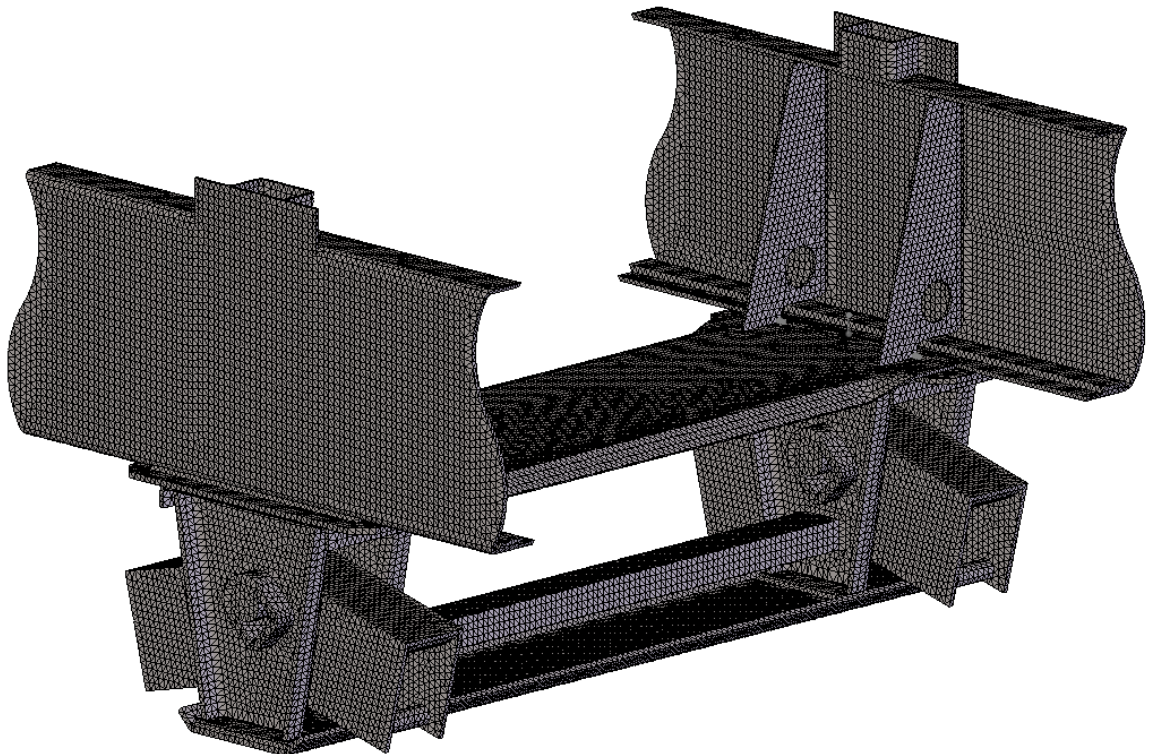


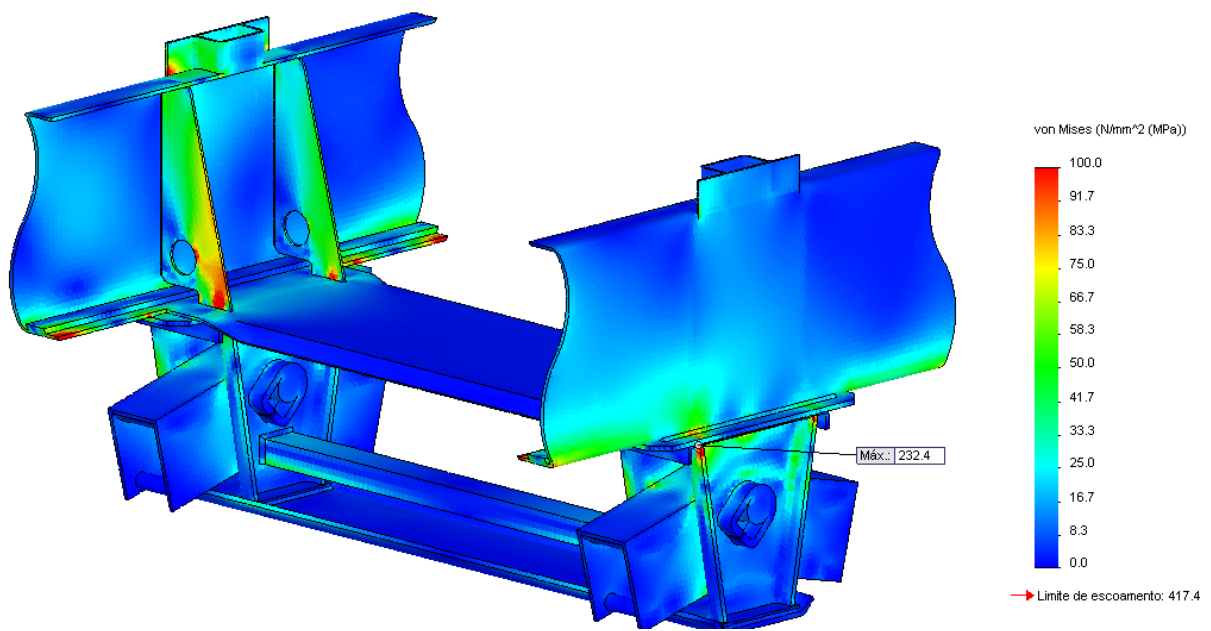
Figura 49 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte central).



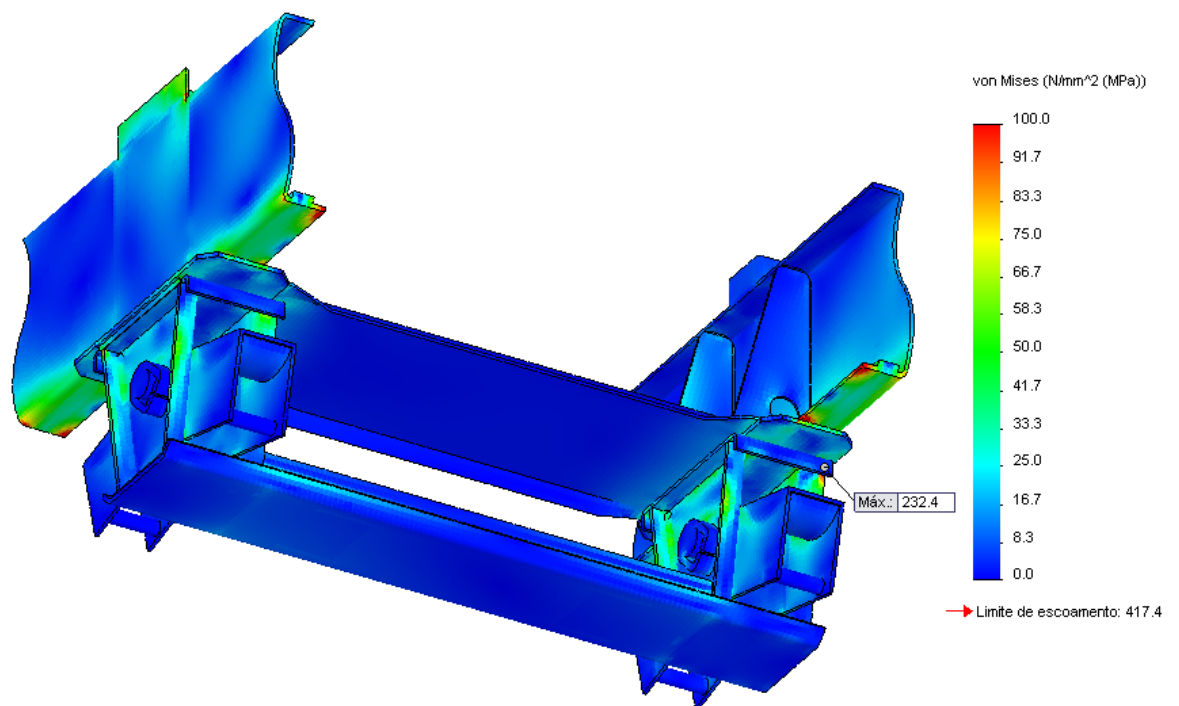
**Figura 50 – Modelo antigo da suspensão (para simulação).**



**Figura 51 – Geração da malha.**



**Figura 52 – Resultados da simulação.**



**Figura 53 – Resultados da simulação.**

Pode se observar pontos de concentração de tensão no final da chapa de reforço da suspensão e perto das soldas das travessas, como mostrado nas figuras nº 4,5,6 e 7.

## 3.4.3 Suporte traseiro

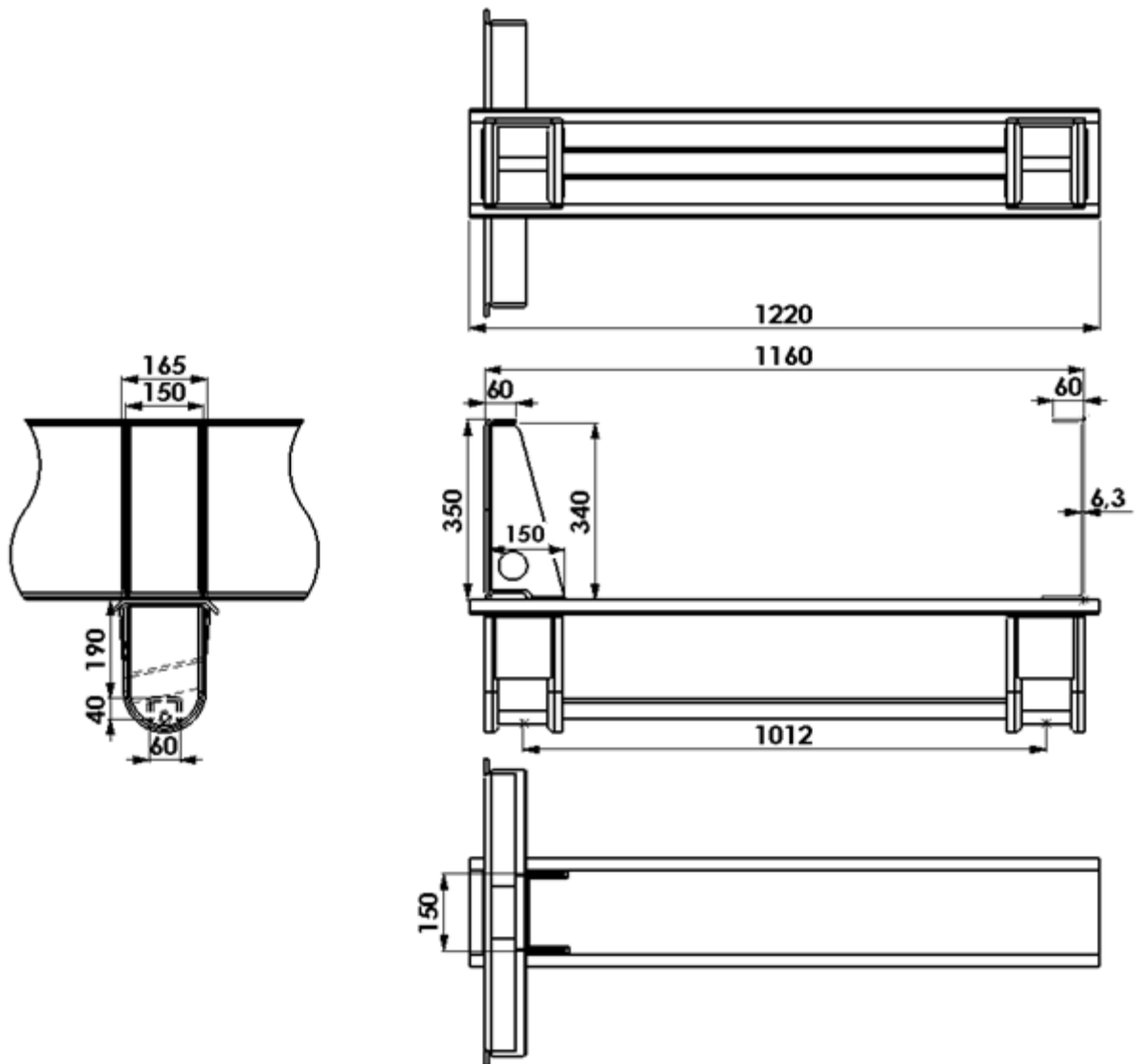
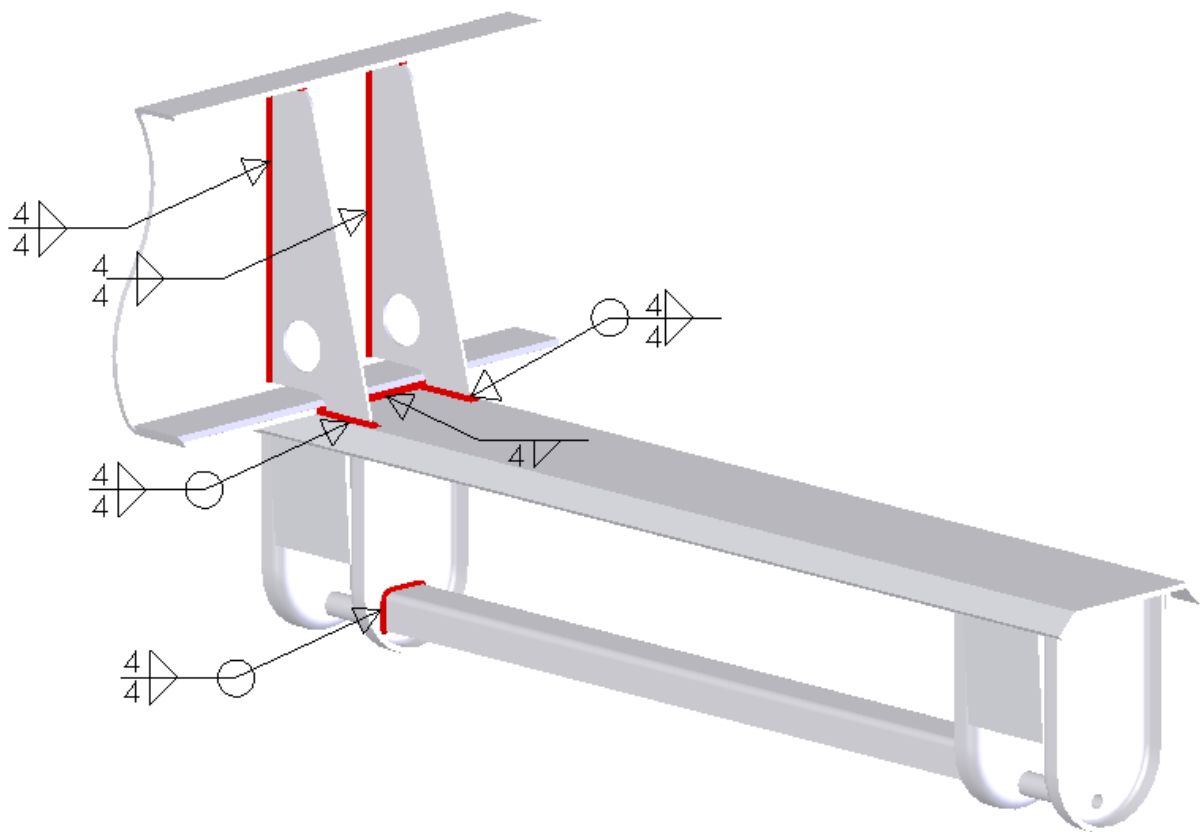
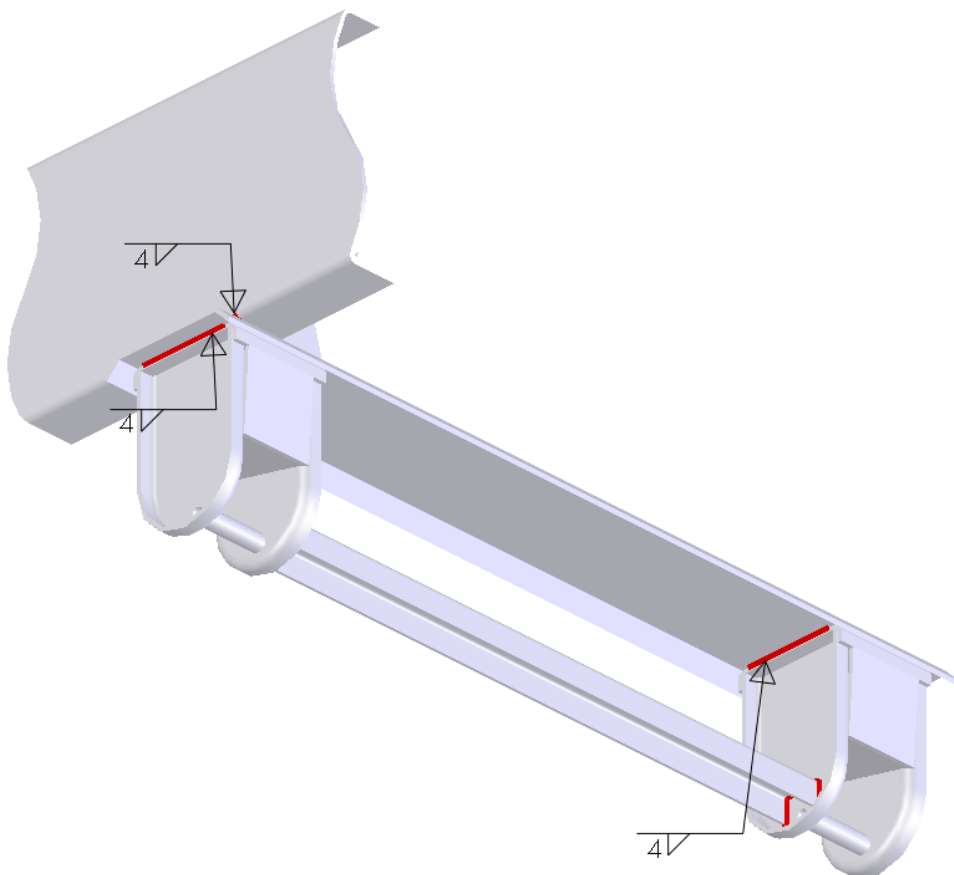


