

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
TESE DEFENDIDA POR MARCOS AUGUSTO
AZEVEDO DOS SANTOS E APROV
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 26 / 07 / 20


.....
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

Marcos Augusto Azevedo dos Santos

Análise dinâmica de suportes laterais de fixação para radiadores de água

Campinas, 2011.

Marcos Augusto Azevedo dos Santos

Análise dinâmica de suportes laterais de fixação para radiadores de água

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Prof. Mauricio Vicente Donadon

Campinas
2011

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Sa59a Santos, Marcos Augusto Azevedo dos
Análise dinâmica de suportes laterais de fixação para radiadores de água / Marcos Augusto Azevedo dos Santos. --Campinas, SP: [s.n.], 2011.

Orientador: Mauricio Vicente Donadon.
Dissertação de Mestrado (Profissional) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Método dos elementos finitos. 2. Automóveis - Dinâmica. 3. Veículos a motor - Dinâmica. 4. Automóveis - Motor - Resfriamento. I. Donadon, Mauricio Vicente. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Dynamic analysis of water radiator side brackets

Palavras-chave em Inglês: Finite element method, Automobiles - Dynamics, Motor vehicles - Dynamics, Cars - Motor - Cooling

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: João Carlos Menezes, Paulo Ivo Braga de Queiroz

Data da defesa: 26-07-2011

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

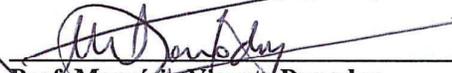
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE DINÂMICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

**Análise dinâmica de suportes laterais de
fixação para radiadores de água**

Autor: Marcos Augusto Azevedo dos Santos
Orientador: Maurício Vicente Donadon

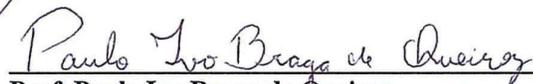
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Maurício Vicente Donadon
ITA - Aeronáutica



Prof. João Carlos Menezes
ITA - Mecânica



Prof. Paulo Ivo Braga de Queiroz
ITA - Civil

Campinas, 26 de Julho de 2011.

DEDICATÓRIA

Agradeço a minha esposa, pais, irmã e amigos que ao longo da minha formação profissional e acadêmica me incentivaram e apoiaram de forma inimaginável, para que pudesse seguir no caminho em que me encontro.

AGRADECIMENTOS

Com este trabalho desenvolvi grandes amigos e conheci pessoas memoráveis, que me fizeram continuar crescendo e seguindo em frente.

Meus pais e esposa, que me incentivaram sempre e estiveram ao meu lado quando precisei colocá-los de lado.

Ao meu orientador, que me guiou nesta importante etapa de meu crescimento intelectual e seu aluno Luiz Felipe Marini, por toda a ajuda prática e pelo seu conhecimento repassado.

Aos professores que me mostraram o mundo sob outra ótica.

Ao meu ex-chefe e amigo, Luiz Fabio Vieira dos Santos, que me apoiou e incentivou a iniciar este caminho.

"Nosso maior erro é fazer sempre as mesmas coisas e esperar resultados diferentes"

Albert Einstein

Resumo

Azevedo Santos, Marcos A., *Análise dinâmica de suportes laterais para fixação de radiadores de água*; Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 49p. Dissertação de Mestrado Profissional em Engenharia Mecânica.

Este trabalho consiste em analisar de forma dinâmica, via elementos finitos (FEA), um radiador de água utilizado em um veículo comercial pesado, com capacidade de carga acima de 22 toneladas e motorização acima de 220 cavalos vapor (cv), com foco específico no suporte lateral do radiador, responsável por fixar o conjunto de arrefecimento (radiador de água e radiador de ar) à longarina do caminhão.

A análise baseia-se em dados coletados no campo de prova do cliente em questão e replicados à peça atual, a qual já passou por todos os testes de validação como bancada de vibração em três eixos (“*hydro-pulse*”) e rotação no campo de prova – rota de durabilidade com 35.204Km. Tendo como resultado do *FEA* aprovado, propor-se-á uma nova espessura de suporte de fixação, visando o limite da redução sem comprometer a vida em fadiga.

Um modelamento simplificado do radiador será feito para que seja possível otimizar e reduzir o tempo de simulação, permitindo propor uma eventual mudança no conceito de análise de elementos finitos da empresa.

Neste trabalho também será focado na vida em fadiga, estudando referências bibliográficas que suportarão o conceito para análise de durabilidade do componente em questão.

Por se tratar de uma dissertação de Mestrado Profissional e o intuito final será replicar o conhecimento dentro da Behr Brasil, empresa que apóia este trabalho (um maior foco será dado abaixo), faremos uma correlação entre a metodologia atual utilizada na companhia e esta aqui empregada.

Palavras Chave: Radiador de água; Elementos Finitos – análise dinâmica; Conjunto de arrefecimento – Caminhão.

Abstract

Azevedo Santos, Marcos A., *Dynamic analysis of water radiator side brackets*; Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 49p. Dissertation of Professional Master Degree in Mechanics Engineering.

This job consists in analyzing dynamically, through Finite Elements (FEA), a water radiator used in heavy duty truck, with load capacity over 22 tons and engine with over 220 horse Power (HP), with a specific focus on the side bracket, which is used to fix the cooling module (water radiator and charge air cooler) into the truck chassis.

The analysis is based on data gathered on customer's proving ground and replied to the current part, which has already passed through all validation tests, such as the 3 axis test bench ("hydro-pulse") and field test – durability route with 35.204Km. Having the FEA result validated a new side bracket thickness will be proposed, looking for the reduction without compromise the fatigue life expectation.

A simplified model of the water radiator will be made, in order to optimize and reduce the simulation time, allowing eventually a concept change from the company's finite elements analysis methodology.

In this job fatigue life expectation will be also addressed. The study will be based on references that allow the component durability analysis.

For being a professional master, the expected final results consist of replying the learned knowledge inside the Behr Brasil Company (a deeper focus on the company will be given later), as well as the correlation between the current methodology used in the company and the one used in the present study.

Key Words: FEA, radiator, dynamic analysis, truck cooling system

Lista de ilustrações

Figura 1 – Vistas isométricas frontais do radiador com detalhe dos suportes laterais	1
Figura 2 – Vistas do radiador (da esquerda para a direita: lateral direita, traseira, frontal e lateral esquerda, respectivamente)	2
Figura 3 – Detalhes do suporte lateral	2
Figura 4 – Vistas isométricas, frontal e traseira do conjunto de arrefecimento	3
Figura 5 – Vista explodida do conjunto com legenda de seus principais componentes.....	4
Figura 6 – Curva S-N com resultados de amostras de aço inox 403 com carregamento axial R=0 (MADAYAG, 1968)	6
Figura 7 – Exemplos de carregamento, “a” simétrico e “b” assimétrico (CALLISTER, 2003)	7
Figura 8 – Tabela de propriedades cíclicas e monotônicas de aços (ASM, 1990)	9
Figura 9: Gráficos de distribuição de intervalos de sinais.....	10
Figura 10 – Gráfico representativo dos três critérios de classificação para tensões equivalentes..	11
Figura 11 – Coeficiente entre tensão em fadiga e tensão estática para diversos aços. Número ao lado dos pontos indica quantidade de pontos naquela posição (MADAYAG, 1968).....	12
Figura 12 – Fatores de correção relativos ao acabamento superficial (SHIGLEY, 1981)	14
Figura 13 – Curvas de sensibilidade ao entalhe para aços e ligas de alumínio (SHIGLEY, 1981)	17
Figura 14 – Sinal ilustrativo (à esquerda) e tabela de grupos de ciclo (à direita)	20
Figura 15 – Acelerômetro piezelétrico	22
Figura 16 – Faixa de utilização de acelerômetros	23
Figura 17 – Diagrama de medição através de extensômetros	24
Figura 18 – Posicionamento dos acelerômetros	26
Figura 19 – Detalhamento do posicionamento dos extensômetros - LE	27
Figura 20 – Detalhamento do posicionamento dos extensômetros - LD.....	28
Figura 21 – Acelerômetros “O” preso ao suporte do tirante e “N” preso à caixa superior, respectivamente	28
Figura 22 – Acelerômetros “P” e “Q” presos ao suporte lateral direito e “M” e “L” presos ao suporte lateral esquerdo, respectivamente.....	29
Figura 23 – Exemplo de sinal coletado	30
Figura 24 – Pista Bolachas de alta velocidade à esquerda e Mata-burro à direita.....	31
Figura 25 – Sequência das pistas com os respectivos tempos acumulado	32
Figura 26 – Exemplo de sinal de um dos canais, em um dos acelerômetros, ao longo de todas as pistas representando a rota de durabilidade.....	32
Figura 27 – Vista isométrica do radiador idealizado.....	34
Figura 28 – Vistas do radiador idealizado (lateral direita, frontal, traseira e lateral esquerda, respectivamente).....	34
Figura 29 – Vistas isométricas do modelo idealizado com as constrições de elemento de viga MPC	35
Figura 30 – Vistas do radiador idealizado (topo, traseira, frontal e inferior, respectivamente)	35

Figura 31 – Detalhe do engastamento no modelo idealizado.....	36
Figura 32 – Vista explodida de um colete.....	36
Figura 33 – Sistema de coordenadas no radiador.....	37
Figura 34 – Simulação com acelerações negativas, vistas isométrica frontal e traseira.....	43
Figura 35 – Detalhe das tensões no suporte lateral direito com carregamento negativo.....	44
Figura 36 – Suporte lateral direito vista inferior, com carregamento negativo (legenda das tensões na figura acima).....	44
Figura 37 – Suporte lateral esquerdo e trilho do colete, com carregamento negativo (legenda das tensões na figura abaixo).....	45
Figura 38 – Suporte lateral esquerdo com carregamento negativo, vista inferior.....	45
Figura 39 – Simulação com acelerações positivas, vistas isométrica frontal e traseira.....	46
Figura 40 – Detalhe das tensões no suporte lateral direito com carregamento positivo, vista inferior e superior (legenda das tensões na figura abaixo).....	46
Figura 41 – Trilho do colete lado direito, com carregamento positivo.....	47
Figura 42 – Suporte lateral esquerdo, com carregamento positivo, vista superior e inferior (legenda das tensões na figura acima).....	47
Figura 43 – Trilho do colete lado esquerdo, com carregamento positivo.....	48
Figura 44 – Conjunto de coletes com carregamento negativo e com os demais componentes (CAC, caixas, bloco, etc.) ocultos.....	49
Figura 45 – Colete esquerdo com carregamento negativo e respectivo detalhe do suporte lateral (legenda de tensões na figura acima).....	50
Figura 46 – Colete direito com carregamento negativo e respectivo detalhe do suporte lateral.....	50
Figura 47 – Coletes com carregamento positivo e com os demais componentes (CAC, caixas, bloco, etc.) ocultos.....	51
Figura 48 – Detalhe do suporte lateral esquerdo, com carregamento positivo, vista superior (à esq.) e inferior (à dir.) (legenda das tensões na figura acima).....	51
Figura 49 – Detalhe do suporte lateral direito, com carregamento positivo, vista inferior (à esq.) e superior (à dir.) (legenda das tensões na Figura 47).....	52
Figura 50 – Modelo idealizado no instante que o suporte lateral direito tem maior tensão, com detalhe da maior tensão fora das regiões dos suportes laterais.....	53
Figura 51 – Detalhe das tensões na mão-francesa superior no instante que o suporte lateral direito tem maior tensão.....	54
Figura 52 – Detalhe das mãos-francesas inferiores no instante que o suporte lateral direito tem maior tensão (legenda das tensões na figura acima).....	54
Figura 53 – Suporte lateral direito no instante de maior tensão.....	55
Figura 54 – Suporte lateral esquerdo no instante que o suporte lateral direito tem maior tensão..	55
Figura 55 – Suporte lateral esquerdo no instante de maior tensão.....	56
Figura 56 – Suporte lateral direito no instante que o suporte lateral esquerdo tem maior tensão..	56
Figura 57 – Indicação dos elementos selecionados para análise de tensões equivalentes, suporte lateral direito (à direita) e suporte esquerdo (à esquerda).....	57
Figura 58 – Nó escolhido dos elementos selecionados para análise de tensões equivalentes, suporte lateral direito (à direita) e suporte esquerdo (à esquerda).....	58

Figura 59 – Tensões equivalentes do suporte lateral direito com espessura de 6,35mm	59
Figura 60 – Tensões de Mises, do elemento com as maiores tensões, em função do tempo, do suporte lateral lado direito com espessura de 6,35mm.....	59
Figura 61 – Tensões equivalentes do suporte lateral esquerdo com espessura de 6,35mm	60
Figura 62 – Tensões de Mises, do elemento com as maiores tensões, em função do tempo, do suporte lateral lado esquerdo com espessura de 6,35mm.....	60
Figura 63 – Modelo idealizado no instante que o suporte lateral esquerdo tem maior tensão, com detalhe da maior tensão fora das regiões dos suportes laterais – vista traseira	61
Figura 64 – Modelo idealizado no instante que o suporte lateral esquerdo tem maior tensão, com detalhe da maior tensão fora das regiões dos suportes laterais – vista frontal (legenda das tensões na figura acima).....	62
Figura 65 – Detalhe das tensões na mão-francesa superior (à direita) no instante de maior tensão no suporte lateral direito e vista do trilho esquerdo (à esquerda) no mesmo instante (legenda das tensões na Figura 63).....	62
Figura 66 – Suporte lateral direito no instante de maior tensão	63
Figura 67 – Suporte lateral esquerdo no instante que o suporte direito tem maior tensão.....	63
Figura 68 – Suporte lateral esquerdo no instante de maior tensão	64
Figura 69 – Suporte lateral direito no instante que suporte esquerdo tem maior tensão.....	64
Figura 70 – Tensões equivalentes do suporte lateral direito com espessura de 5,55mm	65
Figura 71 – Tensões de Mises, do elemento com as maiores tensões, em função do tempo, do suporte lateral lado direito com espessura de 5,55mm.....	65
Figura 72 – Tensões equivalentes do suporte lateral esquerdo	66
Figura 73 – Tensões de Mises, do elemento com as maiores tensões, em função do tempo, do suporte lateral lado esquerdo com espessura de 5,55mm.....	66
Figura 74 – Retão	73
Figura 75 – Pista bolachas de alta velocidade.....	74
Figura 76 – Pista 4, 11 e 12 respectivamente	74
Figura 77 – Pista 5.....	75
Figura 78 – Pista 6.....	76
Figura 79 – Pista Mata-burro.....	77
Figura 80 – Pista descida e subida dos Pinheiros respectivamente.....	78
Figura 81 – Rampa 10%, 12% e Labirinto respectivamente	78