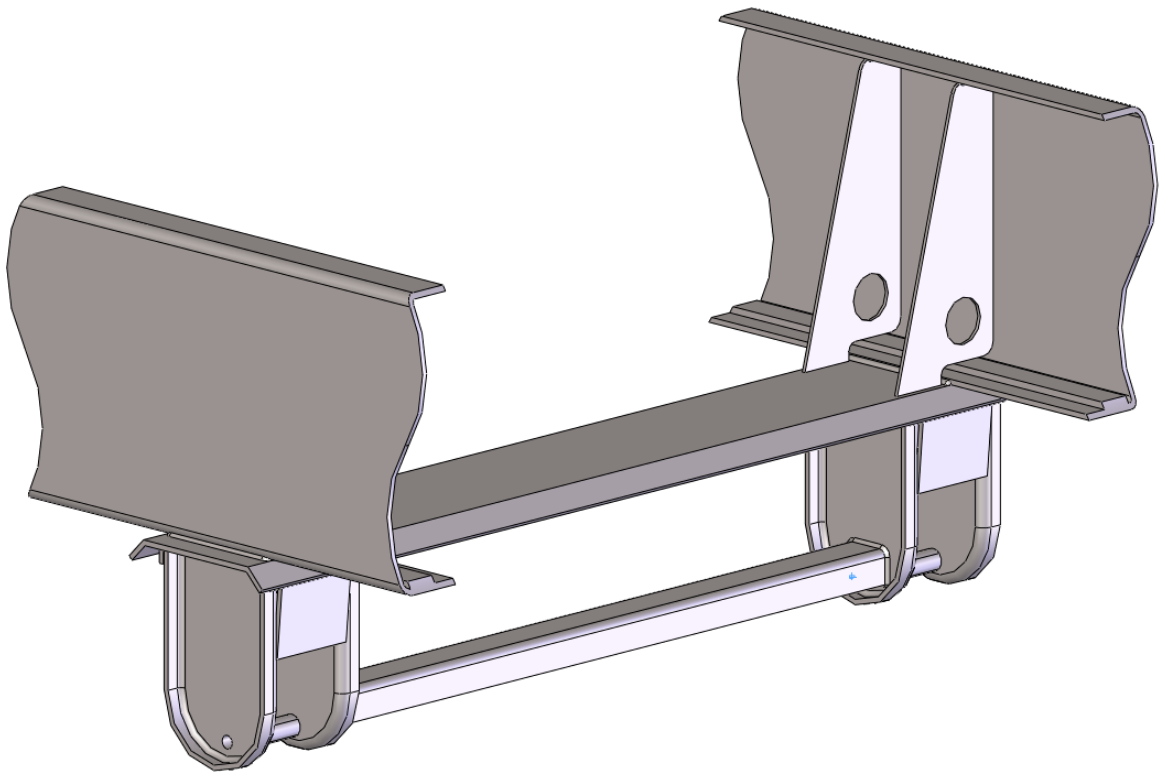
Figura 54 – Desenho do modelo antigo da suspensão (suporte traseiro).



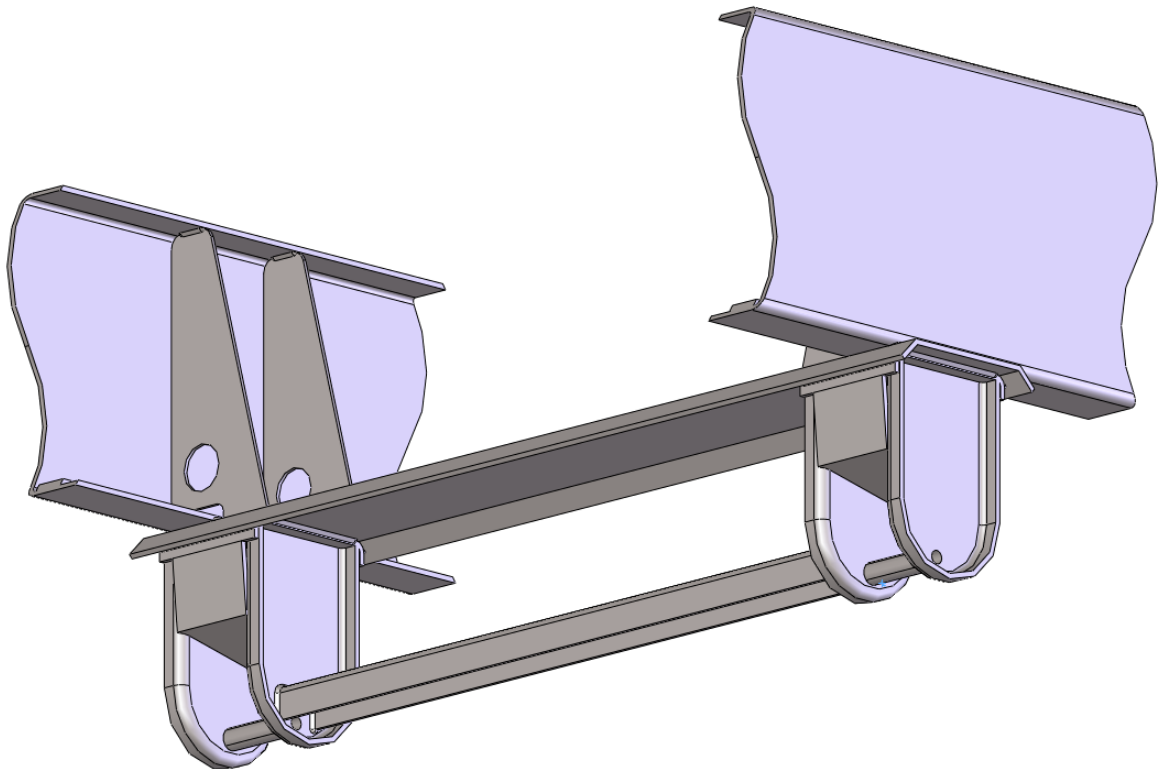
**Figura 55 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte traseiro).**



**Figura 56 – Soldas do modelo antigo da suspensão (suporte traseiro).**



**Figura 57 – Modelo antigo da suspensão (para simulação).**



**Figura 58 – Modelo antigo da suspensão (para simulação).**

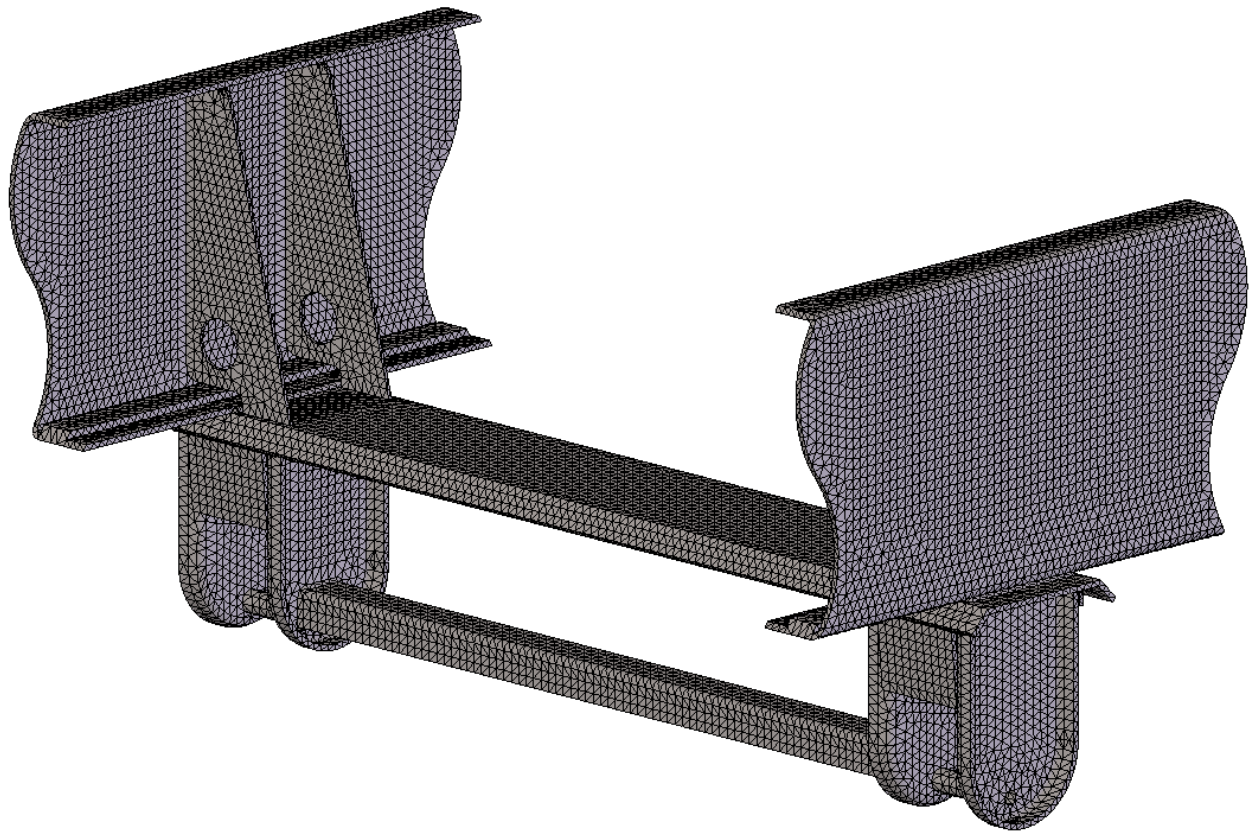


Figura 59 – Geração da malha.