Tabela 1 – Histórico de pesquisa sobre fadiga (SURESH, 1997)	5
Tabela 2 – Coeficientes de dimensão	14
Tabela 3 – Fatores de confiabilidade k_c correspondentes a 8% do desvio padrão do limite de resistência (SHIGLEY, 1981)	15
Tabela 4 – Pistas.....	29
Tabela 5 – Número de canais	30
Tabela 6 – Especificações dos sub-componentes	37
Tabela 7 – Relação de medidas dos acelerômetros	38
Tabela 8 – Intervalo de 0,0167s do sinal para uso na simulação dinâmica.....	40
Tabela 9 – Momentos de inércia	41
Tabela 10 – Fatores modificadores da tensão limite de fadiga utilizados na análise das tensões equivalentes.....	41
Tabela 11 – Carregamento estático	43

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

R – razão de tensão

A – razão de amplitude

b – coeficiente de Basquin

a – aceleração [m / s²]

Letras Gregas

σ_r ou $\Delta\sigma$ – faixa de tensão [MPa]

σ_a – tensão alternada [MPa]

σ_m – tensão média [MPa]

σ_{Max} – tensão máxima [MPa]

σ_{Min} – tensão mínima [MPa]

σ_f' – tensão de ruptura [MPa]

N_f – número de ciclos para fadiga

Θ_x – aceleração angular em X [rad / s²]

Θ_y – aceleração angular em Y [rad / s²]

Θ_z – aceleração angular em Z [rad / s²]

Abreviações

WR – Water radiator – Radiador de água

CAC – Charge air cooler – Radiador de ar

Al – Alumínio

Si – Silício

Mg – Manganês

EUA – Estados Unidos da América

PRD - Produto genérico de adimensionais

LH – Left Hand – Mão esquerda

RH – Right Hand – Mão direita

PA – Poliamida

GF – Glass Fiber

QT – Quenched and tempered

RP – Reference point

Siglas

SAE – Society of Automotive Engineers

PIB – Produto Interno Bruto

ASM – American Society of Metals

ASTM – American Society of Testing and Materials

FEA – Finite Element Analysis

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

CAE – Computed Aided Engineering

MPC – Multi Point Constraint

SUMÁRIO

1. Introdução.....	1
1.1. Behr Brasil.....	2
1.2. Conjunto de arrefecimento	3
2. Revisão bibliográfica.....	4
2.2. Fadiga – Vida sob tensão (S-N)	6
2.2.1. Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga – S_u	13
2.2.1.1. Acabamento superficial – k_a	13
2.2.1.2. Dimensão – k_b	14
2.2.1.3. Confiabilidade – k_c	15
2.2.1.4. Temperatura – k_d	16
2.2.1.5. Concentração de tensões – k_e	16
2.2.1.6. Efeitos diversos – k_f	17
2.3. Análise de Elementos Finitos (FEA).....	18
2.4. Método de contagem de ciclos	18
3. Objetivo	20
4. Parte Experimental	21
4.1. Medição de dados.....	22
4.1.1. Acelerômetros	22
4.1.2. Extensômetros	24
4.1.3. Detalhamento da instrumentação	25
4.1.4. Sequência de medição	29
4.2. Pós-processamento	31
4.3. Análise dinâmica de elementos finitos do modelo atual	33
5. Resultados	42
5.1. Carregamento estático	42
5.2. Resultados da simulação realizada na Behr Brasil	48
5.3. Carregamento dinâmico – espessura original de 6,35mm.....	53
5.3. Carregamento dinâmico – espessura reduzida para 5,55mm	61
6. Análise dos resultados	67
6.1. Carregamento estático	67
6.2. Simulação feita pela Behr.....	67
6.3. Carregamento dinâmico	68
7. Correlação com o método Behr.....	69
8. Conclusões	70
9. Referências	71
10. Apêndices	73
10.1. Pistas.....	73
10.1.1. Pista “retão”	73

10.1.2. Pista “bolachas”	74
10.1.3. Pista 4, 11 e 12	74
10.1.4. Pista 5	75
10.1.5.6. Pista 6	76
10.1.5.7. Pista “mata-burro”	77
10.1.5.8. Pistas Pinheiros (subida e descida), rampas 10 e 12% e Labirinto	78
10.2. Rotina Matlab para geração dos gráficos de tensões equivalentes	79

1. Introdução

Atualmente os projetos de sistemas ou componentes automobilísticos visam à redução do tempo de seu desenvolvimento, que por consequência leva a redução de custo do projeto, e evidentemente ao equilíbrio entre custo e durabilidade do produto.

Tendo isto como premissa, ao ser necessário um novo componente ou nova aplicação final do veículo, usualmente se utiliza um componente já existente, que resulta no primeiro momento na eliminação, ou ao menos redução, do investimento em ferramental.

Em consequência disto, há redução dos custos de desenvolvimento ou procura-se replicar o projeto corrente para a nova peça, reduzindo assim as análises de elementos finitos, testes em protótipos, detalhamento de engenharia e suporte à construção do ferramental.

Negativamente relacionado a isto, podemos ter sistemas superestimados, em termos de espessura, configuração de material e projeto.

Este trabalho foca-se na análise estrutural dos suportes laterais de um radiador de água utilizado em veículos utilitários, de aplicação acima de 22 até 60 toneladas, com motorização entre 220 e 340 cavalos. Mais precisamente, será analisado o comportamento inicial do suporte lateral, responsável por fixar o conjunto de arrefecimento à longarina do caminhão, conforme Figura 1, Figura 2 e Figura 3.

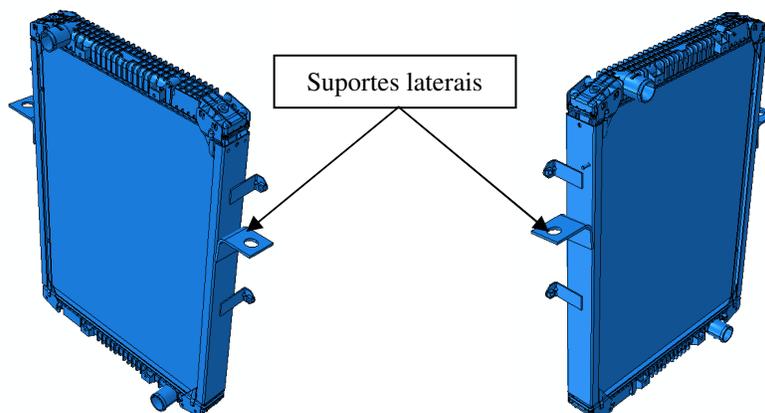


Figura 1 – Vistas isométricas frontais do radiador com detalhe dos suportes laterais

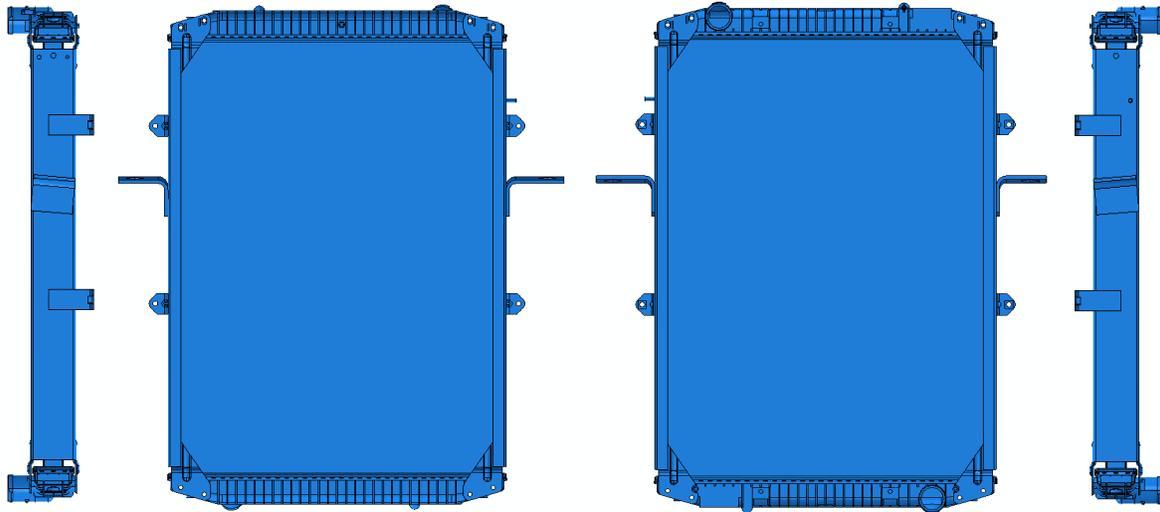


Figura 2 – Vistas do radiador (da esquerda para a direita: lateral direita, traseira, frontal e lateral esquerda, respectivamente)

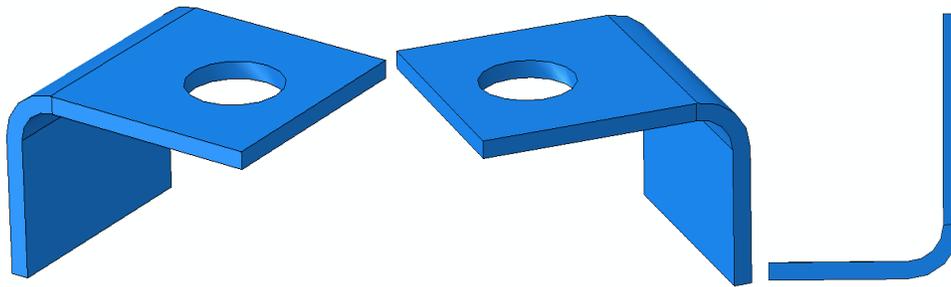


Figura 3 – Detalhes do suporte lateral

1.1. Behr Brasil

Este trabalho é apoiado pela Behr Brasil, filial do Grupo Behr, líder em sistemas de arrefecimento e ar-condicionado, ambos para veículos leves e pesados. O grupo, com 102 anos de história, possui 26 plantas produtivas ao redor do mundo e diversos centros de desenvolvimento de produto e engenharia avançada, dispersos entre Alemanha, Estados Unidos, França, Espanha, Brasil, Índia e China.

No Brasil, está presente em todas as grandes montadoras, desde 1997 e é referência dentro do grupo como centro de desenvolvimento, validação e principalmente gestão de produção.

1.2. Conjunto de arrefecimento

Para facilitar o entendimento das nomenclaturas utilizadas neste trabalho, será descrito brevemente o sistema de arrefecimento, ilustrado pela Figura 4 e seus macros componentes estão descritos na vista explodida do conjunto na Figura 5.

Composto por radiador de água (WR – *Water Radiator*), radiador de ar (CAC – *Charge Air Cooler*) e defletor (*Shroud*), tem como função:

- Radiador de ar: resfriar o ar proveniente do turbo-compressor do motor para que a densidade do ar de admissão seja a maior possível, aumentando assim a potência do motor, porém com a menor perda de carga interna do CAC possível, para que não prejudique o fluxo de ar. Composto de 100% alumínio, sendo seu bloco (aletas, tubos e reforços) de alumínio AW3003 e 3005 e suas caixas fundidas em alumínio AlSi10Mg, com um peso total de 10Kg;
- Radiador de água: resfriar o fluido do sistema, mistura de monoetilenoglicol e água, para que o motor opere na temperatura de projeto, sem prejudicar o consumo e o desgaste das peças do motor. Seu bloco (aletas, tubos e reforços) de alumínio AW3003 e 3005, suas caixas de PA66 GF30 e seus coletes de aço SAE 1010, com um peso total de 18Kg;
- Defletor: canaliza o ar que é admitido na frente do veículo e deve passar por todos os componentes do sistema de arrefecimento e também é puxado pela hélice do motor, conhecida como Visco[®]. Composto de fibra de vidro e com peso de 1,5Kg.

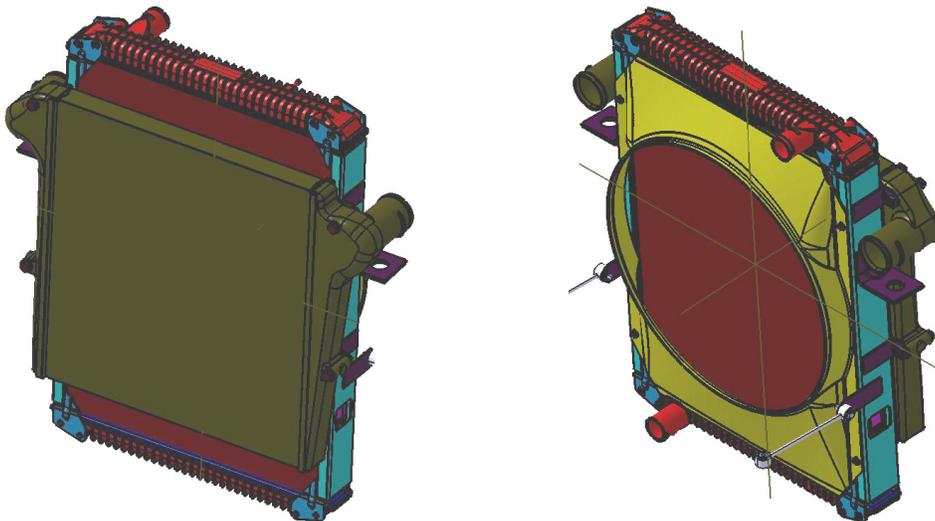


Figura 4 – Vistas isométricas, frontal e traseira do conjunto de arrefecimento

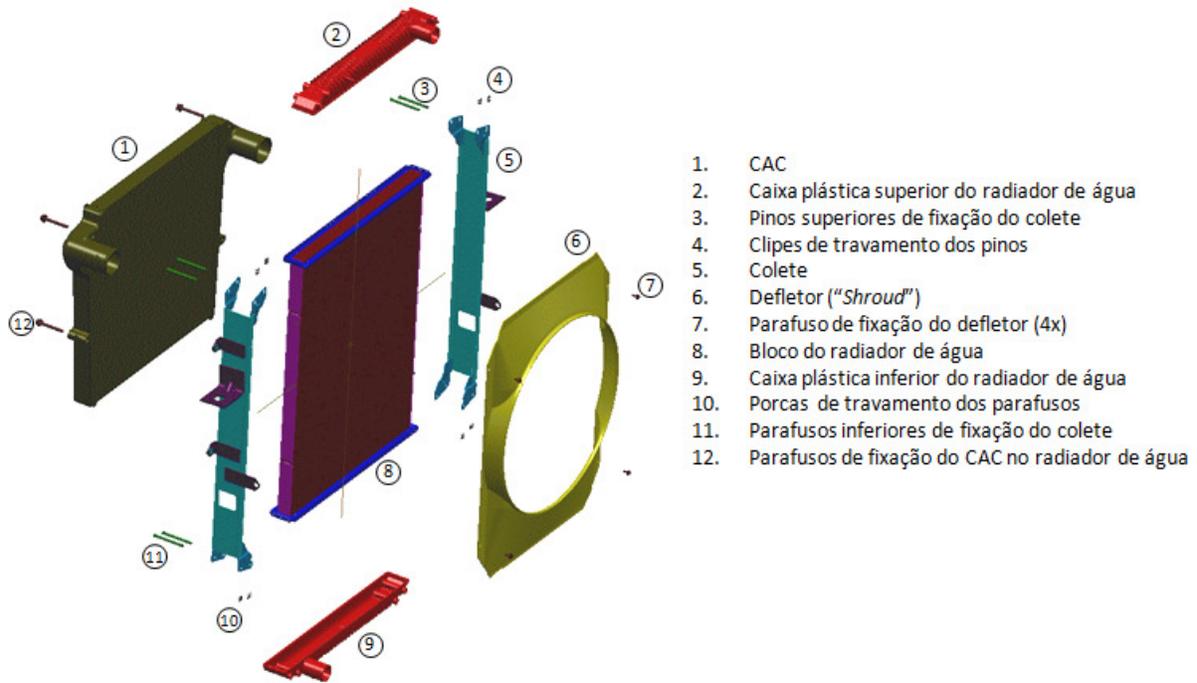


Figura 5 – Vista explodida do conjunto com legenda de seus principais componentes

2. Revisão bibliográfica

Apesar do foco principal deste trabalho não ser a análise da fadiga em si, ele se fundamenta nos conceitos já conhecidos e faz uso de formulações vastamente empregadas em diversos campos. Em virtude disto, uma breve explanação será dada neste capítulo, descrevendo os conceitos utilizados posteriormente para análise de elementos finitos e mencionando todo o histórico da evolução da fadiga.

Como a análise de elementos finitos também é um pilar que sustenta este trabalho, neste capítulo será apresentada, de forma sucinta, sua importância.

2.1. Histórico da fadiga

Todo componente mecânico que exerce ou recebe movimento ou suporta carga, de forma dinâmica, ou seja, está sob um carregamento variável ao longo do tempo (quer seja ele tração, compressão ou torção), está suscetível à fadiga, mesmo que esse carregamento não seja superior ao limite de escoamento do material deste componente.

O primeiro estudo que identificou esta ocorrência data do início de 1800, o qual se focou em eixos de locomotivas que falhavam precocemente, pois haviam sido projetados com base em carregamentos estáticos e ao serem empregados em locomotivas à vapor, a solicitação era muito superior à de projeto, levando à falha prematura (RANKINE, 1843).

Na atualidade, estima-se que o custo anual causado por falhas mecânica devido à fadiga seja cerca de 3% do PIB dos EUA, equivalente a U\$100 bilhões na data da pesquisa – década de 80 (DOWNLING, 1999), ou seja, este é um grande motivador para que este campo tenha tido tanto esforço em pesquisa, porém ainda hoje a previsão da vida em fadiga é mais fortemente baseada em dados empíricos a teóricos, mesmo tendo mais de 150 anos de história (SCHULTZ, 1996) e inúmeros renomados pesquisadores, conforme demonstrado na tabela seguinte (SURESH, 1997) que representa os principais pesquisadores e eventos desta história.

Tabela 1 – Histórico de pesquisa sobre fadiga (SURESH, 1997)

Ano	Pesquisador	Feito
1829	Albert	Primeiro estudo sobre carregamentos em mineração
1839	Poncelet	Primeiro uso da palavra "fadiga"
1843	Rankine	Apresenta a teoria da cristalização da fadiga
1849	Hodgkinson	Estudo de fadiga aços perfilados de pontes
1854	Braithwaite	Primeira publicação sobre um estudo de fadiga
1860	Wöhler	Inicia estudos de fadiga em eixos de locomotivas
1864	Fairbairn	Testes em juntas rebitadas, chegando a altos números de ciclos
1874	Gerber	Desenvolve métodos de cálculo da vida em fadiga
1886	Bauschinger	Proposta de limite no qual o material nunca chegaria à fadiga
1899	Goodman	Aprofunda estudo de Wöhler quanto à predição da vida em fadiga
1903	Ewing & Humfrey	Estudo invalidando a teoria da cristalização de Rankine
1910	Basquin	Fundamenta a lei exponencial de testes de fadiga (lei de Basquin)
1921	Griffith	Apresenta a teoria de crescimento da trinca em fadiga
1924	Palmgren	Inicia o modelo de acúmulo de danos para falha em fadiga
1927	Moore	Publica "Materials fatigue" e quantificam a fadiga de alto ciclo
1930	Goodman/Soderberger	Publicam a influência da tensão média na fadiga
1937	Neuber	Publica a equação para concentração de tensão em entalhes
1945	Miner	Aperfeiçoa o modelo de acúmulo de danos para falha em fadiga
1955	Coffin & Manson	Publicam a lei das deformações baseada na fadiga de baixo ciclo
1967	Paris	Publica a lei de Paris para o crescimento da trinca em fadiga

O trabalho de August Wöhler foi importante para a definição da falha por fadiga, pois após sua pesquisa de 12 anos, descobriu que a falha por fadiga esta relacionada ao número de ciclos de tensão em função da variação de tensão, definindo assim o limite de fadiga, o qual se não ultrapassado, o material poderá operar por milhões de ciclos sem falhar. Este trabalho ficou conhecido como curva S-N, representada abaixo na Figura 6, e é utilizado até hoje, funcionando como a “espinha dorsal” da fadiga.

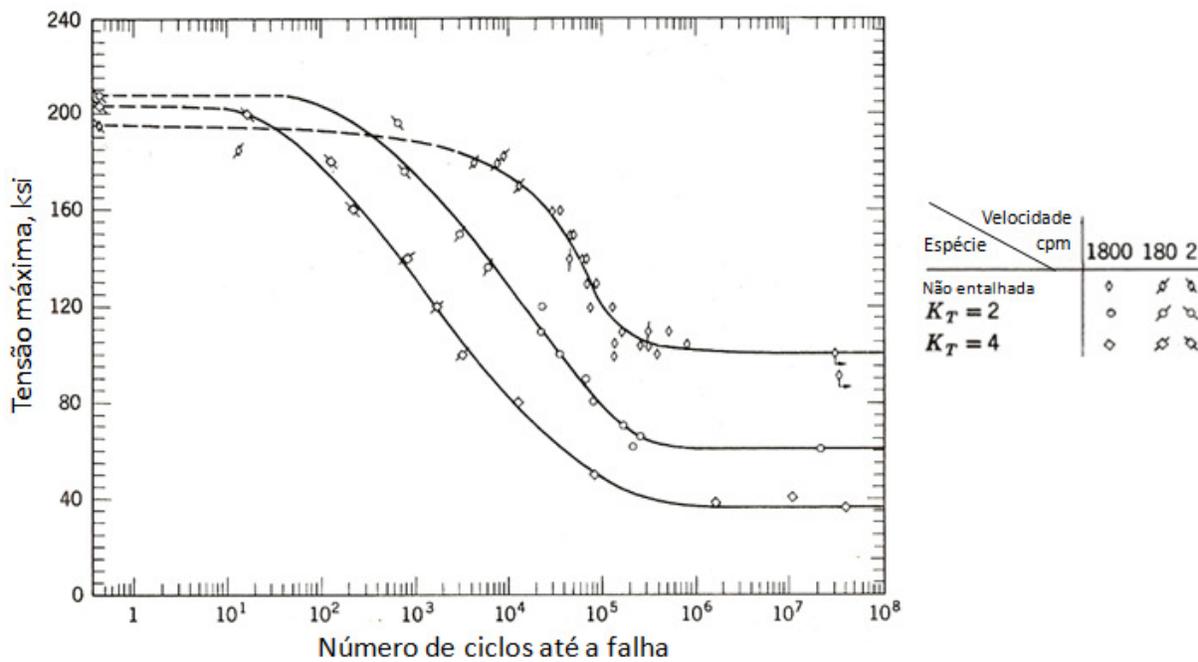


Figura 6 – Curva S-N com resultados de amostras de aço inox 403 com carregamento axial R=0 (MADAYAG, 1968)

2.2. Fadiga – Vida sob tensão (S-N)

Todo carregamento dinâmico e cíclico pode ser classificado em simétrico ou assimétrico:

- Carregamento simétrico: a tensão média (σ_m) é igual a zero, pois a tensão máxima (σ_{Max}) e mínima (σ_{Min}) tem valores iguais. Adotam-se valores positivos para tensão e negativos para compressão, conforme Figura 7;
- Carregamento assimétrico: possui tensão média (σ_m) diferente de zero, pois a tensão máxima (σ_{Max}) é diferente da mínima (σ_{Min}).

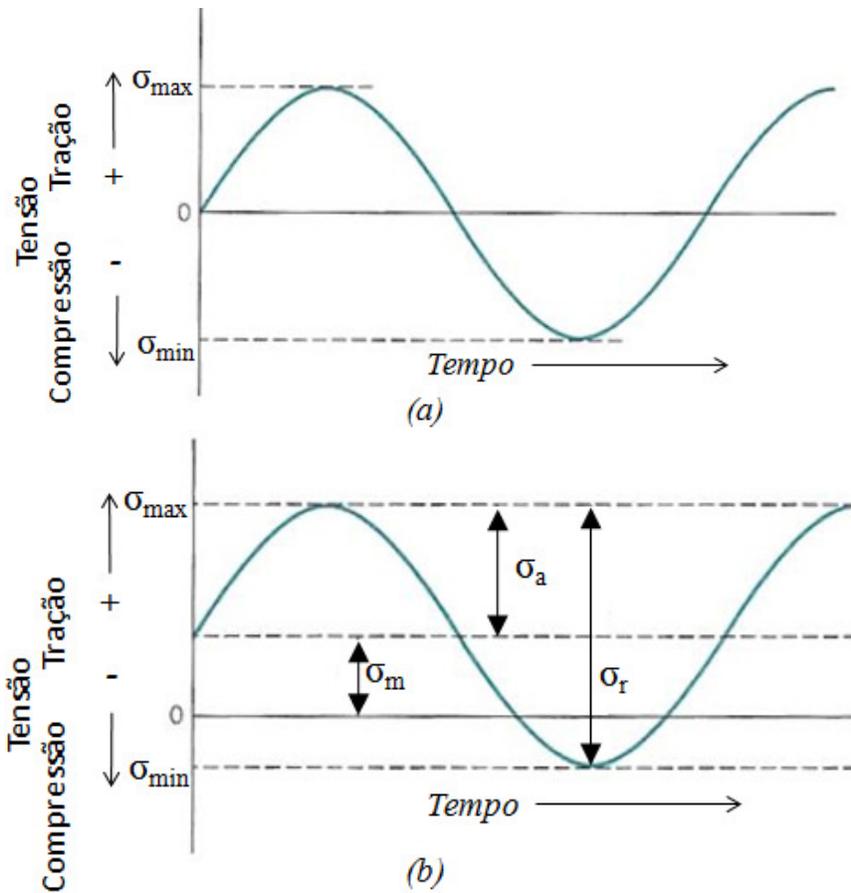


Figura 7 – Exemplos de carregamento, “a” simétrico e “b” assimétrico (CALLISTER, 2003)

Pelas Figura 7 “a” e “b”, temos as seguintes relações:

- Faixa de tensão (σ_r ou $\Delta\sigma$):

$$\sigma_r = \sigma_{Max} - \sigma_{Min} \quad \text{Equação 1}$$

- Tensão média (σ_m):

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{Max} + \sigma_{Min}}{2} \quad \text{Equação 2}$$

- Tensão alternada:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} \quad \text{Equação 3}$$

- Razão de tensão (R):

$$R = \frac{\sigma_{Min}}{\sigma_{Max}} \quad \text{Equação 4}$$

- Razão de amplitude (A):

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad \text{Equação 5}$$

O modelo de falha por fadiga de vida sob tensão (S-N) é utilizado para fadiga de alto ciclo (acima de 10^3 ciclos) e foi transcrito por Basquin na equação (SURESH, 1997):

$$\sigma_a = (\sigma_f' - \sigma_m) \cdot (2 \cdot N_f)^b \quad \text{Equação 6}$$

Onde:

- σ_a : tensão máxima
- σ_f' : numericamente aceitável como a tensão de ruptura do material
- N_f : número de ciclos para fadiga
- b: coeficiente de Basquin, usualmente entre -0,05 e -0,13 conforme Figura 8

SAE steel			Ultimate tensile strength			Modulus of elasticity		Yield strength		Cyclic strain hardening exponent
Grade	Brinell hardness, HB	Condition	MPa	ksi	Reduction in area, %	GPa	10 ⁶ psi	MPa	ksi	
1006	85	As received	318	46,1	73	206	30	224	32,5	0,21
1018	106	As received	354	51,3		200	29	236	34,2	0,27
1020	108	As received	392	56,9	64	186	27	233	33,8	0,26
1030	128	As received	454	65,8	59	206	30	248	36	0,29
1035	---	As received	476	69	56	196	28,4	270	39	0,24
1045	---	As received	671	97,3	44	216	31,3	353	51,2	0,22
1045	390	QT	1343	194,8	59	206	30	842	122	0,09
1045	450	QT	1584	229,7	55	206	30	1069	155	0,09
1045	500	QT	1825	265	51	206	30	1259	182,6	0,12
1045	595	QT	2240	325	41	206	30	1846	267,7	0,1
4142	380	QT	1412	205	48	206	30	966	140	0,14
4142	450	QT	1757	255	42	206	30	1160	168	0,11
4142	670	QT	2445	355	6	200	29	2238	324,6	0,07
4340	242	As received	825	120	43	192	27,8	467	67,7	0,17
4340	409	QT	1467	213	38	200	29	876	127	0,13
SAE 950X	---	As rolled	438	63,5	64	206	30	339	49,2	0,14
SAE 960X	---	As rolled	480	70	---	206	30	417	60,5	0,14
SAE 980X	---	As rolled	652	94,6	75	206	30	514	74,5	0,13

SAE steel		Cyclic strength coefficient		Fatigue strength coefficient (σ_f)		Fatigue strength component (b)	Fatigue ductility coefficient	Fatigue ductility exponent (c)
Grade	Brinell hardness, HB	MPa	ksi	MPa	ksi			
1006	85	813	118	756	109,6	█ -0,13	1,22	█ -0,67
1018	106	1259	182,6	782	113,4	█ -0,11	0,19	█ -0,41
1020	108	1206	175	850	123,2	█ -0,12	0,44	█ -0,51
1030	128	1545	224	902	130,8	█ -0,12	0,17	█ -0,42
1035	---	1185	172	906	131,4	█ -0,11	0,33	█ -0,47
1045	---	1402	203,3	1099	159,4	█ -0,11	0,52	█ -0,54
1045	390	1492	216,4	1408	204,2	█ -0,07	1,51	█ -0,85
1045	450	1874	271,8	1686	244,5	█ -0,06	0,97	█ -0,83
1045	500	2636	382,3	2165	314	█ -0,08	0,22	█ -0,66
1045	595	3498	507,3	3047	441,9	█ -0,10	0,13	█ -0,79
4142	380	2259	327,6	1820	264	█ -0,08	0,65	█ -0,76
4142	450	2359	342,1	2017	292,5	█ -0,08	0,85	█ -0,90
4142	670	3484	505,3	2727	395,5	█ -0,08	0,06	█ -1,47
4340	242	1384	200,7	1232	178,7	█ -0,10	0,53	█ -0,56
4340	409	1950	283	1898	275,3	█ -0,09	0,67	█ -0,64
SAE 950X	---	796	115,4	800	116	█ -0,10	1,23	█ -0,62
SAE 960X	---	969	140,5	895	130	█ -0,09	0,46	█ -0,65
SAE 980X	---	1135	164,6	1146	166,2	█ -0,09	1,1	█ -0,72

QT quenched and tempered.