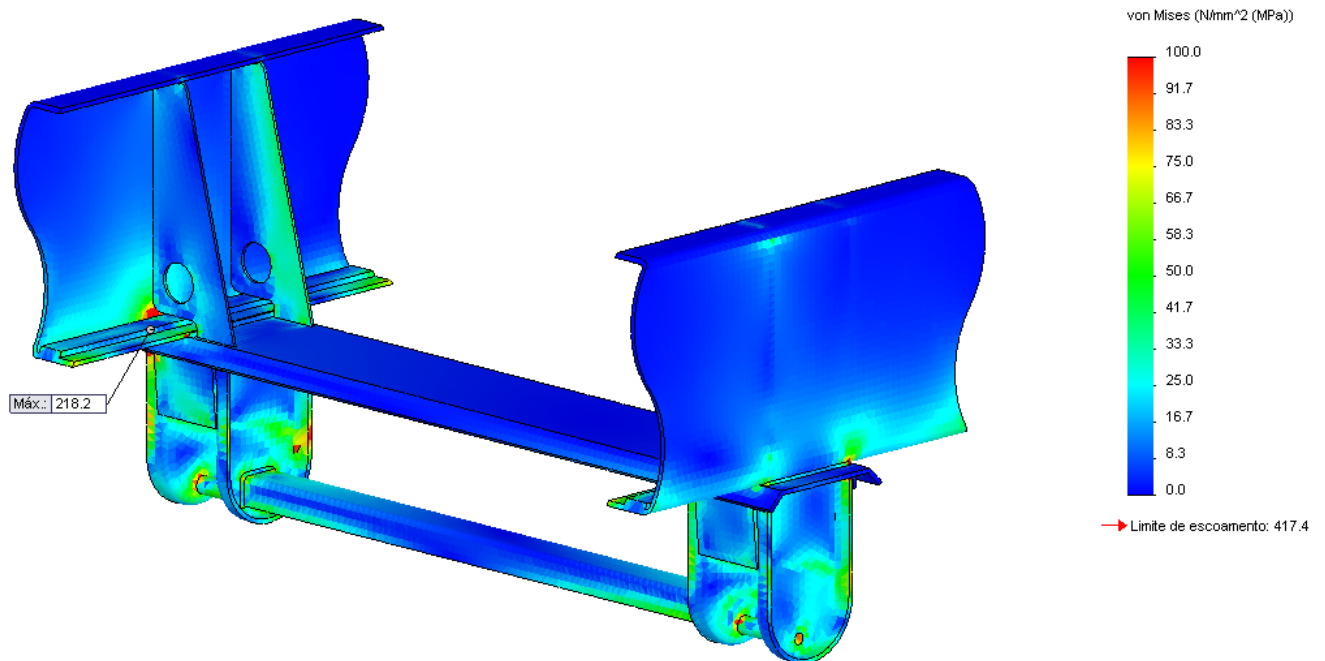
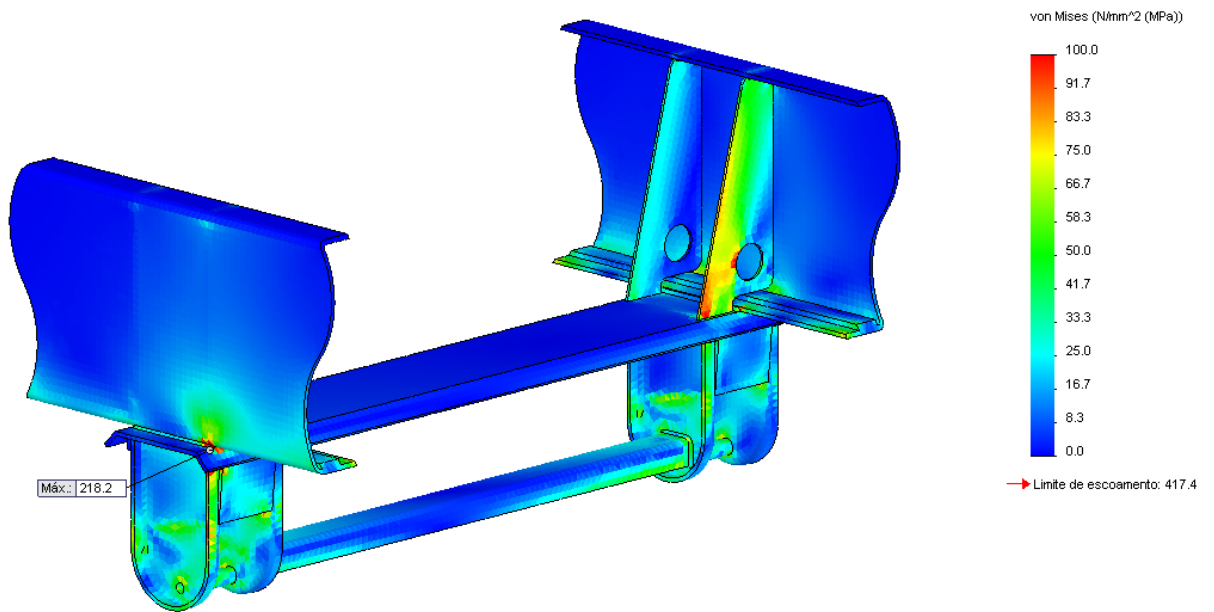


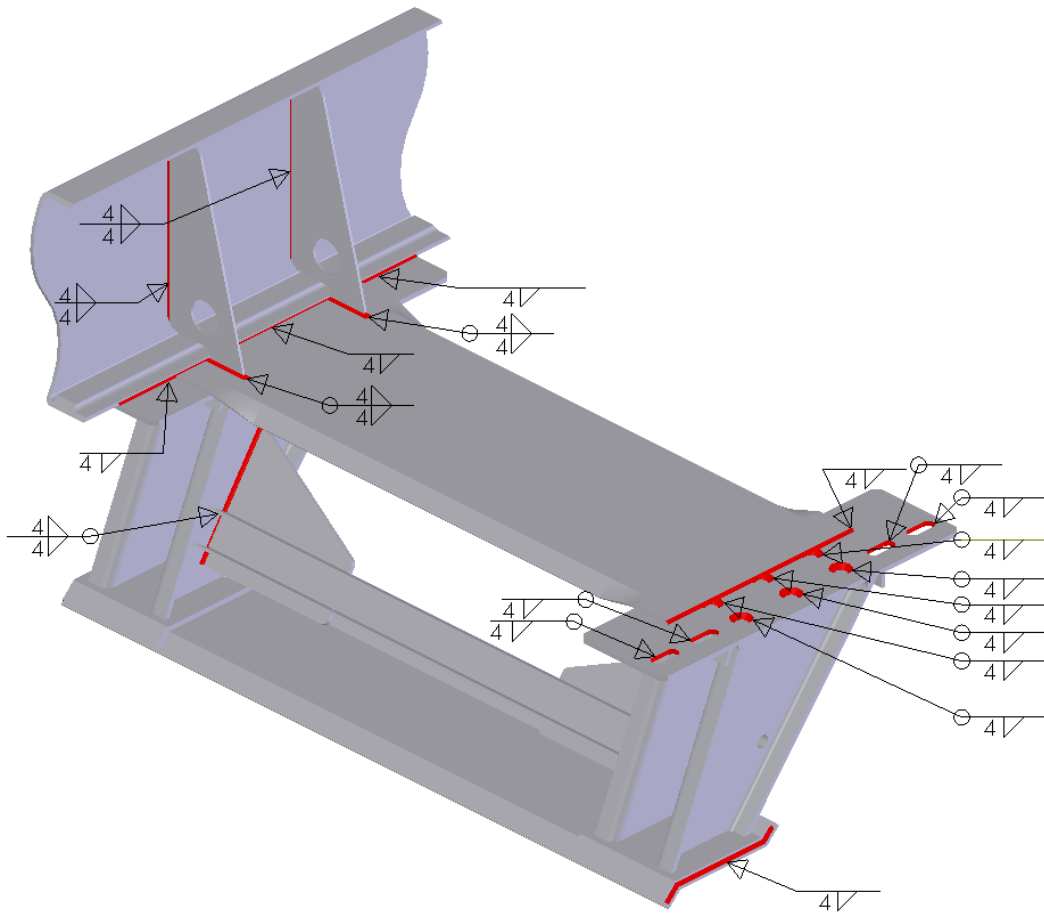
Figura 60 – Resultados da simulação.



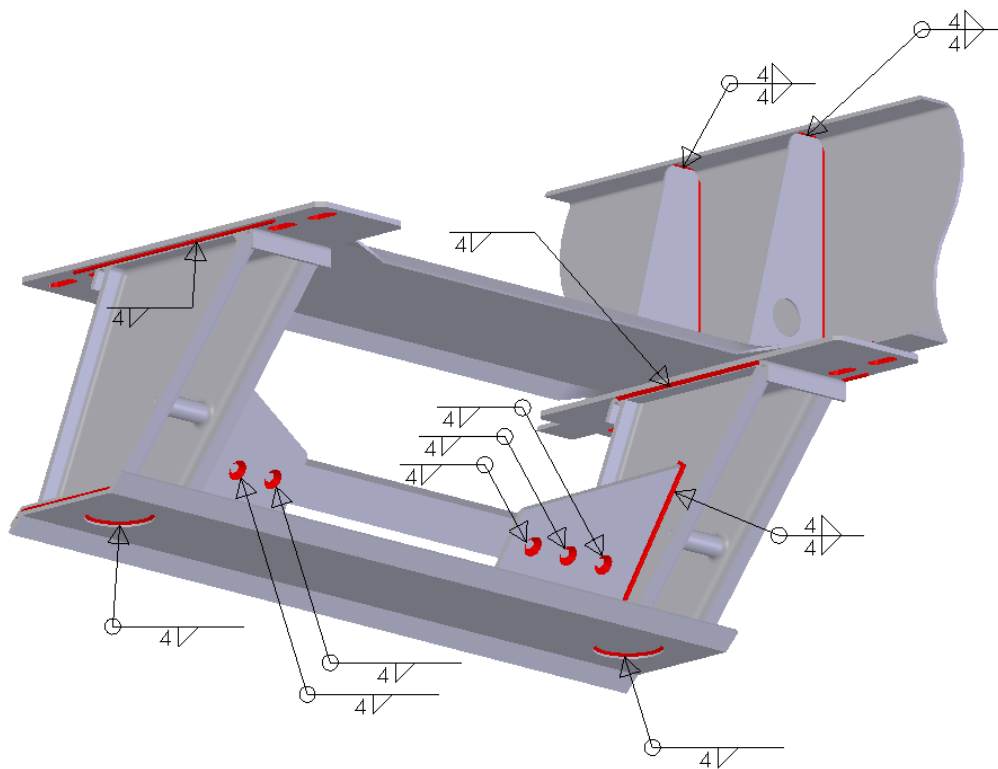
**Figura 61 – Resultados da simulação.**

Pode se observar pontos de concentração de tensão perto das soldas das travessas, como mostrado nas figuras nº 2 e 3.





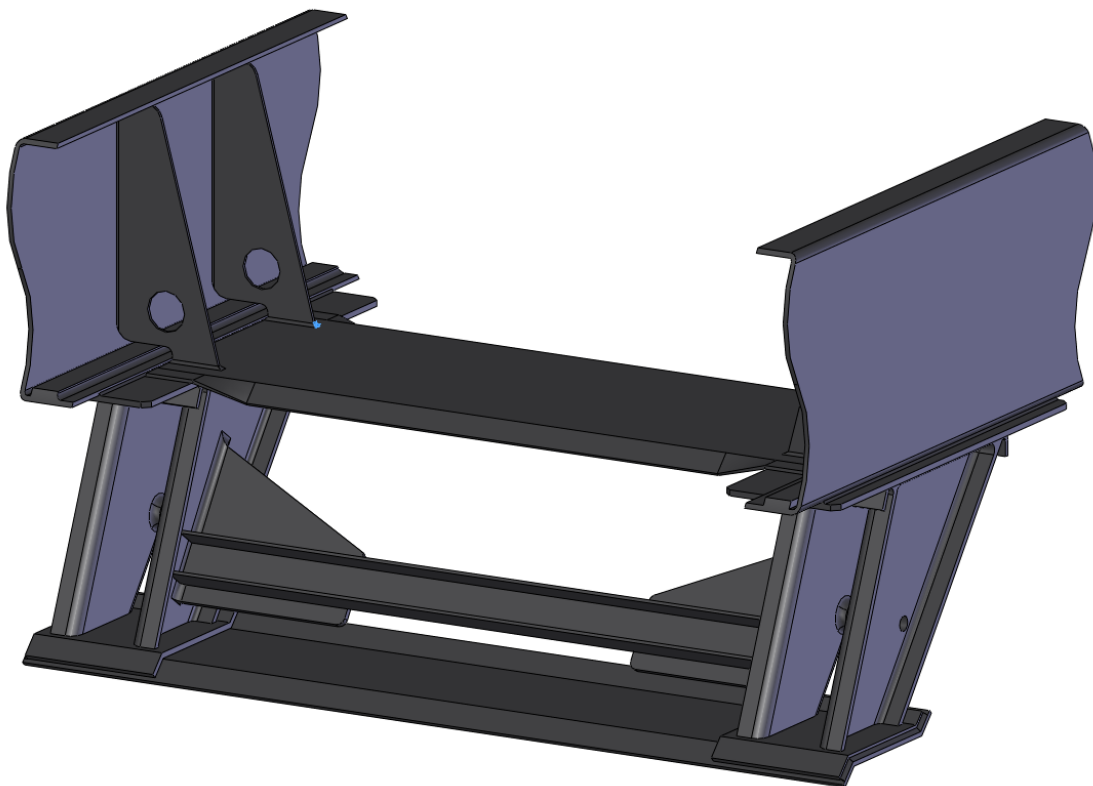
**Figura 63 – Soldas do modelo sugerido para o suporte dianteiro da suspensão.**



**Figura 64 – Soldas do modelo sugerido para o suporte dianteiro da suspensão.**

Como sugestão para atenuação dos pontos de concentração de tensão, adotar se:

- prolongamento da chapa de reforço da suspensão;
- Substituição das nervuras que são soldadas na travessa inferior por uma nervura de maior espessura. Para não soldar na travessa inferior, será instalada uma travessa intermediária ligando as duas nervuras, com três soldas tipo tampão em cada nervura (para eliminar ponto de concentração de tensão na ligação na travessa intermediária) .
- Substituir as soldas na travessa inferior, antes soldada em todo o contorno do suporte da suspensão, por uma solda tampão com diâmetro 100 mm no centro do suporte da suspensão e uma solda na extremidade da travessa.
- Alongamento das soldas entre o chassis e o reforço da suspensão, para evitar uma possível concentração de tensão no início e no final do cordão.



**Figura 65 – Modelo sugerido para o suporte dianteiro da suspensão (para simulação).**

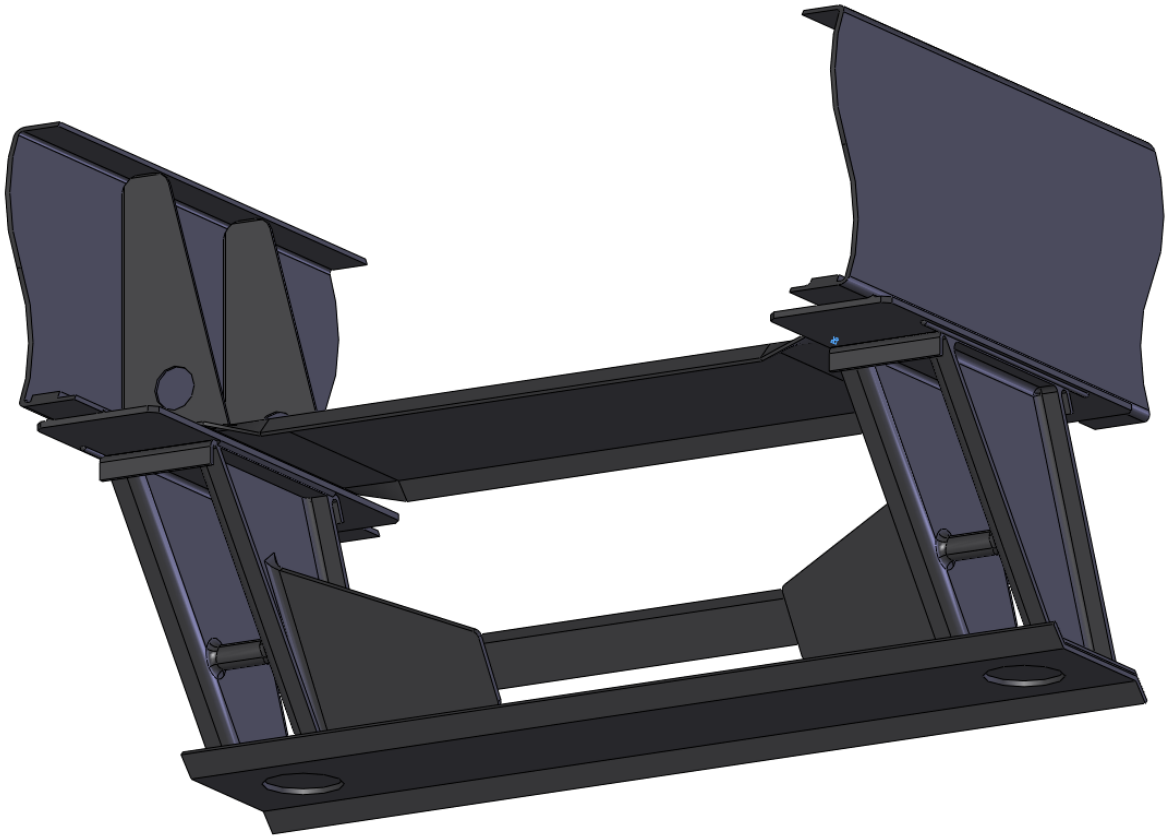


Figura 66 – Modelo sugerido para o suporte dianteiro da suspensão (para simulação).