Figura 8 – Tabela de propriedades cíclicas e monotônicas de aços (ASM, 1990)

Porém o conceito abordado por Basquin-Morrow não contempla o acúmulo de dano e não considera que os sinais, na realidade, não são constantes. Palmgren e Miner estudaram o efeito de blocos de sinais com amplitudes diferentes (SURESH, 1997).

Partindo do princípio que cada carregamento, σ_{ai} , causa certo dano ao componente e este recebendo um número de ciclos N_i , ele suportaria um total de ciclos N_{fi} até falhar, temos assim uma fração da vida do componente. A regra de Palmgren-Miner faz a somatória de diversas destas frações, sendo cada uma em função dos carregamentos e do número de ciclos de cada intervalo de sinal, conforme ilustrado (SURESH, 1997):

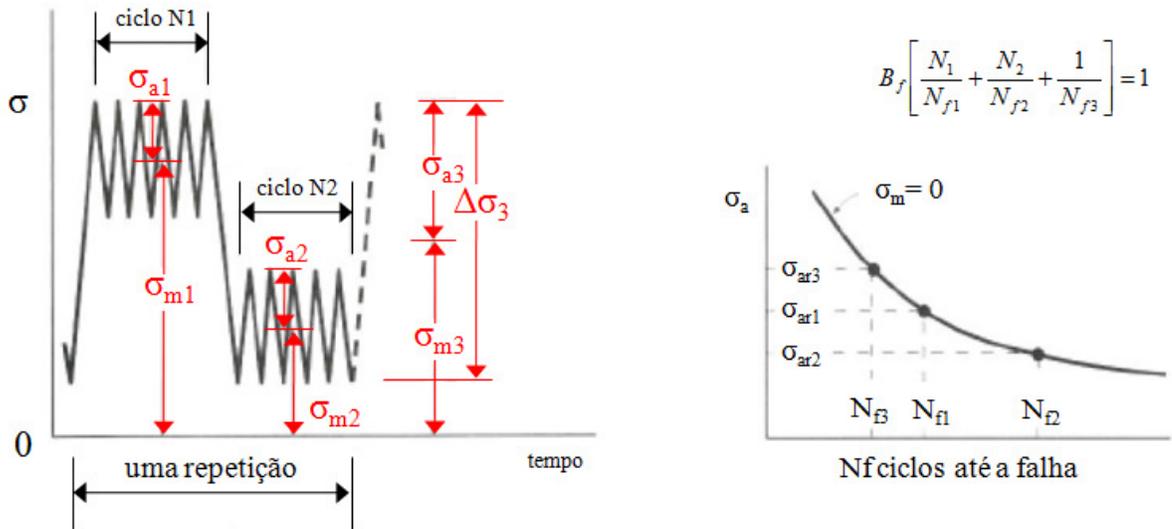


Figura 9: Gráficos de distribuição de intervalos de sinais

Com isso podemos escrever:

$$\frac{N_1}{N_{f1}} + \frac{N_2}{N_{f2}} + \frac{N_3}{N_{f3}} + \dots + \frac{N_i}{N_{fi}} = \sum_1^i \frac{N_i}{N_{fi}} = 1$$

Os procedimentos e métodos descritos acima são empregados em carregamentos uniaxiais, porém neste trabalho é necessário analisar o carregamento multiaxial, combinando o efeito da tensão média com tensão alternada, onde as tensões de Von Mises podem ser obtidas por (SHIGLEY, 1981):

- Tensão alternada:

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a} \cdot \sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2} \quad \text{Equação 7}$$

- Tensão média:

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m} \cdot \sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2} \quad \text{Equação 8}$$

Diversos autores equacionaram este efeito, como Sines, e outros criaram critérios de classificação, como Gerber, Soderberger e Goodman (SCHIJVE, 2001), conforme gráfico:

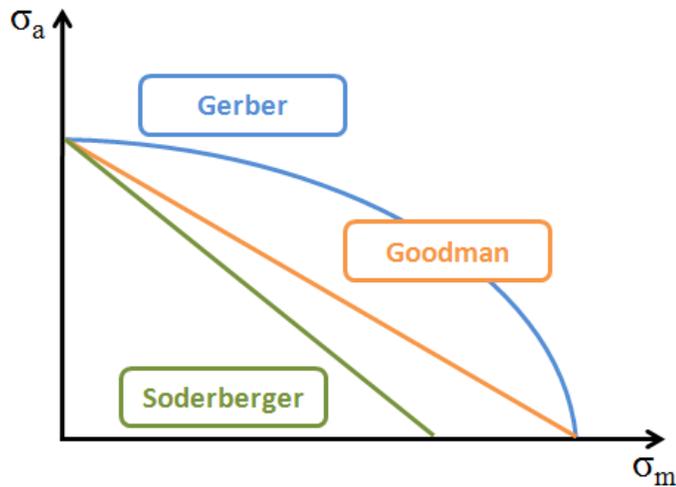


Figura 10 – Gráfico representativo dos três critérios de classificação para tensões equivalentes

O equacionamento das curvas demonstradas acima segue:

- Gerber:

$$\sigma_{GERBER} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right)^2} \quad \text{Equação 9}$$

- Soderberger:

$$\sigma_{SODERBERGER} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_E}} \quad \text{Equação 10}$$

- Goodman:

$$\sigma_{GOODMAN} = \frac{\sigma_a}{\left(1 - \frac{\sigma_m}{S_u}\right)} \quad \text{Equação 11}$$

Onde S_u é a tensão limite de resistência à fadiga, produto dos fatores modificadores.

Em toda referência bibliográfica ressalta-se a importância e influência de fatores que tornam o estudo da fadiga uma ciência empírica e que requer aprofundamento para que se tenha um grau elevado de confiança. Fatores estes que passam desde os processos de fabricação da matéria-prima em questão (fundição, laminação, extrusão, etc) que podem gerar imperfeições ou divergências das especificações do material em questão (SHIGLEY, 1981), até o próprio processo de produção do componente que por tolerâncias de processos e variações dos equipamentos, podem acrescentar características ao produto diferentes das de projeto, como irregularidades na superfície ou vincos concentradores de tensão.

Um tema muito abordado e estudado é o comportamento do tratamento superficial na vida em fadiga, como “*shot peening*”, “*case hardening*” ou diversos outros métodos (CALLISTER, 2003).

Ainda se estuda o efeito estatístico por trás de toda a metodologia, uma vez que os estudos são baseados em dados de experimentos, mesmo que realizados de acordo com as normas que regem, como por exemplo, as normas ASTM E466-E468, porém este impacto estatístico salienta a relevância dos fatores acima descritos na variação dos resultados.

Uma demonstração dessa empiria é o número de tentativas feitas, no intuito de encontrar uma fórmula matemática geral capaz de transcrever a relação entre carregamento e vida em fadiga, na sua grande maioria cada estudo é aplicável a uma condição de uso ou material, porém na Figura 11 vemos um exemplo de relação entre tensão de ruptura estática e tensão de fadiga.

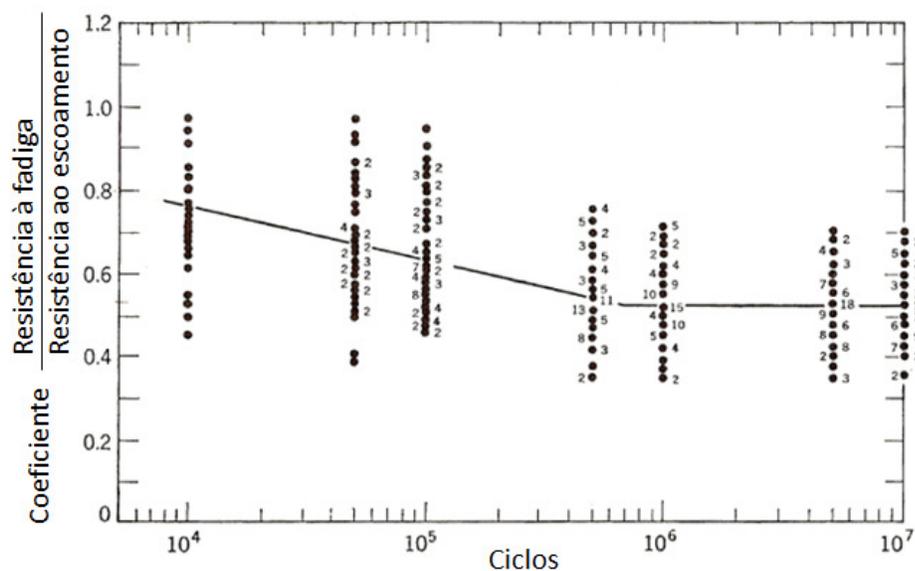


Figura 11 – Coeficiente entre tensão em fadiga e tensão estática para diversos aços. Número ao lado dos pontos indica quantidade de pontos naquela posição (MADAYAG, 1968)

2.2.1. Fatores modificadores do limite de resistência à fadiga – S_u

O limite de fadiga S_n teórico pode ser consideravelmente diferente do limite de fadiga de um corpo de prova, aqui denominado S_u e pode ser descrito por (SHIGLEY, 1981):

$$S_u = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S_n \quad \text{Equação 12}$$

Onde:

k_a = fator de superfície;

k_b = fator de tamanho;

k_c = fator de confiabilidade;

k_d = fator de temperatura;

k_e = fator de concentração de tensões;

k_f = fator de efeitos diversos.

2.2.1.1. Acabamento superficial – k_a

O corpo de prova, do qual são levantados os valores de tensão de ruptura, possui a superfície muito polida para evitar quaisquer arranhões circunferências ou marcas do processo de fabricação, porém a maioria das peças não possui tal acabamento.

Para correlacionar estes efeitos foram feitos diversos ensaios a fim de classificar o grau de influência de cada nível de acabamento, do bruto ao extremo-polido, para um grupo de metais, com um intervalo específico de resistências e o resultado se encontra no gráfico:

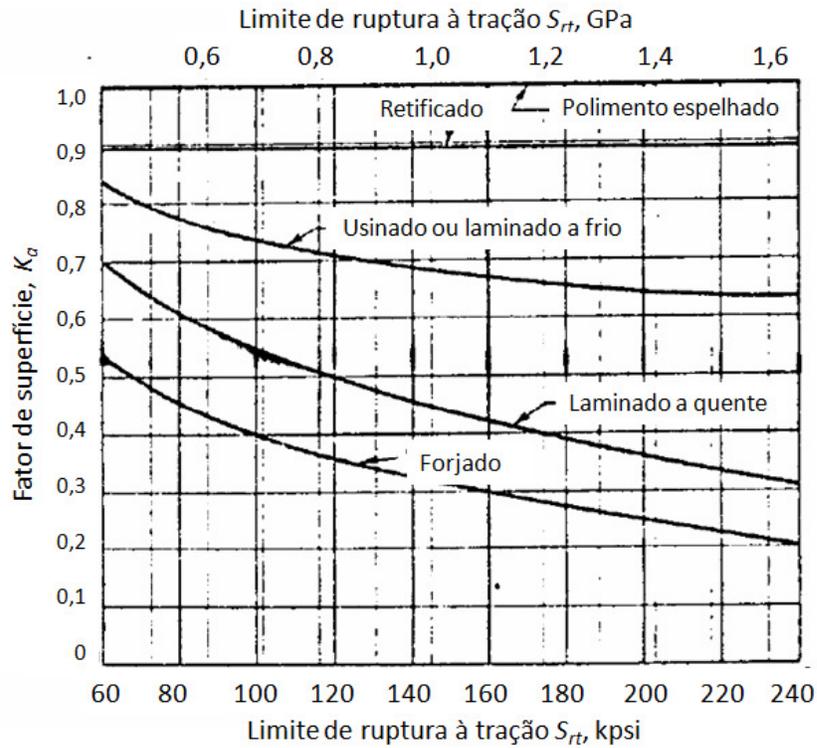


Figura 12 – Fatores de correção relativos ao acabamento superficial (SHIGLEY, 1981)

2.2.1.2. Dimensão – k_b

O teste rotativo para levantamento da tensão é realizado em uma amostra padronizada, com 7,62mm de diâmetro, porém é sabido que o limite de fadiga pode ser de 10 a 15% menor para amostras até 50mm e 25% para dimensões além, com isto temos a tabela:

Tabela 2 – Coeficientes de dimensão

k_b	d (mm)
1,00	$\leq 7,6$
0,85	7,6 ~ 50
0,75	> 50

2.2.1.3. Confiabilidade – k_c

Sabe-se que dentro de um espaço amostral de peças, tem-se uma variação de resistências entre os integrantes deste grupo, idem para as respectivas tensões de ruptura.

Ao distribuir este dois grupos, é possível ver duas concentrações gaussianas, onde há uma sobreposição das duas distribuições, pode-se dizer então que ao sobrepor tensões de ruptura elevadas, para este determinado grupo, com limites de resistência baixos, para este determinado grupo, haverá falha, ou seja, o conceito de confiabilidade se baseia em distar estas duas distribuições para cada determinado valor desejado de confiabilidade, em função do desvio padrão e desvio médio das tensões e limites.

Usualmente o desvio padrão de resistência à fadiga não excede 8%, segundo estudos e ensaios. Desta forma é possível equacionar esta relação em função de 8% do fator de confiabilidade, denominado R :

$$k_c = 1 - 0,08 \cdot z_R \quad \text{Equação 13}$$

Como resultado da equação acima, tem-se a tabela abaixo, com a variável z_R padronizada e com as confiabilidades correspondentes:

Tabela 3 – Fatores de confiabilidade k_c correspondentes a 8% do desvio padrão do limite de resistência (SHIGLEY, 1981)

k_c	z_R	R
1,000	0	0,50
0,897	1,288	0,90
0,868	1,645	0,95
0,814	2,326	0,99
0,753	3,091	0,999
0,702	3,719	0,9999
0,659	4,265	0,99999
0,620	4,753	0,999999
0,584	5,199	0,9999999
0,551	5,612	0,99999999
0,520	5,997	0,999999999

2.2.1.4. Temperatura – k_d

Igualmente aos anteriores, foi definido e testado que o a variável temperatura influi diretamente no limite de resistência à fadiga e pode ser formulado por (para $T > 71^\circ\text{C}$):

$$k_d = \frac{344,4}{273,3 + T} \quad \text{Equação 14}$$

2.2.1.5. Concentração de tensões – k_e

Em virtude de peças reais, diferentemente dos corpos de prova, possuir descontinuidades, tais como furos, ranhuras e entalhes, esta descontinuidade afeta a distribuição das tensões, gerando áreas de concentração de tensões.

A relação entre dois corpos de prova, com e sem entalhe ou descontinuidade, gera um fator denominado fator de concentração de tensões – K_f e pode ser expresso por:

$$K_f = \frac{\text{Limite de resistência à fadiga para corpos de prova sem entalhe}}{\text{Limite de resistência à fadiga para corpos de prova com entalhe}} \quad \text{Equação 15}$$

Algebricamente, tem-se o coeficiente de concentrações de tensões – k_e , inversamente proporcional, ou seja:

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad \text{Equação 16}$$

Sendo a sensibilidade ao entalhe definida por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Equação 17}$$

Onde q varia entre zero, para sem sensibilidade ao entalhe, e um, para totalmente sensível ao entalhe. Reformulando e unindo as duas últimas equações, temos:

$$k_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad \text{Equação 18}$$

Os valores de q podem ser encontrados na compilação de ensaios, apresentados na figura:

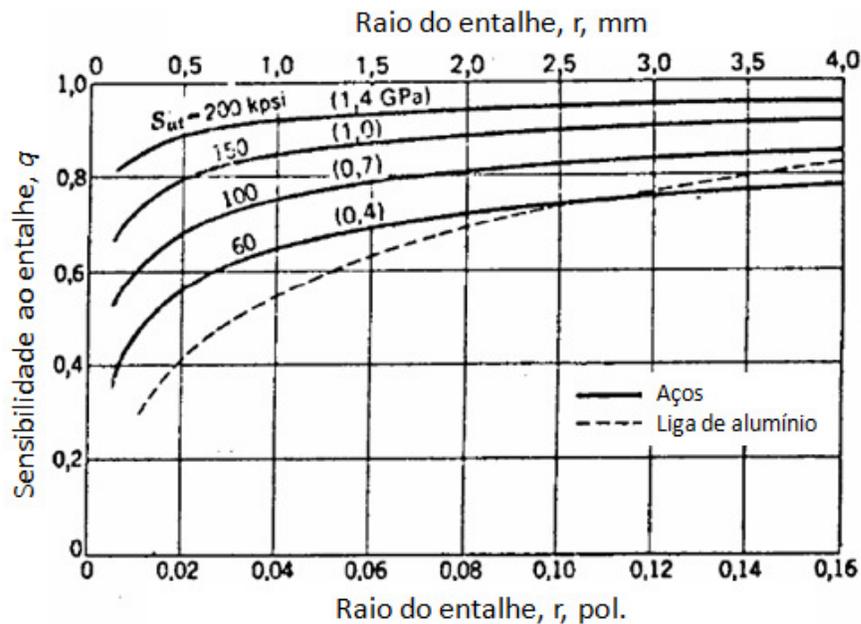


Figura 13 – Curvas de sensibilidade ao entalhe para aço e ligas de alumínio (SHIGLEY, 1981)

2.2.1.6. Efeitos diversos – k_f

Este último efeito modificador se remete a todos os outros fatores potenciais que não foram abordados, não tendo como foco enumerar ou formular um resultado, uma vez que não se conhece os fatores correlatos.

Podem-se mencionar efeitos como o tratamento superficial, seja ele *shoot peening*, niquelagem, cromagem ou outro, chegando a reduções de até 35% da tensão limite de fadiga.

O efeito da corrosão também deve ser lembrado, uma vez que gera descontinuidade na superfície da peça, podendo gerar concentradores de tensão.

Não serão abordados neste trabalho os efeitos dos processos de produção e fabricação do componente e sua matéria-prima, bem como não será foco o efeito da corrosão ou tratamento superficial. Será feito uso de alguns métodos aqui descritos, como a carregamento multiaxial classificado por Goodman e Soderberger para referenciar e classificar o comportamento da espessura do suporte lateral do radiador, na sua durabilidade.

2.3. Análise de Elementos Finitos (FEA)

O método de elementos finitos teve início nos anos 60, como ferramenta de tomada de decisão em Engenharia, com uma primeira publicação em 1956 sobre este tema (TURNER, 1956) e profundamente investigado e desenvolvido durante o programa espacial americano e novamente alavancado pela indústria automobilística a partir dos anos 80 (SZABÓ/ BABUŠKA, 1991).

Todas as literaturas acerca de *FEA* ressaltam a importância do analista e/ou engenheiro que processa os dados de entrada e saída de um estudo de elementos finitos, pois o método computacional de análise é uma simples ferramenta que transforma dados de entrada em dados de saída, neste processo não há adição de informação nem tampouco melhora na qualidade da informação de entrada, mas pode potencialmente distorcê-los, tornando-os inúteis ou ainda guiar o estudo para uma direção errônea (BABUŠKA, 1986).

Neste trabalho faremos uso de um *software* comercial para realizar o cálculo e as respectivas simulações, baseado em um modelo idealizado, através de premissas e convenções conforme descritas no item 4.2, e convertido de tridimensional para um modelo em casca ("*shell*"). Esta conversão do modelo se sustenta no histórico de simulações anteriores que comprovaram a eficácia desta metodologia, sem a perda da confiabilidade do estudo e se justifica pelo custo computacional. Diversas literaturas sobre confiabilidade e acurácia de modelos convertidos de tridimensional para casca ou placa são encontradas, dentre elas o escritor Naghdi em "*The Theory of Plates and Shells*" (SZABÓ/ BABUŠKA, 1991) que aprofunda a teoria desta conversão.

2.4. Método de contagem de ciclos

Existem diversos métodos adotados para reduzir a extensão dos sinais de uma aquisição de campo, a fim de convertê-los para uma bancada de prova ou, neste caso, cálculo de elementos finitos, pois, por se tratar usualmente de aquisições no domínio do tempo e com também habitualmente com taxas de amostragem elevadas, estes sinais são demasiadamente longos.

Os mais utilizados são (RAUL, 2007):

- Rainflow
- Peak counting
- Range-Pair
- Race track
- Level-crossing

Neste trabalho foi utilizada a técnica Rainflow para contagem de ciclos, por ser o método mais utilizado na indústria automobilística.

Proposto inicialmente por T. Endo e M. Matsuishi, baseado nos telhados de construção típica japonesa, chamados *pagoda*, onde cada seção tem tamanhos distintos e maiores uns que os outros, à medida que se aproxima da base e ao escoar a água da chuva, seu comportamento denominou o algoritmo de *rainflow*.

O método é composto dos seguintes passos:

1. O algoritmo é baseado na utilização de dois vetores (colunas), chamados “coluna de máximos” e “coluna de mínimos”;
2. Reduz o tempo aquisitado, removendo os pontos entre picos e vales;
3. Localiza se o ponto atual é pico ou vale;
4. Compara o valor do pico atual com a “coluna de máximos”;
5. Caso o pico atual seja maior que os elementos anteriores, se forma um ciclo. Formando um ciclo, remove-o da coluna e retorna para o passo 4;
6. Caso o pico atual seja menor, segue para o passo 7;
7. Compara o valor do vale atual com a “coluna de mínimos”;
8. Caso o vale atual seja menor que os elementos anteriores, se forma um ciclo. Formando um ciclo, remove-o da coluna e retorna para o passo 7;
9. Caso o vale seja maior, aloca o valor na coluna e retorna para o passo 4.

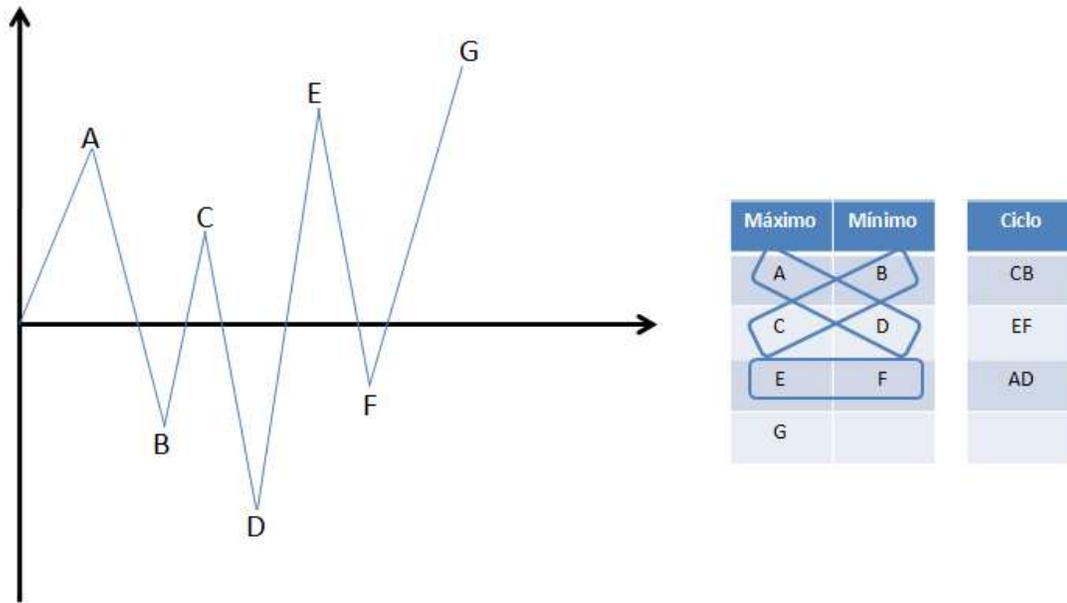


Figura 14 – Sinal ilustrativo (à esquerda) e tabela de grupos de ciclo (à direita)

Com isso é possível reduzir o sinal adquirido, sem que haja comprometimento ou perda de informação.

3. Objetivo

Este trabalho consistiu em pesquisar e entender os métodos de análise de fadiga utilizados, através da pesquisa bibliográfica. Dessa forma, foi possível definir o estado de tensões atual do componente foco do estudo e compará-lo com uma espessura inferior, proposta. A definição foi baseada na análise de elementos finitos, realizada através do software comercial Abaqus, no qual foi despendido grande tempo para familiarizar-se com sua utilização. As simulações propostas foram baseadas na idealização do problema, uma vez que o conjunto de arrefecimento possui muitos detalhes que não são relevantes para o foco do estudo e, seu detalhamento, apenas aumentaria o tempo de simulação.

Embora a instrumentação, medição de dados e experimentos não serem o foco principal do trabalho, o acompanhamento e a supervisão dos mesmos são fundamentais para que fosse adquirida a experiência prática que permitiu correlacionar os resultados numéricos com os experimentais.

A primeira análise de elementos finitos feita foi do modelo atual, de acordo com todas as especificações originais, uma vez que foi a base de todo o estudo, pois este projeto já se encontra validado e comprovado em campo de prova e bancada. Foram utilizadas as acelerações coletadas no campo de prova do cliente (mesmo campo no qual o radiador foi validado), para que fosse feita uma análise dinâmica do componente. Com o resultado da primeira simulação, com carregamento estático, aprovado, foi feita a análise de sua vida em fadiga e uma nova espessura do suporte lateral foi proposta e avaliada quanto à vida em fadiga.

A metodologia aqui empregada foi comparada à atual utilizada na empresa, para que pontos de melhoria tais como premissas ou convenções de simplificação, possam ser adotados, visando à redução do tempo de simulação.

4. Parte Experimental

A parte experimental deste trabalho será dividida em quatro fases:

- Definição do método e medição de dados do campo de prova do cliente e pós-processamento;
- Avaliação do modelo idealizado, por elementos finitos com carregamento estático, correlacionando-o com os resultados da simulação feita pela empresa;
- Análise dinâmica de elementos finitos do modelo atual, já validado e comprovado em testes de bancada e campo de prova;
- Proposta de nova espessura para o componente foco do trabalho;
- Análise dinâmica de elementos finitos do modelo proposto, avaliando a nova espessura pela vida em fadiga.

4.1. Medição de dados

A base inicial para esta dissertação é a medição de dados no campo de prova do cliente, a qual consiste na instrumentação de conjunto de arrefecimento, através de acelerômetros e “*strain-gauges*” em pontos pré-determinados e padronizados para posterior análise numérica. A instrumentação e efetiva coleta do sinal foram realizadas pelo cliente, com seu próprio equipamento. A participação da Behr foi de suporte e definição dos pontos a serem instrumentados, baseado em experiências anteriores.

4.1.1. Acelerômetros

Sensores capazes de medir o movimento acelerado são denominados acelerômetros e são largamente utilizados na indústria automobilística, aeronáutica e mais recentemente na telefonia móvel, sendo neste último como instrumento para entretenimento e controle de aparelhos celulares.