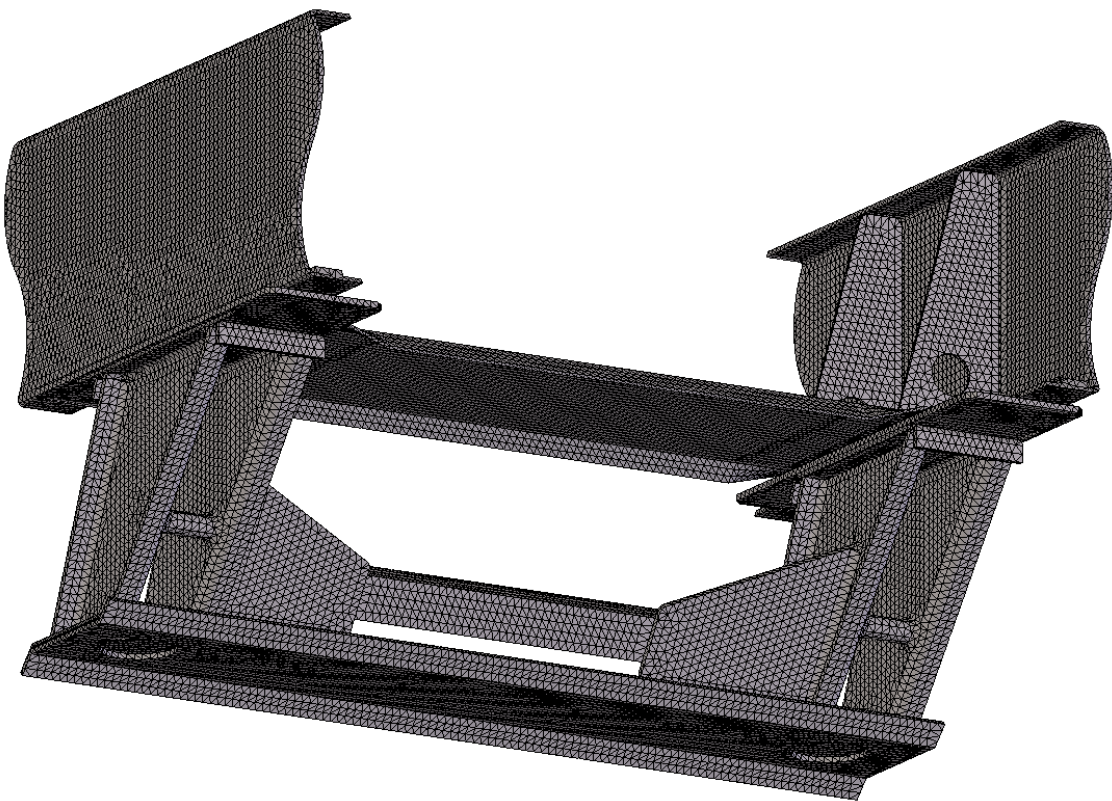


Figura 67 – Geração da malha.

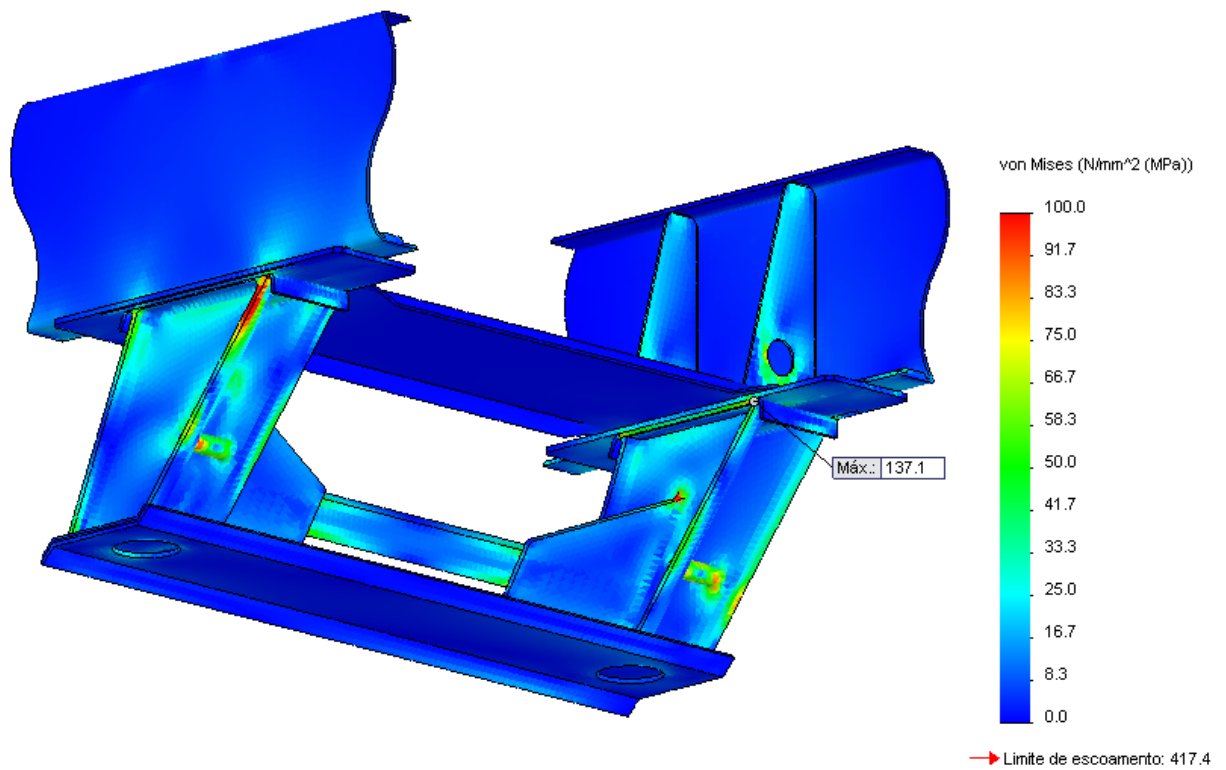


Figura 68 – Resultados da simulação.

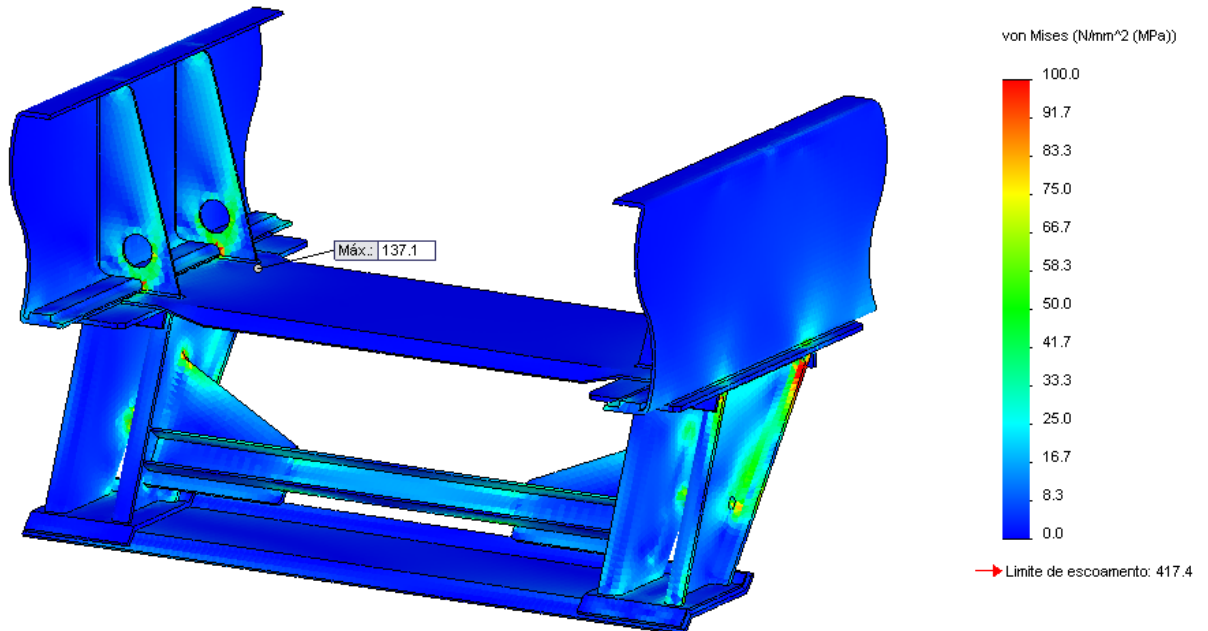
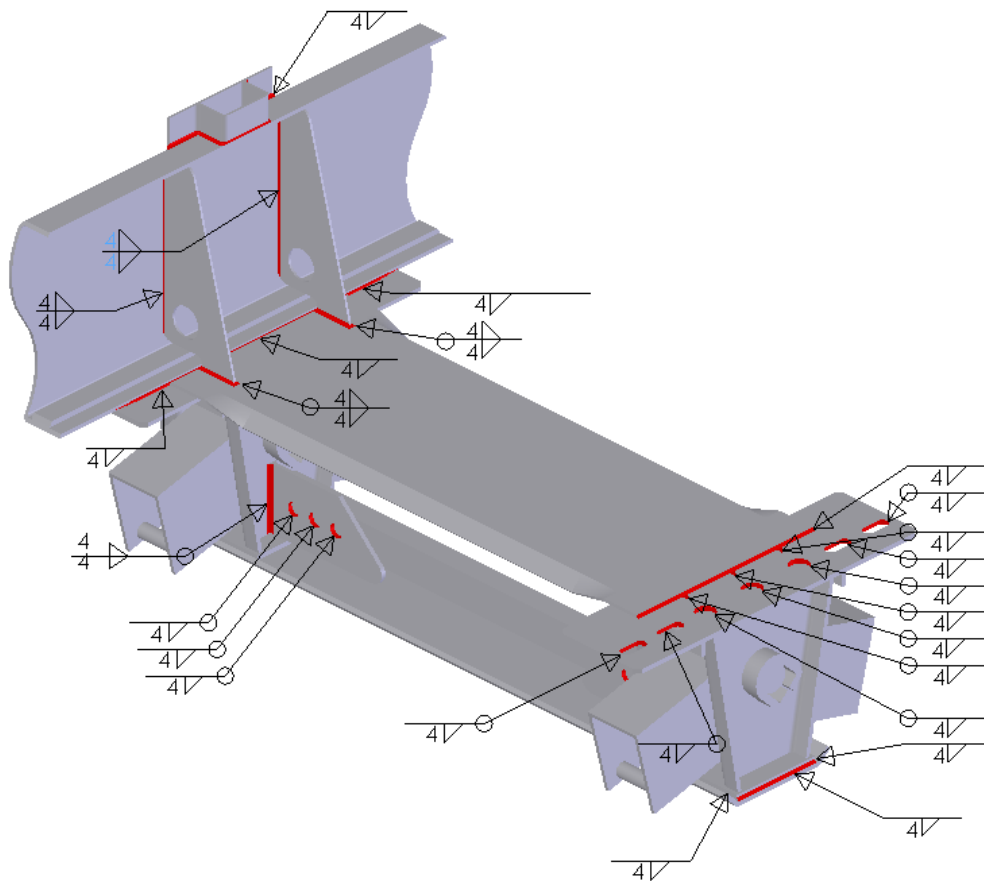


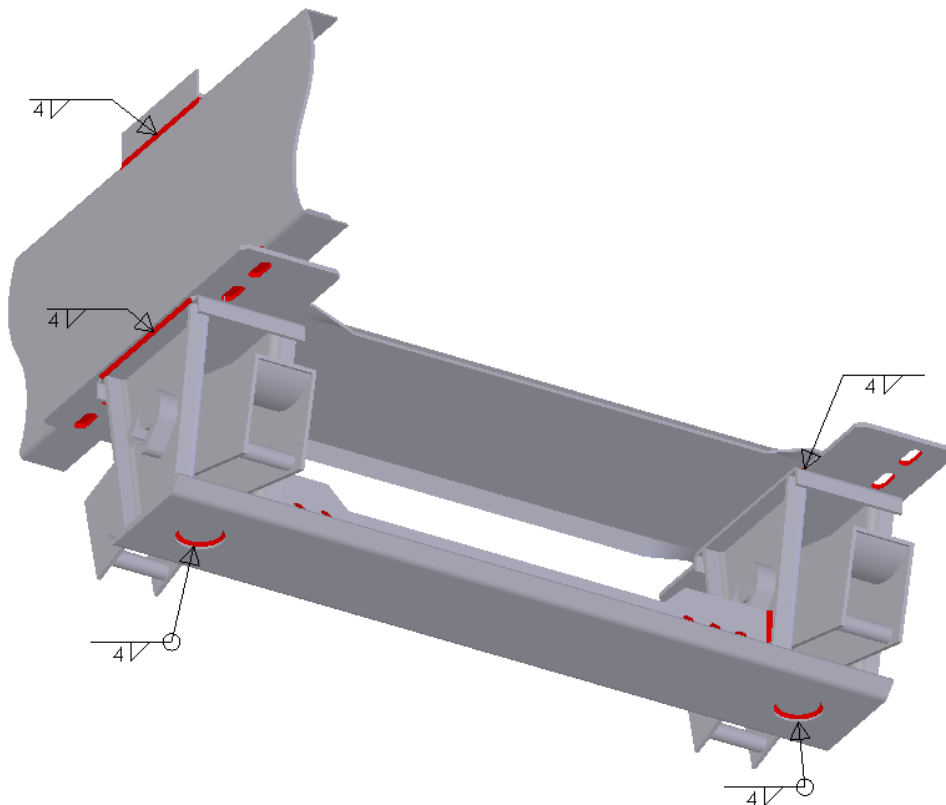
Figura 69 – Resultados da simulação.

Com as alterações propostas, pode se observar uma redução na tensão máxima de 46%, reduzindo de 254,5 MPa para 137,1 MPa.





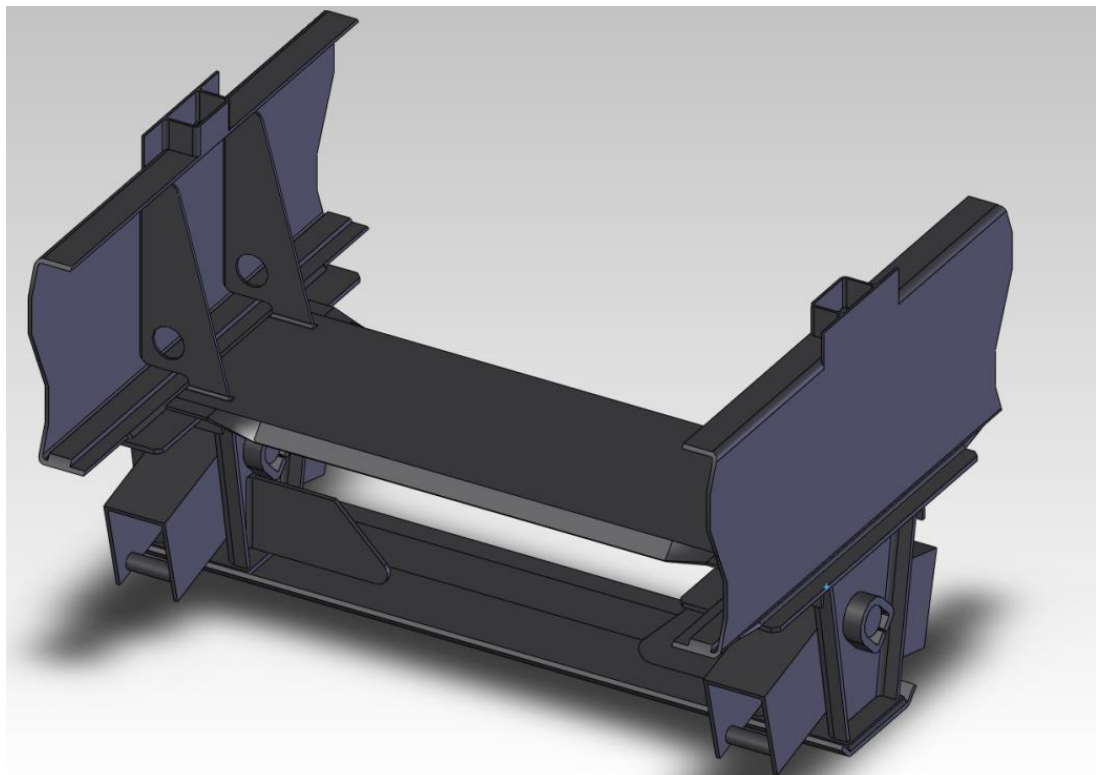
**Figura 71 – Soldas do modelo sugerido para o suporte central da suspensão.**



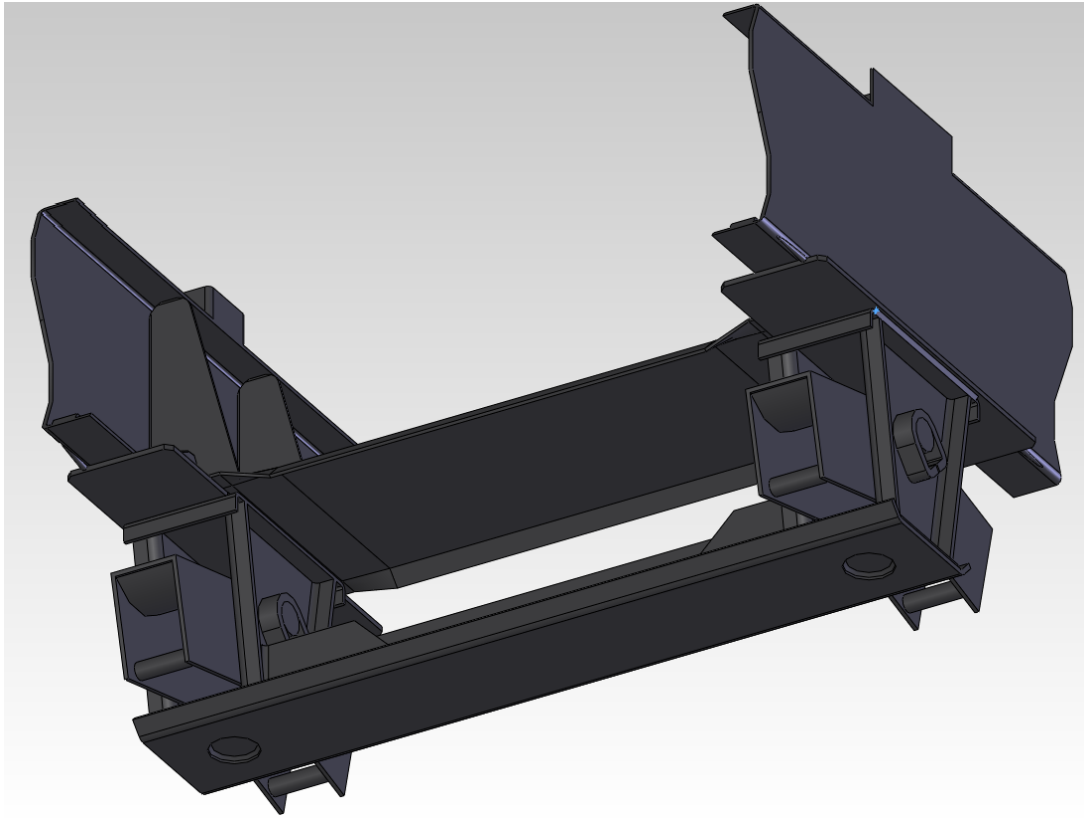
**Figura 72 – Soldas do modelo sugerido para o suporte central da suspensão.**

Como sugestão para atenuação dos pontos de concentração de tensão, adotar se:

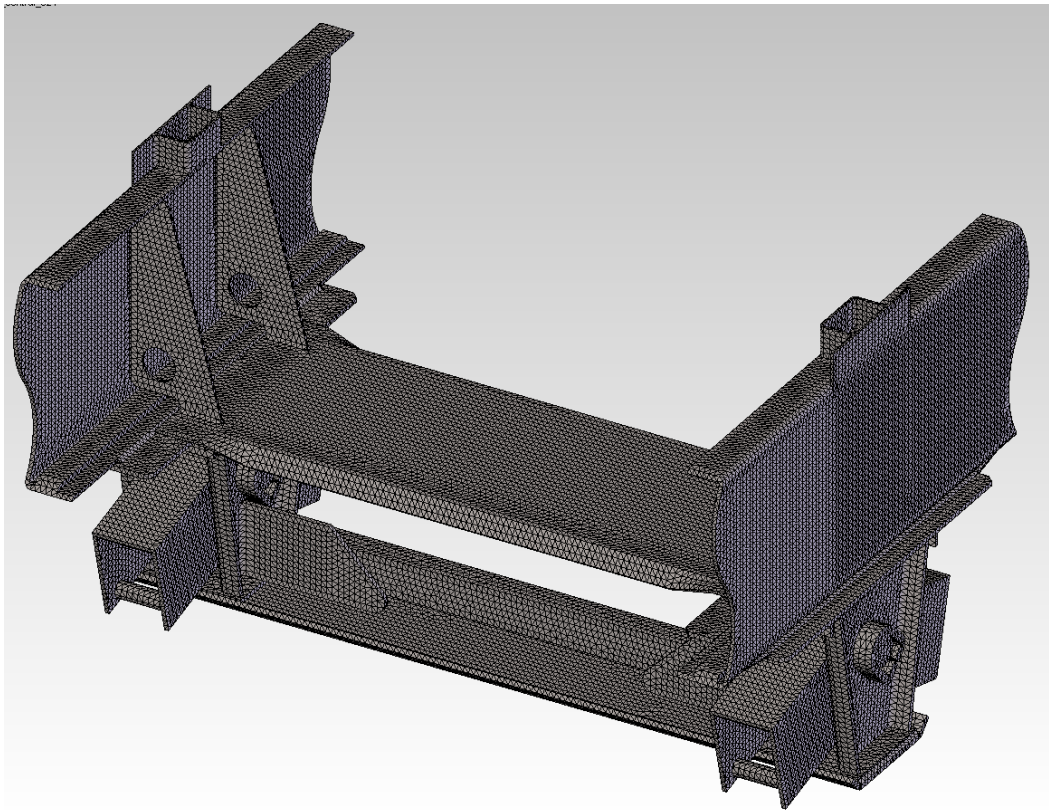
- Prolongamento da chapa de reforço da suspensão;
- Rotação da travessa intermediária em 90°. Adição de uma nervura de cada lado da travessa. A nervura deve ser soldada inteira no suporte da suspensão e com solda de forma tampão na travessa;
- Substituir as soldas na travessa inferior, antes soldada em todo o contorno do suporte da suspensão, por uma solda tampão com diâmetro 100 mm no centro do suporte da suspensão e uma solda na extremidade da travessa;
- Prolongamento das soldas entre o chassis e o reforço da suspensão, para evitar uma possível concentração de tensão no início e no final do cordão.



**Figura 73 – Modelo sugerido para o suporte central da suspensão (para simulação).**



**Figura 74 – Modelo sugerido para o suporte central da suspensão (para simulação).**



**Figura 75 – Geração da malha.**

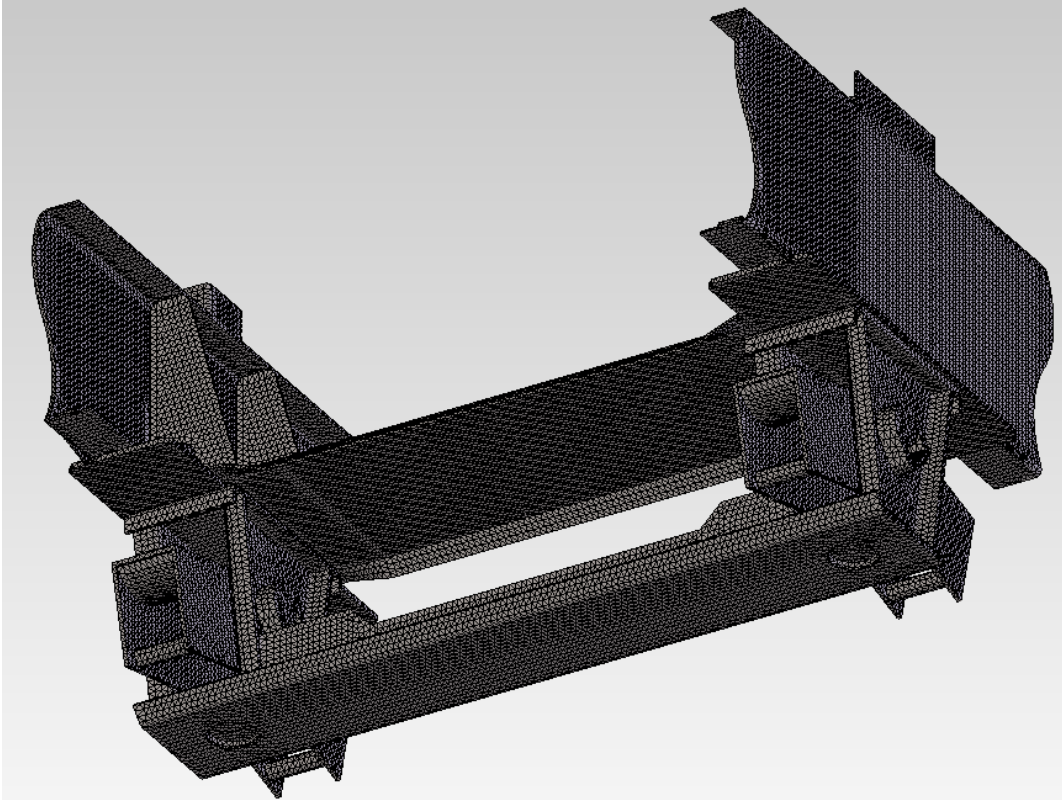


Figura 76 – Geração da malha.