O tipo mais comum deste sensor é o piezométrico, onde seu funcionamento baseia-se na variação da resistência devido ao carregamento mecânico e dispensa o uso de fonte de alimentação, uma vez que o princípio da piezometria é a transformação de energia mecânica, no caso compressão ou tração, em energia elétrica, representado pela Figura 15:

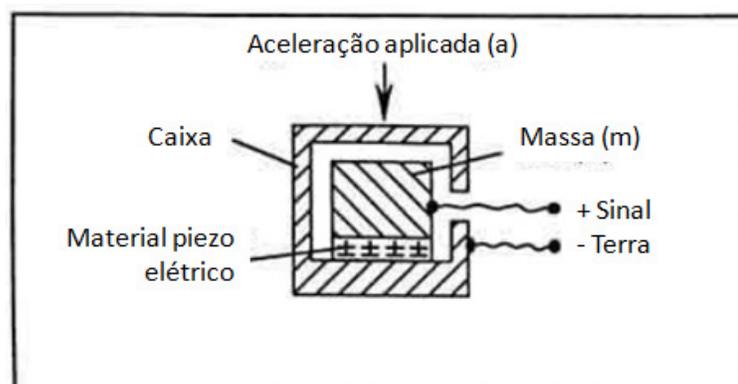


Figura 15 – Acelerômetro piezométrico

A força aplicada gera corrente elétrica, proporcional ao carregamento, e interpretada por um sistema de aquisição de dados, porém antes é necessário um amplificador. O tipo e modelo de

acelerômetros devem ser cuidadosamente selecionados, devido às frequências a serem medidas, para que estas não interfiram na medição, pois caso a frequência de trabalho da peça a ser medida seja próxima da frequência natural do sensor, este pode resultar em uma medição errônea. Na figura abaixo, fica exemplificado como se deve selecionar o acelerômetro (BARBARINI/NATURESA/ GONÇALVES, 2010):

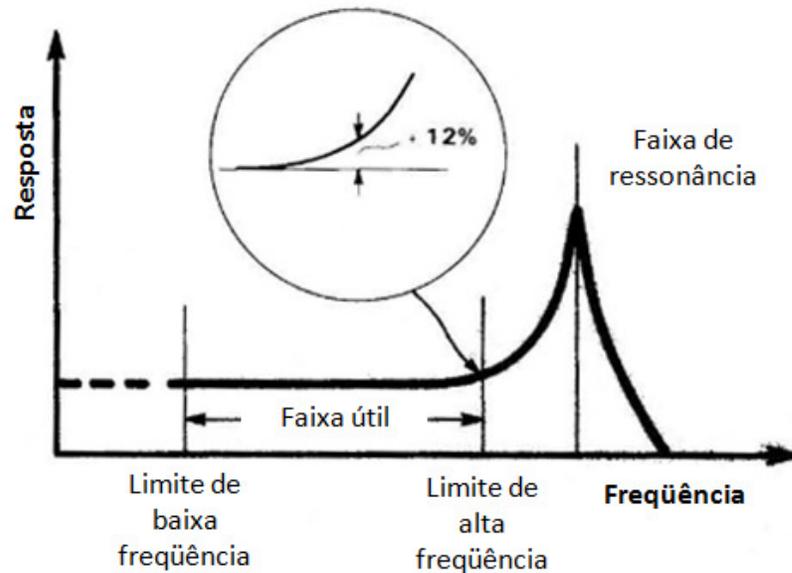


Figura 16 – Faixa de utilização de acelerômetros

Ambos os acelerômetros utilizados na aquisição feita são da americana Silicon Designs Inc., conforme descrito:

- Acelerômetro uniaxial capacitivo modelo 2220-100
- Acelerômetro tri-axial capacitivo modelo 2422-100

As respectivas fichas técnicas se encontram referenciadas na secção Referências Bibliográficas.

4.1.2. Extensômetros

Extensômetro é um sensor capaz de medir a distensão ou contração de uma superfície, quer seja ela em um eixo (unidirecional) ou diversos (multi-direcional).

Estas deformações resultam em variações de resistência elétrica, por consequência facilmente analisadas analiticamente por um multímetro ou osciloscópio, porém para efeito de interpretações futuras e pós-processamentos, como análise de elementos finitos, é necessário que estas oscilações de resistência sejam compiladas e interpretadas por um sistema de aquisição.

O funcionamento básico do circuito consiste em uma fonte de energia alimentando o sistema e a variação de tensão, devido à mudança da resistência do extensômetro por causa de deformação, é lido por uma placa, geralmente o resultado é obtido em mV, para posterior conversão para a unidade desejada como tensão, força, micro deformação.

Um exemplo esquemático simples pode ser representado pelo diagrama (UFSC, 2010):

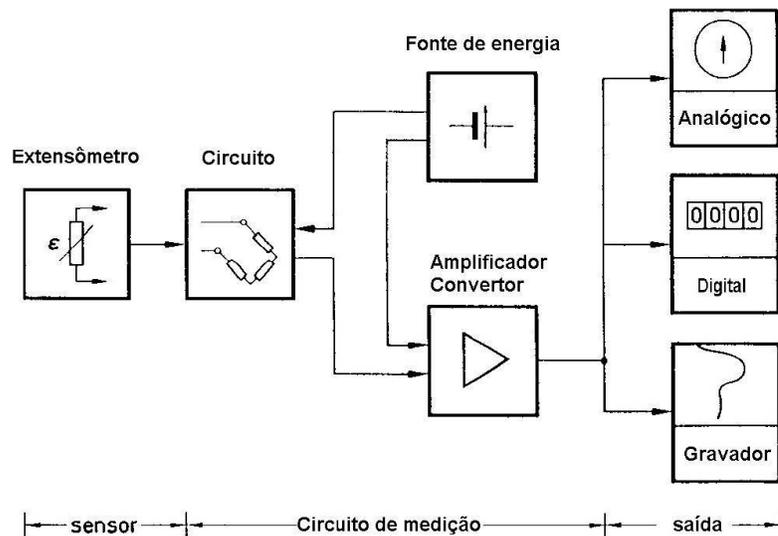


Figura 17 – Diagrama de medição através de extensômetros

Os extensômetros utilizados, tanto os uniaxiais quanto os multi-direcionais, são da japonesa Kyowa Electronic Instruments Co. Ltd., sendo que foram utilizadas duas séries de instrumentos, pois foram aquirido sinais em peças de aço e alumínio, e o extensômetro deve ser específico para cada tipo de material ao qual será colado na aquisição pois, devido aos diferentes

coeficientes de dilatação, é preciso que seja feita uma correção no efeito da contração/extensão em função da temperatura. Os tipos utilizados foram:

- Extensômetro para aço, unidirecional: KFG-3-120-C1-11
- Extensômetro para aço, multi-direcional: KFG-5-120-D17-11
- Extensômetro para alumínio, unidirecional: KFG-3-120-C1-23
- Extensômetro para alumínio, multi-direcional: KFG-3-120-D17-23

As respectivas fichas técnicas se encontram referenciadas na secção Referências Bibliográficas.

4.1.3. Detalhamento da instrumentação

Devido ao intuito de se coletar as acelerações nos três eixos do veículo, são adicionados acelerômetros tri-axiais, X-Y-Z nas duas caixas do radiador, superior e inferior, opostos aos bocais, bem como na longarina direita do caminhão. Outros três pontos são instrumentados com acelerômetros uni-axiais no sentido de Z, sendo um em cada suporte lateral de fixação do radiador à longarina e o terceiro na longarina esquerda do veículo. Estes três últimos acelerômetros podem ser unidirecionais, pois não deve haver movimento nos outros dois eixos, devido ao modo de fixação.

Um melhor detalhamento do modo de fixação e posição dos acelerômetros é possível avaliar através da Figura 18.



Figura 18 – Posicionamento dos acelerômetros

Acclerômetros e extensômetros foram posicionados em pontos específicos para medir acclerações e deformações impostas sobre o conjunto de arrefecimento.

O “*strain-gage*” é colado na superfície do componente foco, de forma que ele contraia ou distenda conforme a solicitação mecânica do conjunto. Essa variação entre posição estática, distensão ou contração gera um sinal elétrico proporcional, através da variação da resistência. Essa variação é amplificada e interpretada pelo sistema de medição, convertendo-o em forma de deformação, geralmente na unidade de $\mu\text{m}/\text{m}$ (UFSC, 2010 e BARBARINI/NATURESA/GONÇALVES, 2010).

A localização é definida através de um estudo prévio de elementos finitos e históricos de falha de componentes similares, ou seja, algumas regiões do sistema de arrefecimento são típicas por concentrarem tensões, como suportes laterais, mãos-francesas e suportes do radiador de ar. Usualmente tem-se por premissa de projeto que o máximo dos componentes tenha geometria similar ou igual ao de projetos anteriores, no intuito de reduzir o custo de fabricação através de agregação de volume, redução do investimento inicial pelo fato de não se fazer necessário um novo ferramental para produzir um componente com novo formato e, por fim, o custo de

desenvolvimento, que se revela na forma de horas de engenharia para construção do modelo e avaliação de protótipos.

A medição destes deve ser feita em conjunto com a coleta de dados das acelerações, para que se possa posteriormente correlacioná-los.

É possível avaliar através das Figura 19 e Figura 20 um melhor detalhamento do modo de fixação e posição dos extensômetros.

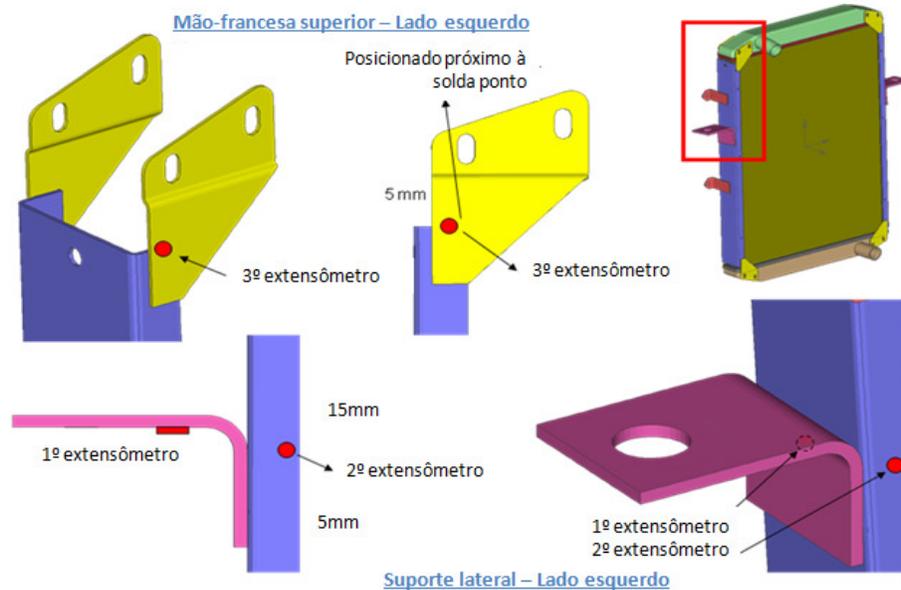


Figura 19 – Detalhamento do posicionamento dos extensômetros - LE

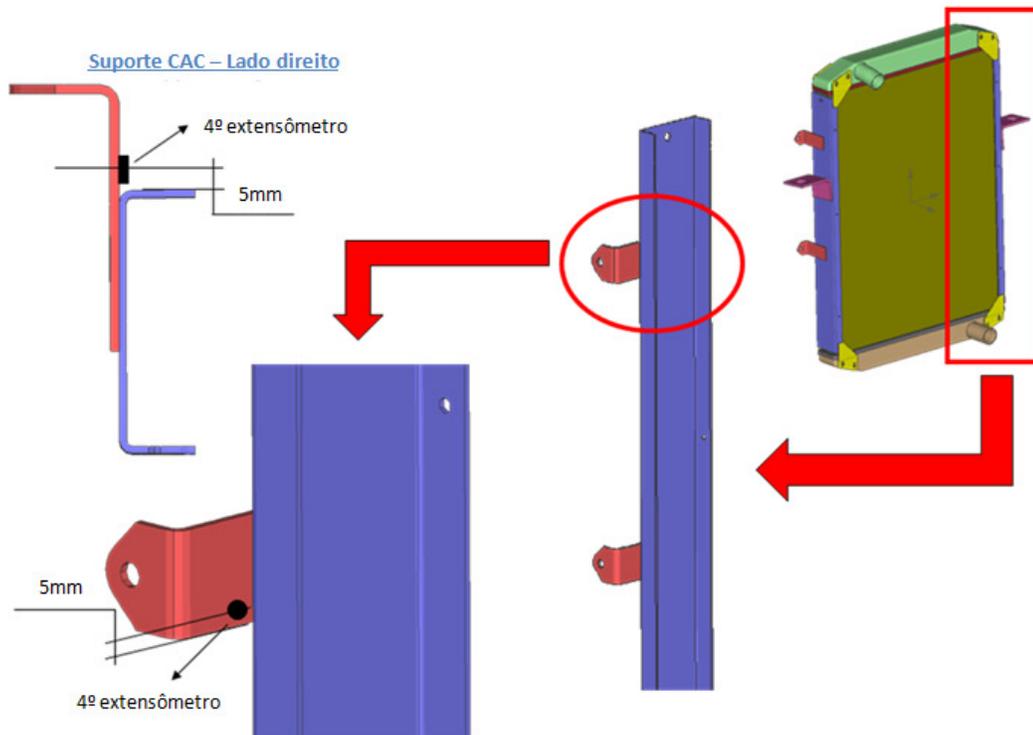


Figura 20 – Detalhamento do posicionamento dos extensômetros - LD

As Figura 21 e Figura 22 ilustram a instrumentação real do componente em análise.



Figura 21 – Acelerômetros “O” preso ao suporte do tirante e “N” preso à caixa superior, respectivamente

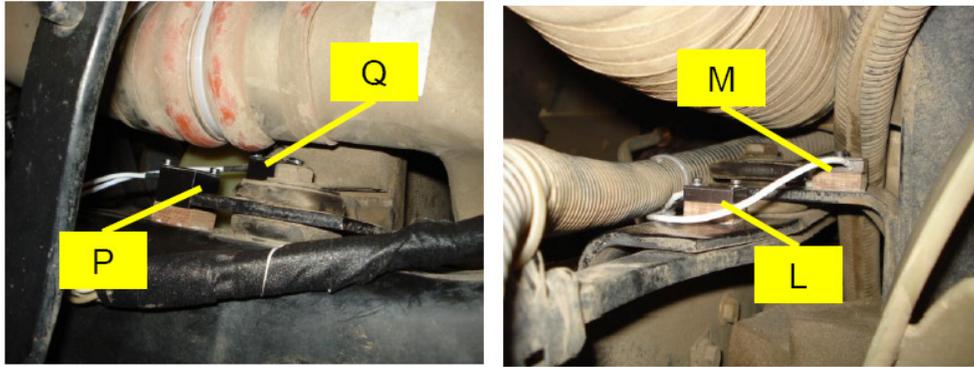


Figura 22 – Acelerômetros “P” e “Q” presos ao suporte lateral direito e “M” e “L” presos ao suporte lateral esquerdo, respectivamente

4.1.4. Seqüência de medição

Finalizada a instrumentação, o veículo é submetido à medição, a qual deve ser previamente definida, tendo como foco as pistas que serão utilizadas para posterior análise, seja de elementos finitos ou teste de bancada.

A rota utilizada no experimento segue as normas do cliente e possui pistas e velocidades conforme tabela abaixo.