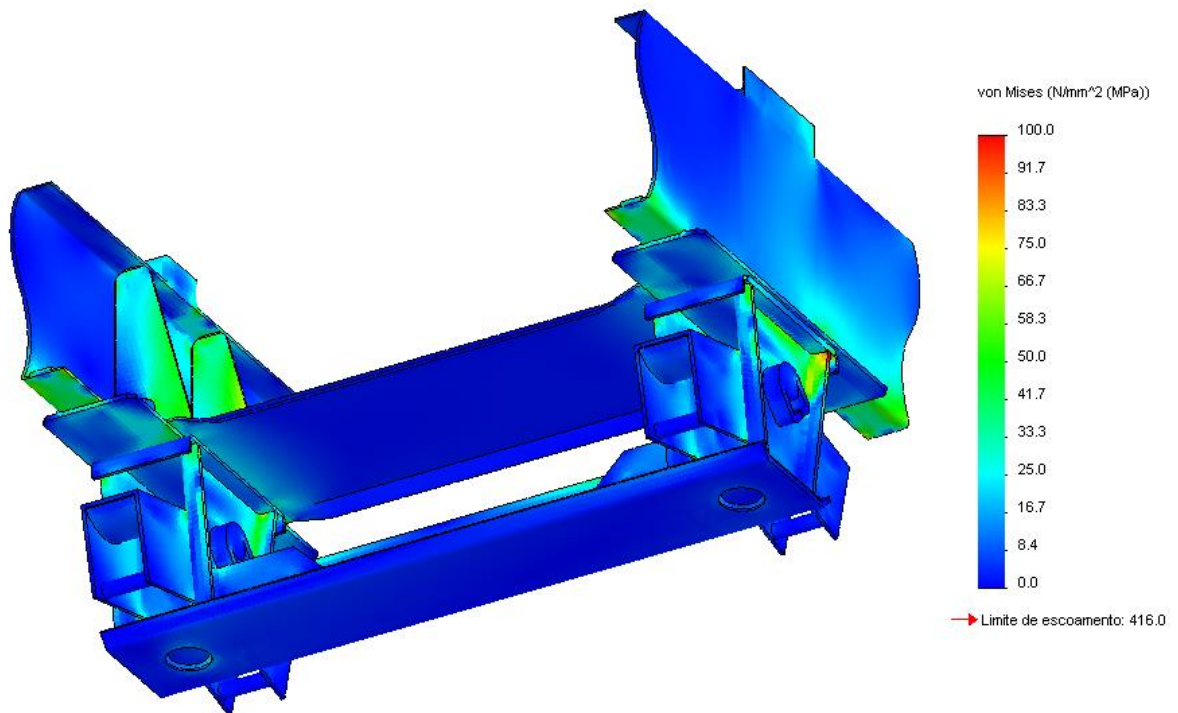
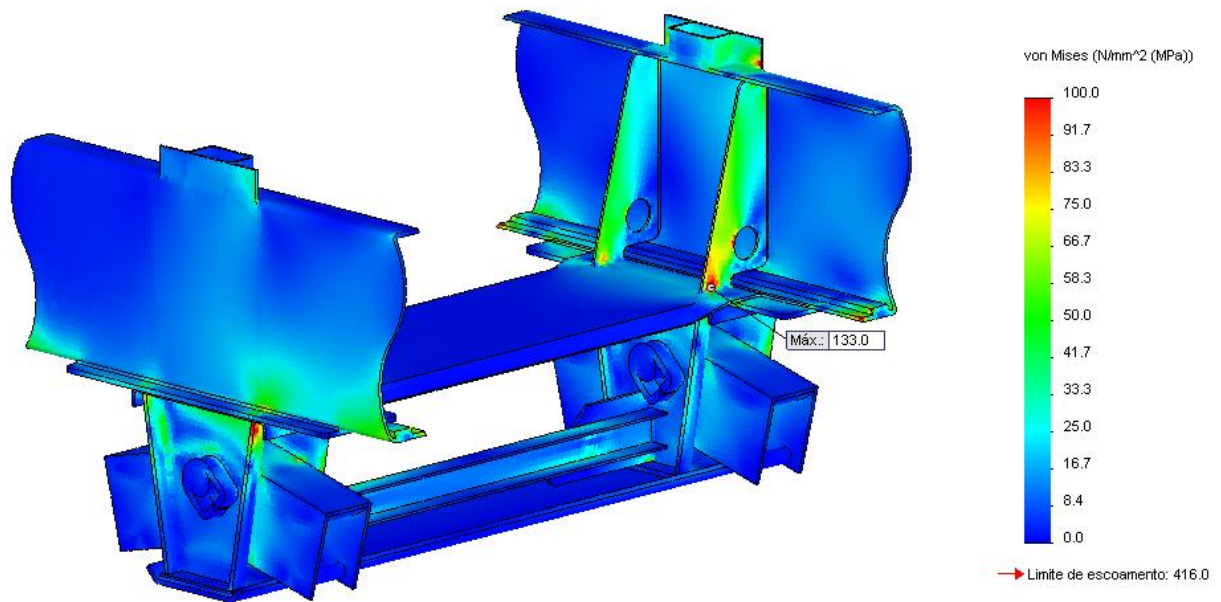


Figura 77 – Resultados da simulação.



**Figura 78 – Resultados da simulação.**

Com as alterações propostas, pode se observar uma redução na tensão máxima de 42,8%, reduzindo de 232,4 MPa para 133,0 MPa.

## 3.5.3 Suporte traseiro

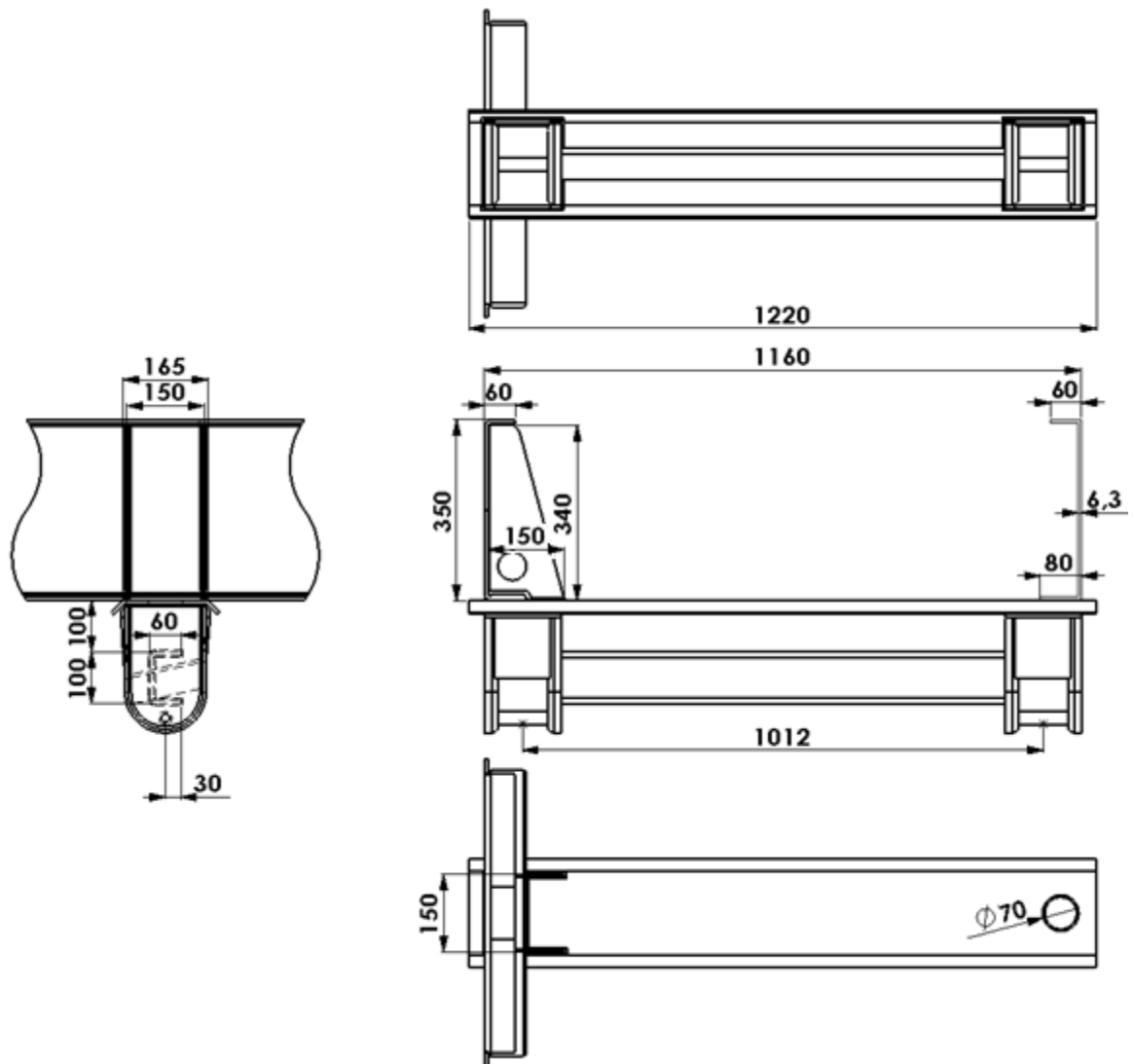


Figura 79 – Desenho do modelo sugerido para o suporte traseiro da suspensão.

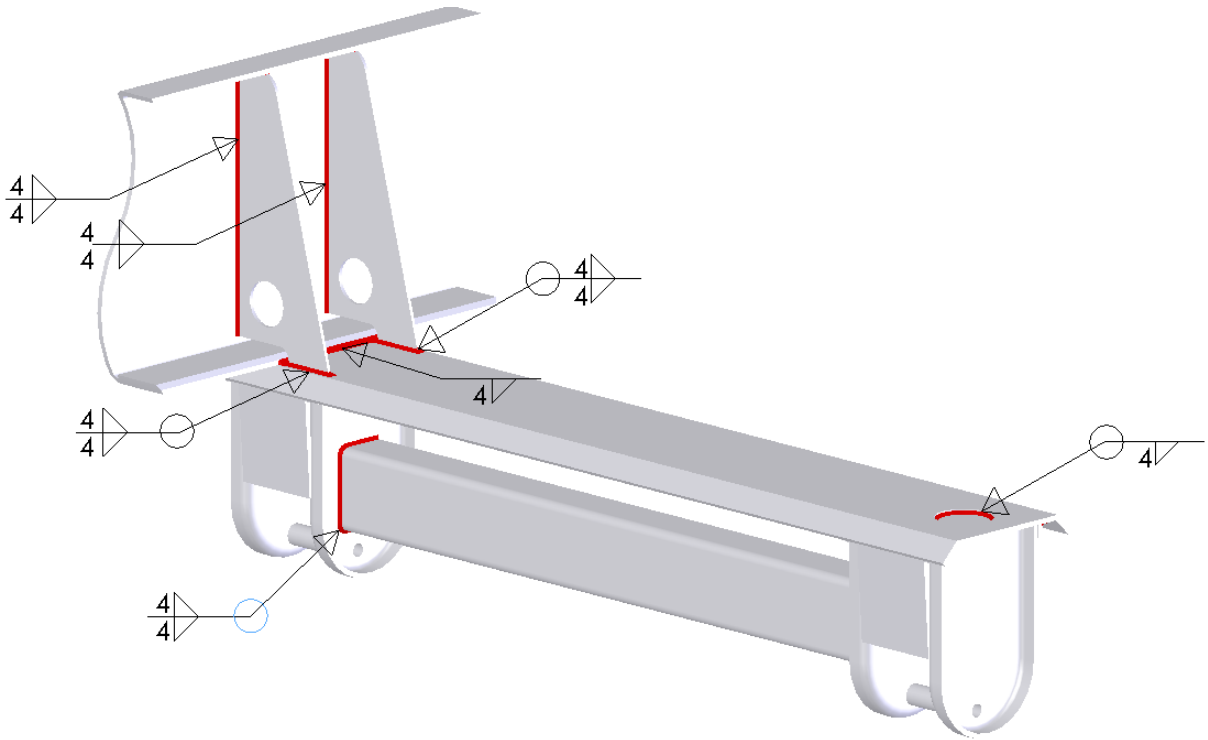


Figura 80 – Soldas do modelo sugerido para o suporte traseiro da suspensão.

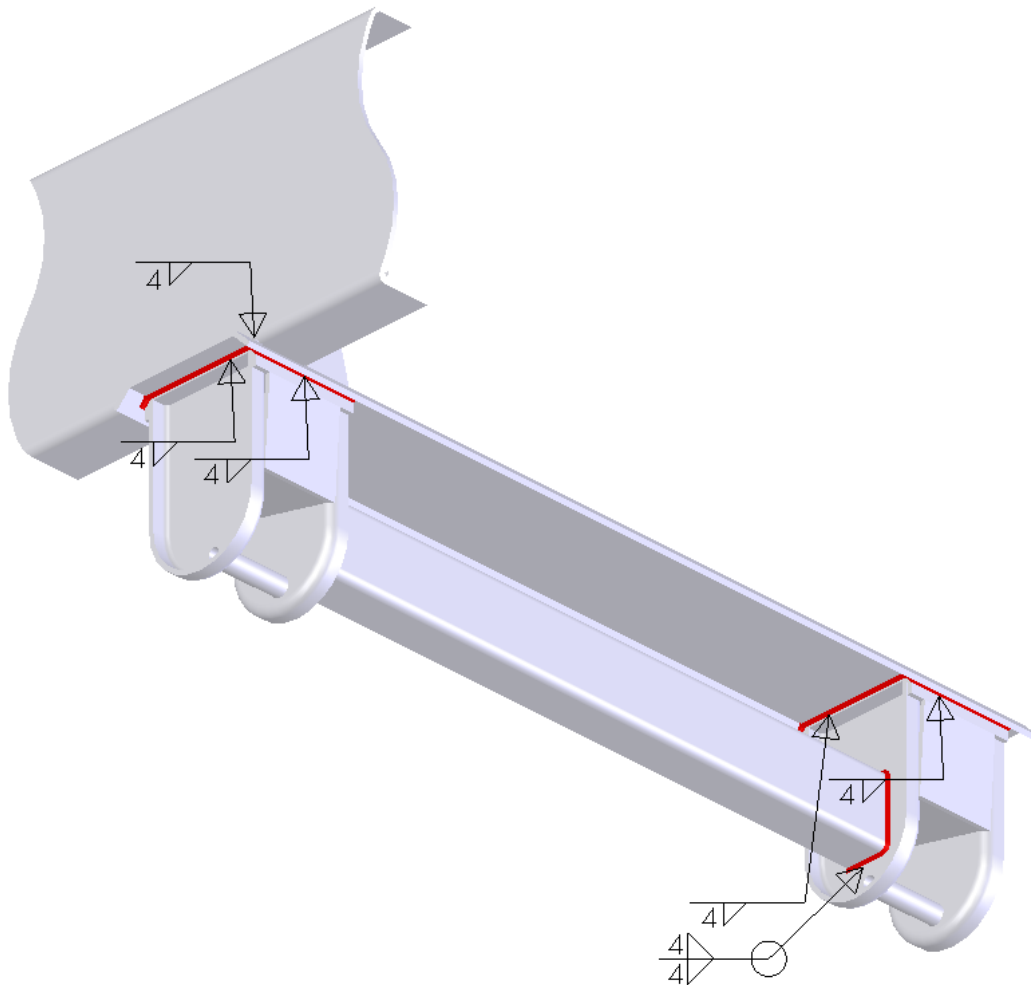
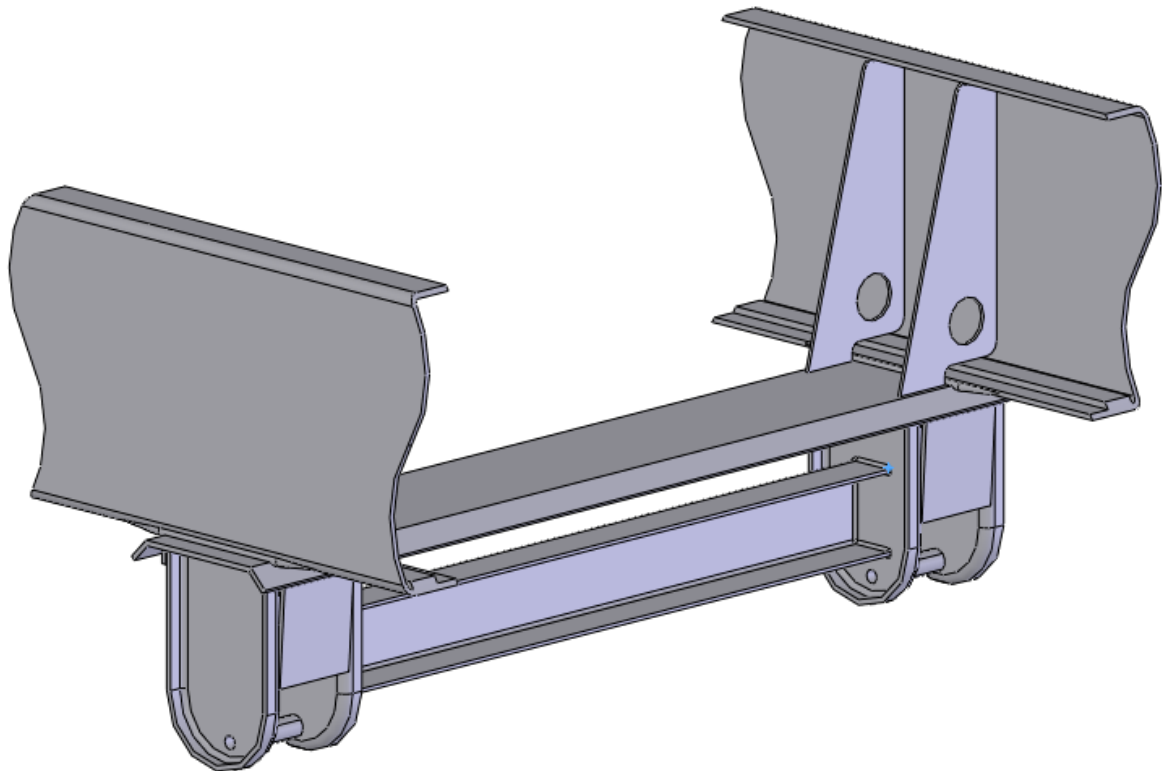