Tabela 4 – Pistas

Pista	Velocidade (Km/h)
“Retão”	90
Bolachas	80
Paralelepípedos – Pista 4	20
Paralelepípedos – Pista 11 e 12	20
“ <i>Body Twist</i> ” – Pista 5	5
“ <i>Chuck holes</i> ” – Pista 6	10
“Mata-burro”	60
Pinheiros	20
Descida Pinheiros	60
Subida Pinheiros	40
Rampa 12%	30
Rampa 10%	30
Cascalho	20
Labirinto	60 (reta) / 40 (curva)

A cada pista em que o veículo passa, o equipamento de medição é ligado, ainda no modo estático. Em seguida inicia-se o trajeto e logo após a passagem pelo trecho desejado, o sistema é desligado, resultando em diversos arquivos, um para cada pista.

Na figura seguinte vemos o exemplo de medição de 14s, dos quais apenas 4s são da pista (intervalo entre o 2º e o 6º segundo), o restante do tempo é o referente à entrada e saída da pista, não sendo considerados para o nosso estudo.

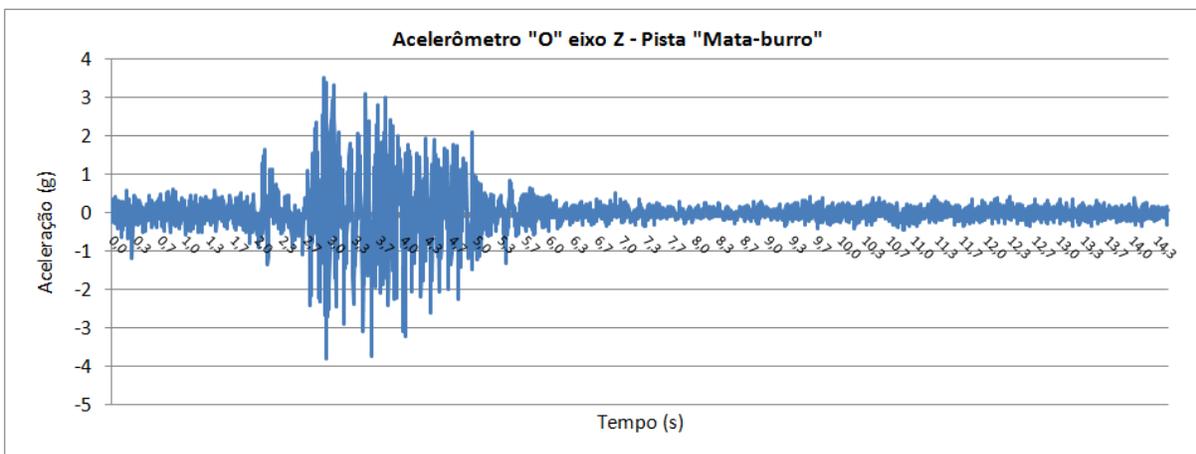


Figura 23 – Exemplo de sinal coletado

No exemplo citado, foi descrito apenas um canal para que fosse possível a fácil visualização, entretanto cada arquivo de cada pista possui 14 canais, conforme discriminado na tabela abaixo.

Tabela 5 – Número de canais

Acelerômetro	Eixo	No. Canais
<i>Frame_LH</i>	Z	1
WR_LH	Z	1
<i>Inlet_tank</i>	X, Y, Z	3
<i>Outlet_tank</i>	X, Y, Z	3
<i>Frame_RH</i>	X, Y, Z	3
WR_RH	X, Y, Z	3
Total		14

As pistas “Bolachas de alta velocidade” e “Mata-burro” são as que apresentam as maiores acelerações no conjunto de arrefecimento. Na primeira, Figura 24 à esquerda, se avalia a excitação do veículo com uma frequência alta, porém com baixa amplitude, por se tratar de obstáculos com altura baixa e velocidade de passagem de 80 Km/h, enquanto que na segunda, Figura 24 à direita, é a pista mais severa para o conjunto de arrefecimento, pois devido ela ser feita de barras espaçadas e com altura o suficiente para descolar o pneu do solo, há uma excitação continuamente crescente em frequência, que provoca acelerações combinadas nos três eixos, altamente prejudiciais para o radiador.



Figura 24 – Pista Bolachas de alta velocidade à esquerda e Mata-burro à direita

4.2. Pós-processamento

Após a aquisição dos sinais de todas as pistas, é necessário selecionar os períodos de interesse em cada arquivo gerado e também removendo todas as acelerações abaixo de 2g. Na sequência foi ordenado conforme a rota original do teste de validação no campo, incluindo todas as repetições, gerando a seguinte sequência no tempo:

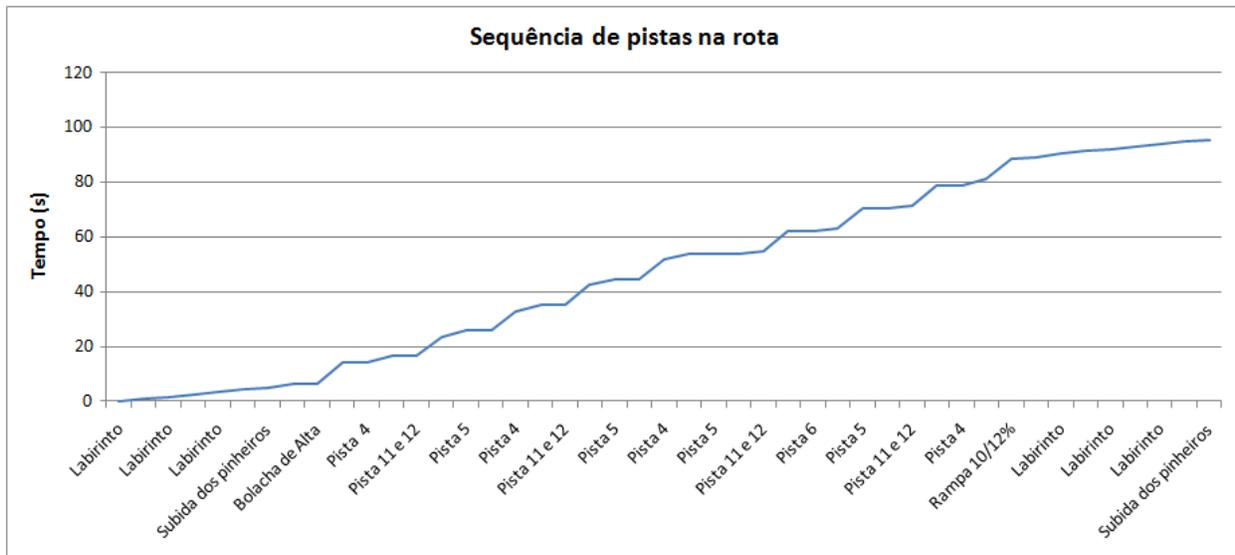


Figura 25 – Sequência das pistas com os respectivos tempos acumulado

Desta forma foi possível consolidar, em um arquivo único, todos os 96s de duração que resultou da aquisição original.

A figura abaixo ilustra a união de todos os arquivos, tomando como exemplo o eixo X, do acelerômetro “N”, localizado na caixa superior:

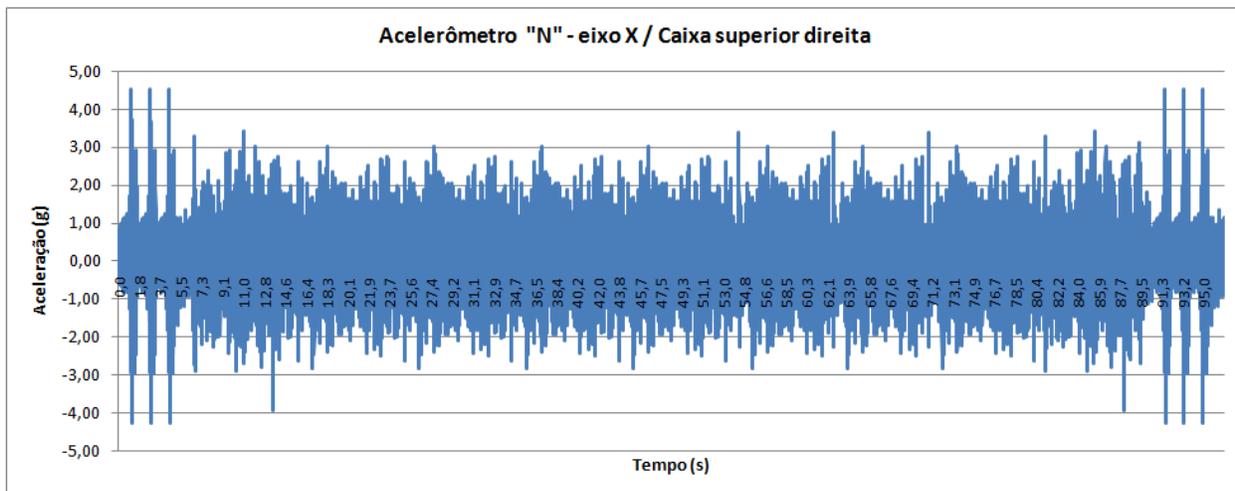


Figura 26 – Exemplo de sinal de um dos canais, em um dos acelerômetros, ao longo de todas as pistas representando a rota de durabilidade

Estas acelerações foram dados de entrada, ao ser multiplicado pela massa do conjunto de arrefecimento e pela aceleração da gravidade, como força de excitação do modelo.

4.3. Análise dinâmica de elementos finitos do modelo atual

A análise de elementos finitos deste trabalho foi realizada utilizando-se o software comercial Abaqus CAE Explicit 6.9 da Dassault Systemes (Dassault, 2010). Fazendo uso do modelo geométrico tridimensional final e liberado pelo cliente, a análise foi feita de forma independente de toda metodologia corporativa corrente, que utiliza outro sistema, estático e com modelamento completo de todos os componentes.

As premissas utilizadas para o modelamento e discretização foram:

- Modelo tridimensional transformado em “*shell*” (casca);
- Ligação entre coletes feita com elemento de viga, tipo “*MPC Beam*” (*Multi Point Constraint* Viga), conforme Figura 29 e Figura 30, conectando os pontos de fixação dos coletes às caixas (mão-francesas) de um lado a outro e entre si também;
- Bloco, composto pelas aletas, tubos, reforços de bloco e cabeceiras, bem como as caixas plásticas e guarnições foram removidos na idealização, pois não serão avaliados, porém foram transferidos para o modelo idealizado através da ligação “*MPC*” e massa respectiva concentrada no “*RP*”;
- Massa respectiva ao *charge air cooler*, *shroud* e fluido de arrefecimento dentro do radiador de água foram concentrados no “*RP*” que está localizado no centro de massa do conjunto de arrefecimento e será denominado desta forma;
- Desprezado o efeito das fixações originais entre coletes e caixas (pinos, presilhas e parafusos), conforme Figura 27 e Figura 28, devido ao uso do elemento de viga;
- Utilizado a fixação “*tie*” (amarrado) entre os componentes soldados dos coletes, como mão-francesa e trilho, suporte lateral e trilho;
- Desprezado qualquer tensão resultante nas caixas, cabeceiras e outros componentes, pois estes estarão ocultos;
- Removido todo detalhe que aumentaria o tempo de análise devido à necessidade de aumento da discretização da malha, tal como logotipos e “*poka-yokes*” de montagem;
- Engastamento do modelo pelos suportes de fixação lateral pela restrição “*encastre*” (engaste), conforme Figura 31;

- Discretização da malha, através de “*orphan mesh*”, com:
 - Total de nós: 14.031
 - Total de elementos: 13.153
 - 12.589 elementos quadriláteros lineares tipo S4
 - 244 elementos triangulares lineares tipo S3R
 - 20 elementos hexaédricos lineares tipo C3D8

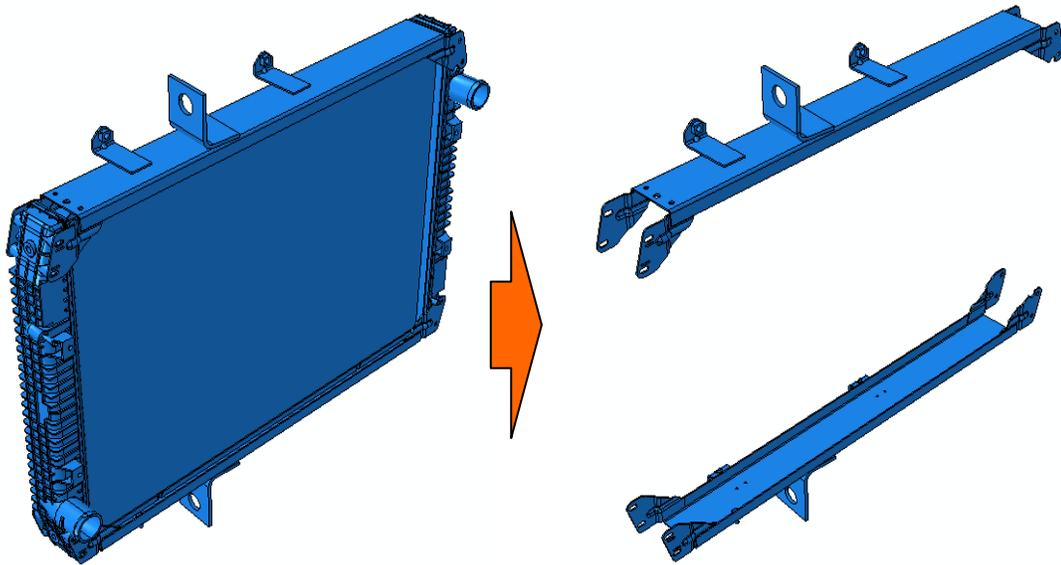


Figura 27 – Vista isométrica do radiador idealizado



Figura 28 – Vistas do radiador idealizado (lateral direita, frontal, traseira e lateral esquerda, respectivamente)

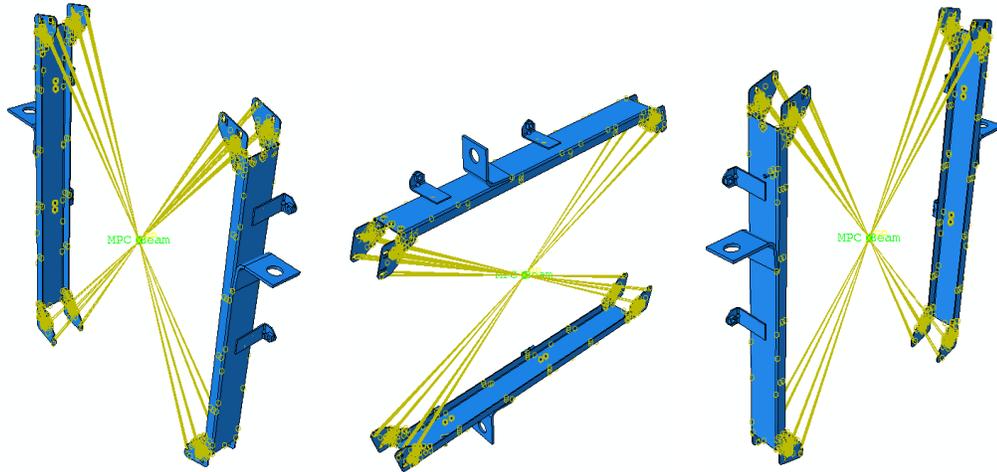


Figura 29 – Vistas isométricas do modelo idealizado com as restrições de elemento de viga MPC