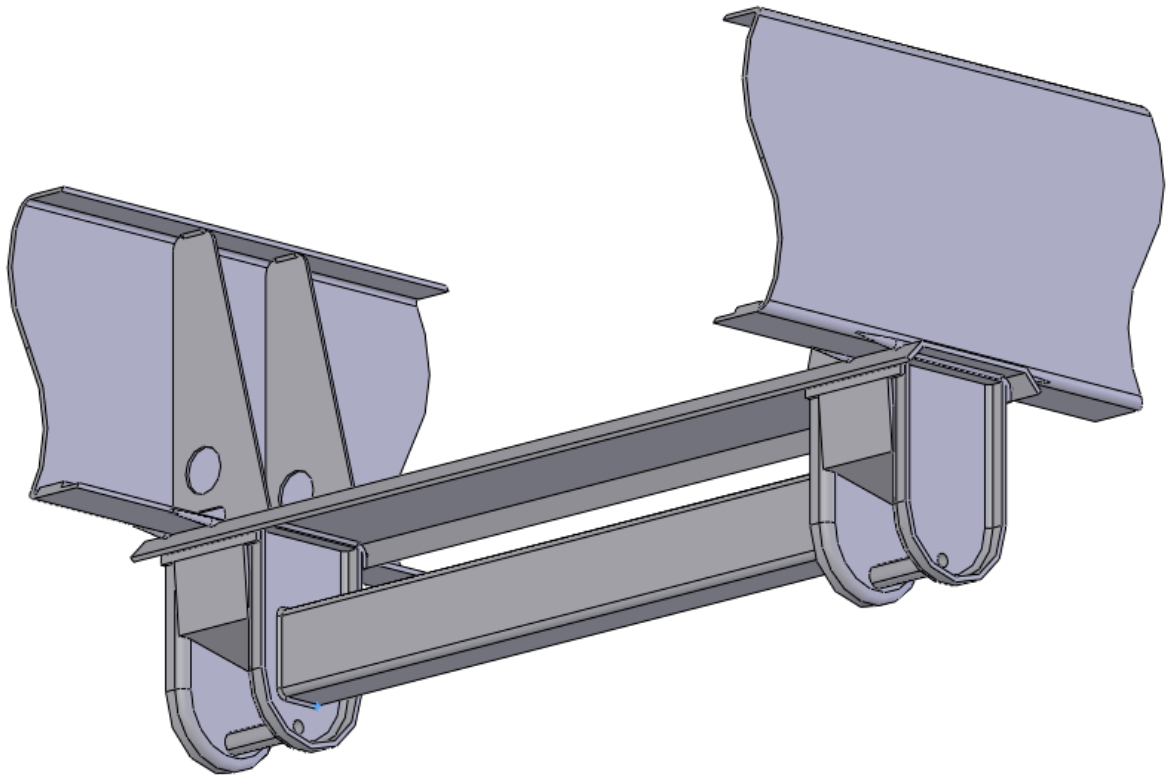
Figura 81 – Soldas do modelo sugerido para o suporte traseiro da suspensão.

Como sugestão para atenuação dos pontos de concentração de tensão, adotaremos:

- Prolongamento das soldas entre a viga do chassi e a travessa superior;
- Rotação da travessa inferior em 90°. Aumento nas dimensões e na espessura da travessa, para tornar o conjunto mais rígido e assim atenuar a tensão na travessa superior e aliviar a concentração de tensão na ligação entre o chassis e a travessa superior.



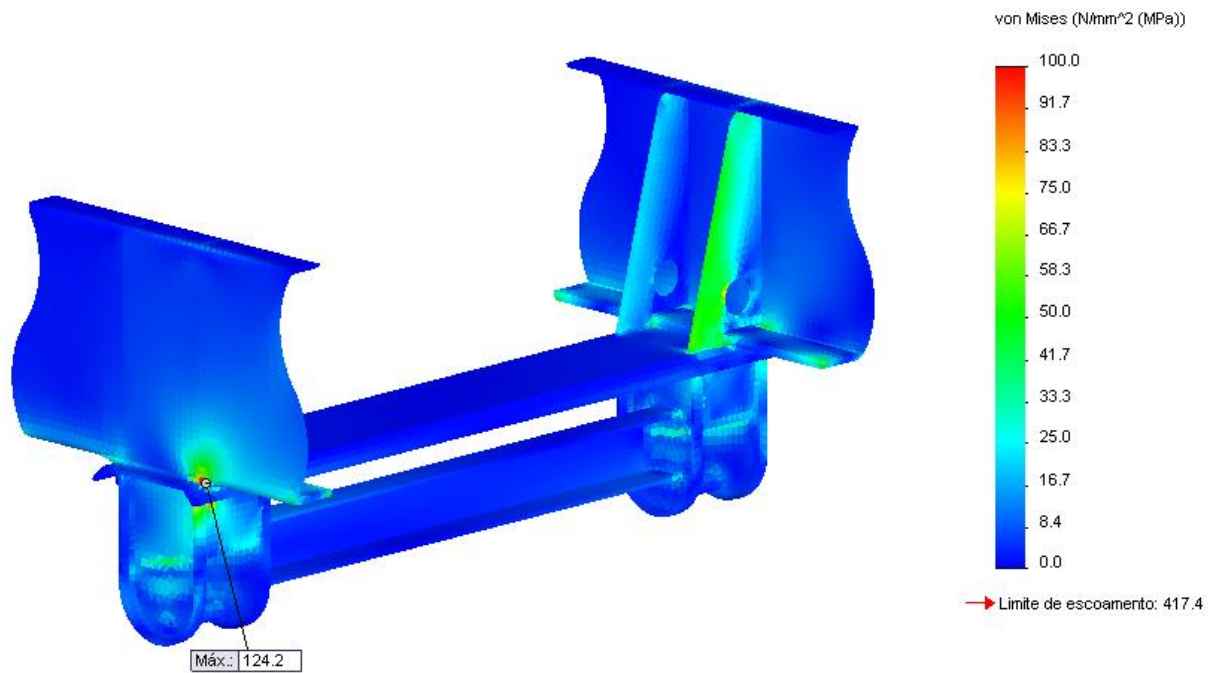
**Figura 82 – Modelo sugerido para o suporte traseiro da suspensão (para simulação).**



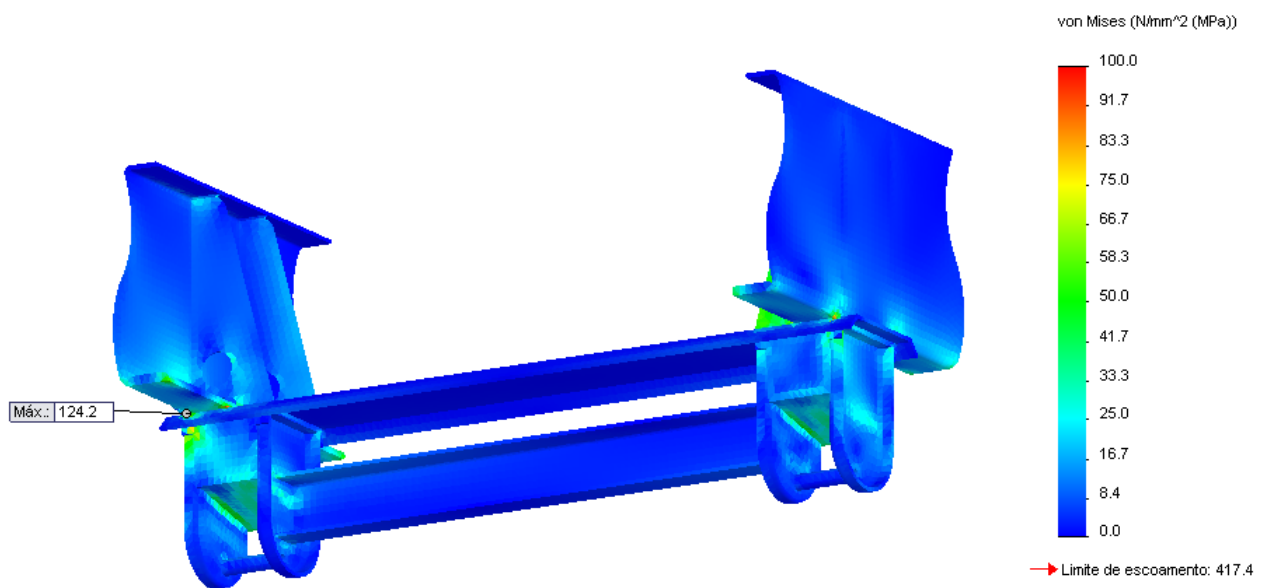
**Figura 83 – Modelo sugerido para o suporte traseiro da suspensão (para simulação).**



**Figura 84 – Geração da malha.**



**Figura 85 – Resultados da simulação.**



**Figura 86 – Resultados da simulação.**

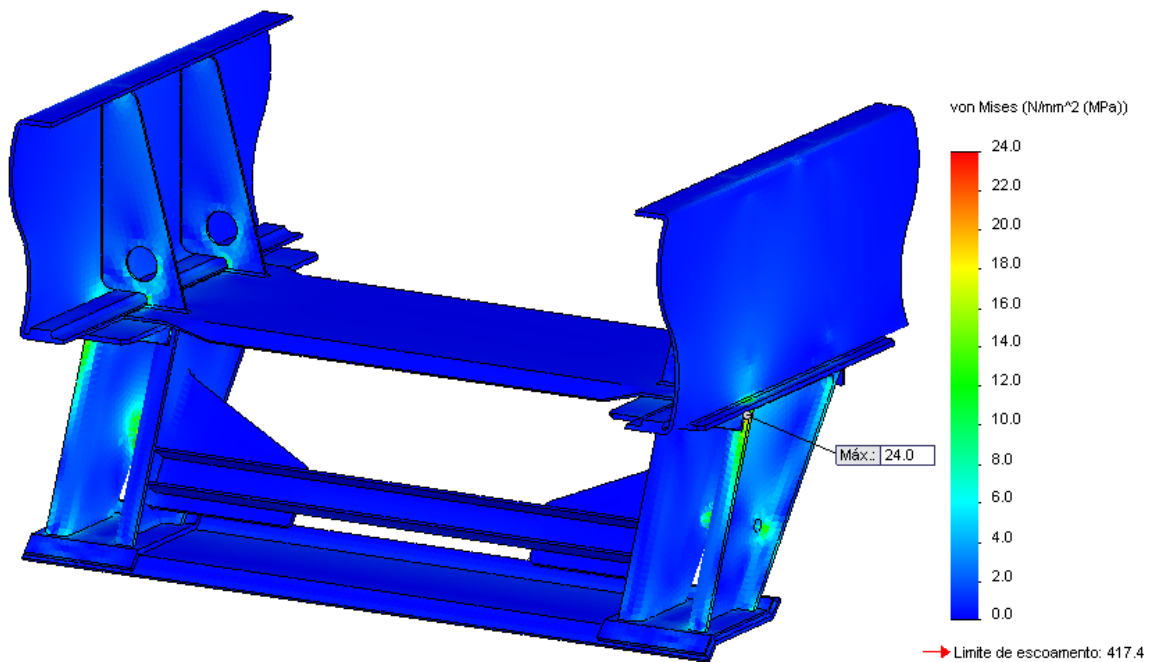
Com as alterações propostas, pode se observar uma redução na tensão máxima de 43%, reduzindo de 218,2 MPa para 124,2 MPa.

### 3.6 DIMENSIONAMENTO DO COEFICIENTE DE SEGURANÇA

#### 3.6.1 Suporte dianteiro

Para a determinação do coeficiente de segurança, é necessário determinar a tensão mínima do conjunto, ou seja, a tensão do peso próprio do equipamento.

Simulando a aplicação somente a força teórica do peso do equipamento (1000 kgf), a tensão encontrada foi de 24 MPa.



**Figura 87 – Resultados da simulação com peso próprio suporte dianteiro.**

Com a tensão mínima, máxima, tensão de ruptura do material e a tensão limite de resistência a fadiga determinada no item 3.2.2.7, pode se determinar o coeficiente de segurança segundo Goodman.

$$\sigma_{\text{mínima}} = 24,0 \text{ MPa (tensão de peso próprio)}$$

$$\sigma_{\text{máxima}} = 137,1 \text{ MPa (tensão carregado)}$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\text{máxima}} + \sigma_{\text{mínima}}) \div 2 \rightarrow \sigma_m = 80,55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{máxima}} - \sigma_{\text{mínima}}) \div 2 \rightarrow \sigma_a = 56,55 \text{ MPa}$$

$$S_u = 523,6 \text{ MPa}$$

$$S_n = 149,7 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_n} = \frac{1}{C_s}$$

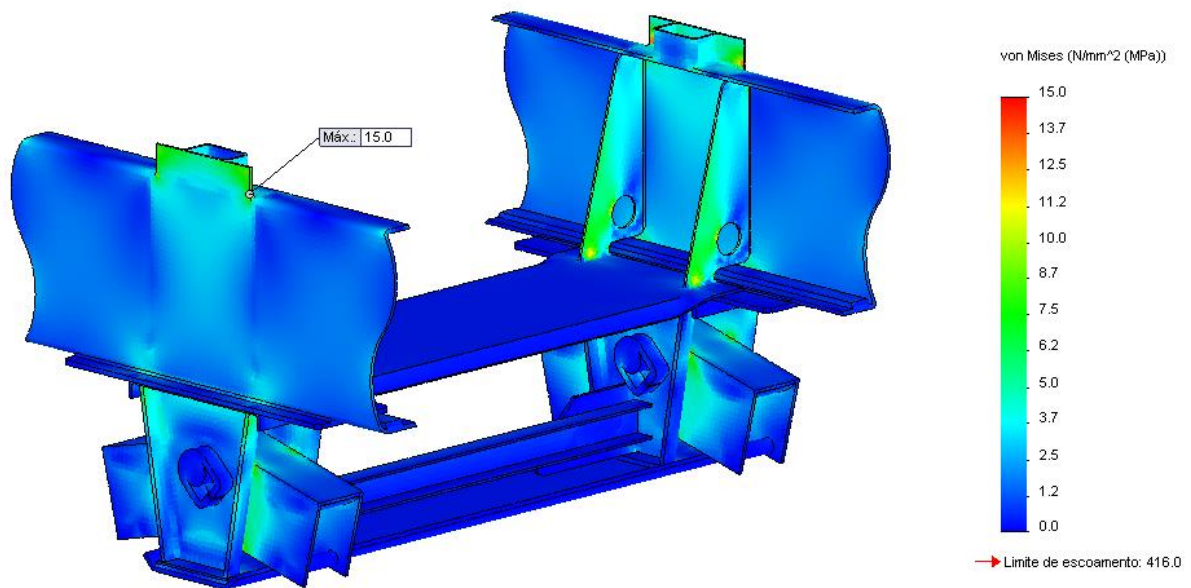
$$\frac{80,55}{523,6} + \frac{56,55}{149,7} = \frac{1}{C_s}$$

$$C_s \times (0,15384 + 0,37776) = 1 \quad \rightarrow C_s = 1,88$$

### 3.6.2 Suporte central

Da mesma forma, pode se fazer o mesmo procedimento para o suporte central.

Para a simulação, a força teórica do peso do equipamento é duas vezes maior que a força do suporte dianteiro (2.000 kgf).



**Figura 88 – Resultados da simulação com peso próprio suporte central.**

A tensão encontrada foi de 15 MPa.

$$\sigma_{\text{mínima}} = 15,0\text{MPa (tensão de peso próprio)}$$

$$\sigma_{\text{máxima}} = 133,0\text{MPa (tensão carregado)}$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\text{máxima}} + \sigma_{\text{mínima}}) \div 2 \rightarrow \sigma_m = 74,0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{máxima}} - \sigma_{\text{mínima}}) \div 2 \rightarrow \sigma_a = 59,0 \text{ MPa}$$

$$S_u = 523,6 \text{ MPa}$$

$$S_n = 149,7 \text{ MPa}$$

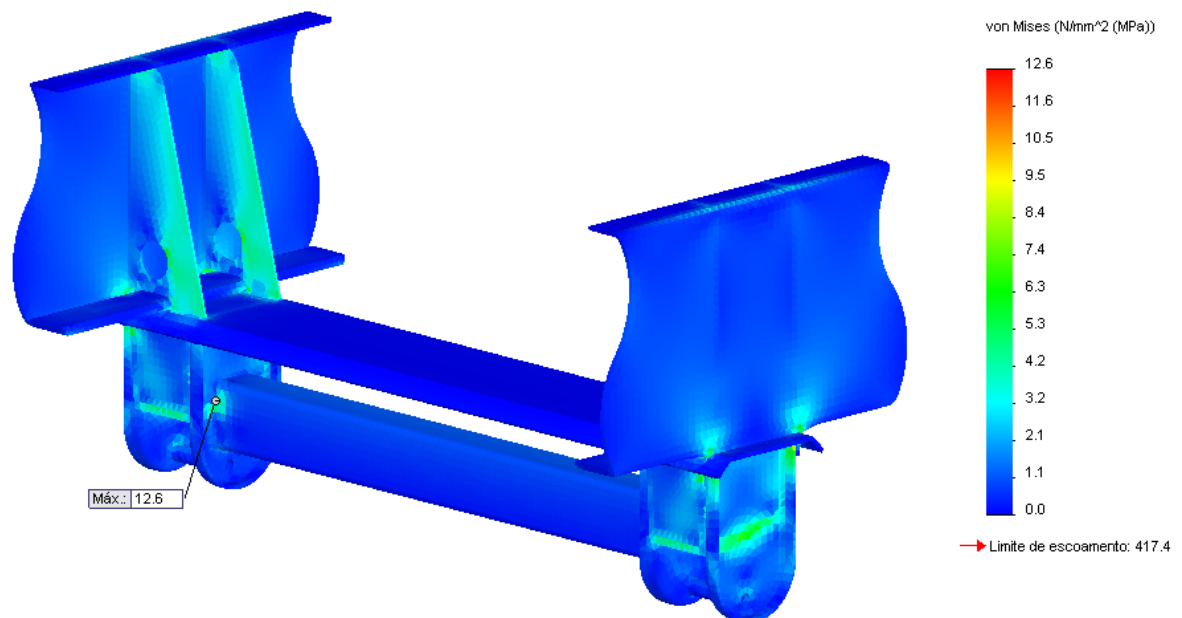
$$\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_n} = \frac{1}{C_s}$$

$$\frac{74,0}{523,6} + \frac{59,0}{149,7} = \frac{1}{C_s}$$

$$C_s \times (0,14133 + 0,39412) = 1 \rightarrow C_s = 1,87$$

### 3.6.3 Suporte traseiro

Analogamente, para a simulação é considerada a mesma força so suporte dianteiro, e a tensão encontrada foi de 12,6 MPa.



**Figura 89 – Resultados da simulação com peso próprio suporte traseiro.**

Então:

$$\sigma_{\text{mínima}} = 12,6 \text{ MPa (tensão de peso próprio)}$$

$$\sigma_{\text{máxima}} = 124,2 \text{ MPa (tensão carregado)}$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\text{máxima}} + \sigma_{\text{mínima}}) \div 2 \rightarrow \sigma_m = 68,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{máxima}} - \sigma_{\text{mínima}}) \div 2 \rightarrow \sigma_a = 55,8 \text{ MPa}$$

$$S_u = 523,6 \text{ MPa}$$

$$S_n = 149,7 \text{ MPa}$$

$$\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_n} = \frac{1}{C_s}$$

$$\frac{68,4}{523,6} + \frac{55,8}{149,7} = \frac{1}{C_s}$$

$$C_s \times (0,13063 + 0,37275) = 1 \rightarrow C_s = 1,99$$

#### 4 CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Os objetivos deste trabalho foram alcançados como previsto. Observando se o cálculo das tensões foi possível reduzir a tensão máxima em pelo menos 42% em cada um dos três suportes da suspensão, somente alterando a posição das travessas, alterando o posicionamento dos cordões de solda e aumentando um pouco as chapas onde ocorre uma maior concentração de tensão. Os objetivos de redução de tensão foram alcançados, com um aumento de apenas 0,3% no peso do implemento rodoviário (19,5 kgf). Essa diferença de peso não é significativa, frente ao benefício alcançado. É possível conseguir uma redução de peso bem maior apenas trocando as rodas de aço para rodas de alumínio ou trocando os pneus por modelos mais leves.

Mesmo considerando esforços em situação quase limite, ainda assim foram encontrados coeficientes de segurança superiores a 1,87. Cabe ressaltar que esse coeficiente de segurança de no mínimo 1,87 se refere a carregamentos de fadiga. Ou seja, uma sobrecarga pontual encontrará um coeficiente de segurança estático maior. Entretanto, nesse trabalho não foram consideradas situações extremas, como o equipamento com excesso de carga ou o caso do equipamento passar por um buraco grande em uma curva – o que geraria um superdimensionamento em função de parâmetros não nominais na operação desse tipo de equipamento.

Sob ponto de vista de geração e transferência de conhecimento esse trabalho foi extremamente interessante na forma que induziu a pesquisa de como os esforços realmente ocorrem na suspensão, tanto numa frenagem quanto numa curva. A análise de estruturas sob o ponto de vista de fadiga, com a consideração da efetiva vida em operação não era prática habitual no setor de implementos rodoviários em geral. As normas referentes ao assunto não são explícitas quanto a esses aspectos.

Como sugestão de trabalhos futuros, é possível sugerir:

- Instalação de acelerômetros na suspensão no modelo antigo e no modelo proposto, que se mede em campo as diferenças e encontrar soluções para reduzir ainda mais as tensões na suspensão;

- Redução no peso da suspensão do implemento rodoviário fazendo simulações retirando material nos locais onde existem esforços insignificantes;
- Sugestão de novos procedimentos e processos de soldagem, reduzindo o custo de fabricação e aumentando a confiabilidade da suspensão;
- Substituição dos materiais que são fabricados atualmente a suspensão por aço de maior resistência mecânica.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES, L. M. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS. Curitiba, 2007.

AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS (AASHTO). 2000.

COLLINS, J. A. PROJETO MECÂNICO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS – UMA PERSPECTIVA DE PREVENÇÃO DE FALHAS. 1ª EDIÇÃO, EDITORA LTC. Rio de Janeiro, 2006, p235-248.

FILIPPIN, C. G. COMPORTAMENTO DE ESTRUTURAS SOLDADAS SOB SOLICITAÇÃO CICLICA. Curitiba, 2012.

MARAT-MENDES, R. ELEMENTOS DE MÁQUINAS. EST, Setúbal, 2003.

MILFONT, G. ELEMENTOS DE MÁQUINAS – NOTAS DE AULA. UFU, Uberlândia, 2004.

MARTHA, L. F. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS - NOTAS DE AULA DO CURSO CIV 2118. PUC-Rio, Rio de Janeiro, 1994.

MELO, R. P. COMO REDUZIR ACIDENTES NO TRANSPORTE RODOVIÁRIO DE CARGAS – TOMBAMENTO DE VEÍCULOS DE CARGA. CURITIBA, 2010.

NASCIMENTO, A. G. AVALIAÇÃO DE RESISTÊNCIA A FADIGA DE AÇOS CA6NM SUBMETIDOS A TRATAMENTO CRIOGENICO E NITRETAÇÃO IÔNICA. UnB, Brasília, 2011.

ROSA, E. ANALISE DE RESISTENCIA MECÂNICA – MECÂNICA DA FRATURA E FADIGA. UFSC, Florianópolis, 2002.

SHIBATA, R. M. PREVISÃO DE VIDA EM FADIGA DO AÇO ABNT 4140 TEMPERADO E REVENIDO PARTE I – R=0,2 FADIGA DE ALTO CICLO. 2002. 45 p. Projeto de Iniciação Científica, UNIFEI, Itajubá, 2002.

SHIGLEY, J. E; ELEMENTOS DE MAQUINAS. Vol. 1, 3ª EDIÇÃO, EDITORA LTC. Rio de Janeiro, 1982, p167-181.

TOPOROWICZ, R. B. INDÚSTRIA DE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS TEM ABRIL COM MELHOR ABRIL COMO MELHOR MÊS DO ANO. Disponível em: <<http://blogdocaminhoneiro.com/tag/venda-de-implementos/>>. Acesso em: 15 ago. 2013.

# APÊNDICES

## Certificado do material fornecido pela Usiminas.

<b>USIMINAS</b> USINAS SIDERÚRGICAS DE MINAS GERAIS S.A. USINA JOSE BONIFACIO DE ANDARAÍ E SILVA - CUBATÃO/SIBRASIL R. PROF. JOSE VIEIRA DE MENDONÇA, 9411 BARRIO ENGENHO NOGUEIRA - CP 808 - CEP- 3110-240 INSCRICAO ESTADUAL: 0283121985115		<b>CERTIFICADO DE INSPEÇÃO</b> INSPECTION CERTIFICATE BOBINA GROSSA HOT ROLLED STEEL COIL		Cliente-Customer: <b>BENAFER S A COMERCIO E INDUSTRIA</b>									
Nota Fiscal Commercial Invoice <b>000729827 1</b>		Data de Emissão Date of Issue <b>30/03/2011</b>		Nº Certificado Certificate N° <b>680874</b>									
Tolerâncias - Tolerances Espessura-Thickness Largura-Width -0,25/+0,60 mm -0,00/+30,00mm		Ordem de Venda Sales Order Nº Item <b>00217632 07</b>		Aparência Superfície - Surface Appearance ABNT SUP 2									
Qualidade - Steel CO5-AR-COR-350		Dimensões Nominais - Nominal Dimensions 6,30x1200 mm Bordas - Edge / Olieamento - Oiled Natural / Seam Oil Mill Edge Without Oil		Volume Peças por Volume Pieces per Packages 423249* 1									
Peso Líquido Net Weight 12,228		Peso Bruto Gross Weight 12,230		Correção Amostra Sample Weight 171850 465949									
Peso Bruto Total - Total Gross Weight = 12,230 t - Peso Líquido Total - Total Net Weight = 12,228 t - Volumes - Packages = 1 - Peças - Pieces = 1													
<b>Ensaio de Tracção - Tensile Test</b>													
Amostra	Fos	Dir	IE	LR	IE/LR (%)								
Sample	YS	TS	YS/TS	EL	EL (%)								
465949	T4	F	417,4	523,6	80								
BM = 200 mm Unidade de Tensão - Tension Unit = MPa S = PRISMÁTICO Fos. Refir. CP-Specimen Location = SUPERFICIE													
Ângulo - Angle = 180° Diâmetro do Fino - Diameter of Mandril = 1.5													
<b>Composição Química (% Peso) - Chemical Composition (% Weight)</b>													
Corrida	C	Mn	P	S	SI	Al	Cu	Mo	Cr	Ni	Nb	V	Ti
Análise	0,07	0,48	0,034	0,009	1,076	0,028	0,103	0,002	0,226	0,004	0,003	0,003	0,001
171850	P												
Condição de Fornecedor - Supply Condition COMO LAMINADO - AS ROLLED													
<b>Abreviaturas - Abbreviations</b> (*) Volume Amostrado - Mother Plate Fos = Posição de Amostragem - Test Location BM = Base Medida - Gauge Length Dir = Direção - Orientation													
<b>Abreviaturas - Abbreviations</b> T4 = Top, a um quarto da largura - Top, at a quarter - width P = Parede-Ladle S = Seção Transversal - Cross Transverse I = Transversal - Transverse													
Observações - Remarks PR-04/2011 FDS - Ficha de Dados de Segurança do Produto número 09, disponível na Extranet da Usiminas MSDS - Material Safety Data Sheet N° 09 available at Usiminas Extranet													
SUPLENTE DE GARANTIA DA QUALIDADE QUALITY ASSURANCE MANAGEMENT				VISTORADO SUPERVISOR									
Paulo Loyola de Souza				(Signature)									