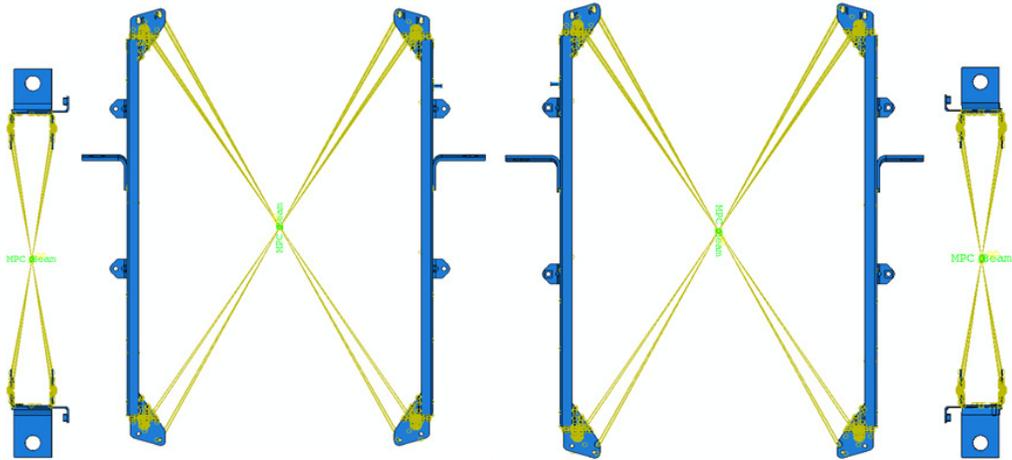


Figura 30 – Vistas do radiador idealizado (topo, traseira, frontal e inferior, respectivamente)

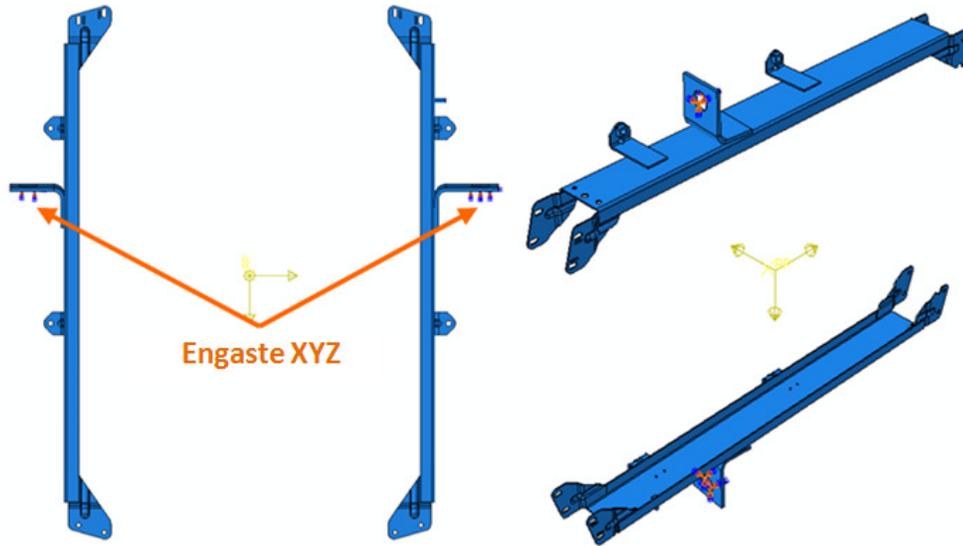


Figura 31 – Detalhe do engastamento no modelo idealizado

O desmembramento dos sub-componentes dos coletes e suas respectivas propriedades, tais como tipo de matéria-prima, detalhes dimensionais (espessura) e características mecânicas encontram-se na tabela 6 e Figura 32:

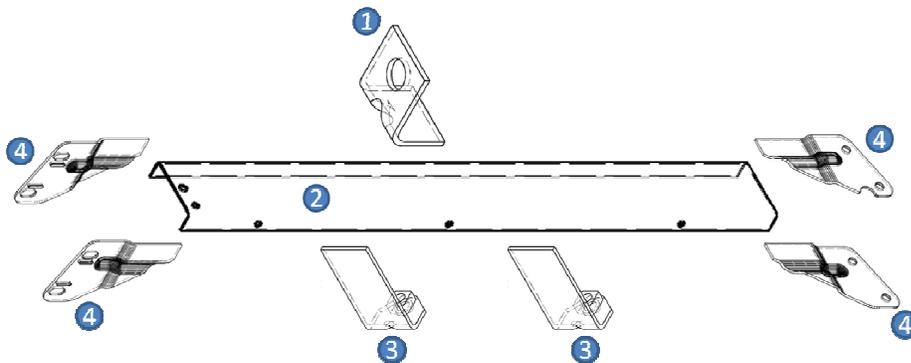


Figura 32 – Vista explodida de um colete

Tabela 6 – Especificações dos sub-componentes

Item da figura 22	Componente	Material	Espessura (mm)	Densidade (g/cm ³)	Módulo de elasticidade (MPa)	Coefficiente de Poisson
1	Suporte lateral	Aço SAE 1010	6,35	7,87	240	0,3
2	Trilho lateral		2,25			
3	Suporte CAC		3,04			
4	Mão-francesa		2,25			

O sinal coletado nos acelerômetros “N” e “O” tem sua nomenclatura alterada para “a₁” e “a₂”, sendo convertido para momentos de inércia, no centro de massa, representado pelo ponto “RP” da Figura 29 e melhor detalhado com seus respectivos eixos secundários na figura 19, através das funções representadas na equação 1, correlacionando os dois pontos em função das distâncias entre os instrumentos e o ponto de referência do centro de massa (HIBBELER, 2009). Em seguida, foi replicada para forma de matriz, conforme Equação 2, a fim de poder calcular a matriz inversa através do programa comercial Matlab R2008a da empresa MathWorks (STEWART, 2002).

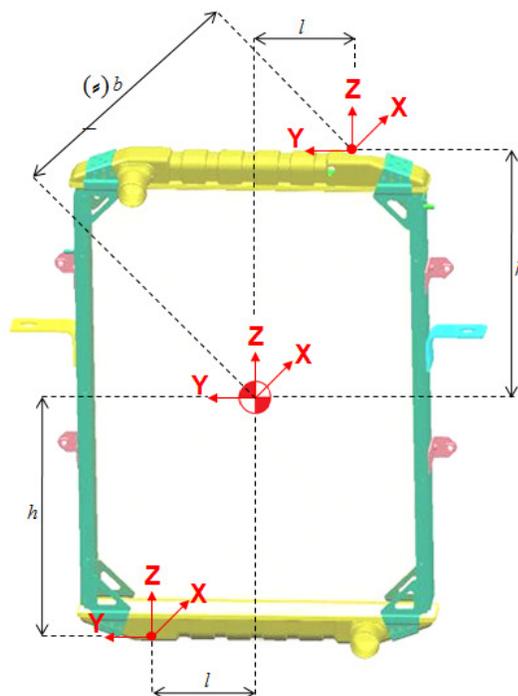


Figura 33 – Sistema de coordenadas no radiador

$$\begin{aligned}
 a_{a1x} &= a_{a2x} = a_x + \Theta_y h - \Theta_z l \\
 a_{a1y} &= a_{a2y} = a_y - \Theta_x h + \Theta_z b \\
 a_{a1z} &= a_{a2z} = a_z - \Theta_y b + \Theta_x l
 \end{aligned}$$

Equação 19

$$\begin{bmatrix} a_{a1x} \\ a_{a1y} \\ a_{a1z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{a2x} \\ a_{a2y} \\ a_{a2z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & h & -l \\ 0 & 1 & 0 & -h & 0 & b \\ 0 & 0 & 1 & l & -b & 0 \end{bmatrix} \bullet \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \\ \Theta_x \\ \Theta_y \\ \Theta_z \end{bmatrix}$$

Equação 20

$$[a] = \begin{bmatrix} a_{a1x} \\ a_{a1y} \\ a_{a1z} \\ a_{a2x} \\ a_{a2y} \\ a_{a2z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & h_1 & -l_1 \\ 0 & 1 & 0 & -h_1 & 0 & b_1 \\ 0 & 0 & 1 & l & -b_1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & h_2 & -l_2 \\ 0 & 1 & 0 & -h_2 & 0 & b_2 \\ 0 & 0 & 1 & l & -b_2 & 0 \end{bmatrix}$$

Equação 21

Tabela 7 – Relação de medidas dos acelerômetros

Acelerômetro	Dimensão	Eixo	Valor (mm)
a ₁ (superior)	b ₁	x	10
	l ₁	y	300
	h ₁	z	400
a ₂ (inferior)	b ₂	x	10
	l ₂	y	-300
	h ₂	z	-450

Tendo estabelecido a formulação e sua respectiva matriz, bem como os relativos valores, compilamos os valores reais à matriz, conforme equação abaixo.

$$[a] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 400 & -300 \\ 0 & 1 & 0 & -400 & 0 & 10 \\ 0 & 0 & 1 & 300 & 10 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -450 & 300 \\ 0 & 1 & 0 & 450 & 0 & -10 \\ 0 & 0 & 1 & -300 & -10 & 0 \end{bmatrix} \quad \text{Equação 22}$$

Como os sinais coletados estão em forma de colunas do *Microsoft Excel*, precisamos inverter a matriz [a] para poder multiplicar as colunas que possuem dados de aceleração (g) em diferentes eixos e ambos os canais (“N” e “O”), em uma coluna para cada eixo de aceleração (x, y e z) e uma coluna para cada eixo de aceleração angular (Θ_x , Θ_y e Θ_z). A matriz [a] inversa é representada na equação seguinte.

$$[a]^{-1} = \begin{bmatrix} 0.5147 & 0.4412 & 0.6250 & 0.4853 & -0.4412 & -0.6250 \\ 0.0005 & 0.5147 & -0.0208 & -0.0005 & 0.4853 & 0.0208 \\ -0.0000 & 0.0000 & 0.5000 & 0.0000 & -0.0000 & 0.5000 \\ -0.0000 & -0.0006 & 0.0008 & 0.0000 & 0.0006 & -0.0008 \\ 0.0006 & 0.0176 & 0.0250 & -0.0006 & -0.0176 & -0.0250 \\ -0.0008 & 0.0250 & 0.0354 & 0.0008 & -0.0250 & -0.0354 \end{bmatrix} = [P] \quad \text{Equação 23}$$

O arquivo gerado em Excel, com todas as acelerações possui 29.037 linhas de dado, com 6 colunas de acelerações, sendo cada uma com um dos três eixos de um dos dois acelerômetros. Abaixo segue 0,0167s, ou 6 linhas, de dados, como exemplo:

Tabela 8 – Intervalo de 0,0167s do sinal para uso na simulação dinâmica

Tempo (s)	Acelerômetro N eixo X (g)	Acelerômetro N eixo Y (g)	Acelerômetro N eixo Z (g)	Acelerômetro O eixo X (g)	Acelerômetro O eixo Y (g)	Acelerômetro O eixo Z (g)
0,0000	-0,10	1,20	0,17	-0,19	2,35	-0,19
0,0033	0,14	-1,69	-0,07	0,01	-2,43	0,01
0,0067	0,04	-0,95	-0,05	0,06	-1,97	0,56
0,0100	0,11	0,74	0,60	0,24	2,04	0,27
0,0133	-0,20	-0,89	0,11	0,16	-0,60	-0,03
0,0167	0,13	-0,77	0,37	0,37	-1,34	0,59

Cada instante do arquivo com todas as acelerações, representado pela tabela acima, será denominado $[R_n]$, com n de 0 a 29.037, e será multiplicado por $[P]$, com isso:

$$\left\{ \begin{matrix} \{a\} \\ \ddot{\Theta} \end{matrix} \right\} = [P] \cdot [R_n] \quad \text{Equação 24}$$

Numericamente, para efeito de ilustração, no 1º instante de aquisição, ou instante 0,000s, temos:

$$\left\{ \begin{matrix} \{a\} \\ \ddot{\Theta} \end{matrix} \right\} = \begin{bmatrix} 0.5147 & 0.4412 & 0.6250 & 0.4853 & -0.4412 & -0.6250 \\ 0.0005 & 0.5147 & -0.0208 & -0.0005 & 0.4853 & 0.0208 \\ -0.0000 & 0.0000 & 0.5000 & 0.0000 & -0.0000 & 0.5000 \\ -0.0000 & -0.0006 & 0.0008 & 0.0000 & 0.0006 & -0.0008 \\ 0.0006 & 0.0176 & 0.0250 & -0.0006 & -0.0176 & -0.0250 \\ -0.0008 & 0.0250 & 0.0354 & 0.0008 & -0.0250 & -0.0354 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -0,10 \\ 1,20 \\ 0,17 \\ -0,19 \\ 2,35 \\ -0,19 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0,4166 \\ 1,7498 \\ -0,0097 \\ 0,0009 \\ -0,0108 \\ -0,0156 \end{bmatrix} = \{T\}$$

Equação 25

Denominando o vetor coluna resultante de $\{T\}$ e fazendo esta operação para todos os 29.037 instantes, teremos a base de dados que será o principal dado de entrada para a análise dinâmica.

Estes valores serão dados de entrada no *software* Abaqus como amplitude, pois o carregamento, ou “load”, será dividido em força no centro de massa, com as três componentes multiplicando a massa do conjunto (32,008Kg) pela aceleração da gravidade (9,81m/s²) e por fim

pela amplitude, onde esta amplitude está ligada à tabela com os valores apontados em $\{T\}$, no domínio do tempo. Será feito outro carregamento no centro de massa, porém como momento, onde as três componentes multiplicam os momentos de inércia para cada eixo, conforme tabela abaixo, pela amplitude, onde neste caso também está ligada à tabela com os valores de $\{T\}$ no domínio do tempo.

Tabela 9 – Momentos de inércia

Eixo	Momento de inércia (g/mm⁴)
Ixx	3.13E+07
Iyy	2.12E+07
Izz	1.02E+07

Para a análise das tensões média equivalente e alternada, será feito uma análise de rainflow das tensões de Mises, ao longo do tempo, dos pontos críticos selecionados para análise, em ambos os suportes laterais, com o carregamento dinâmico.

Serão gerados gráficos, através do Matlab (rotina no anexo 10.2), com as respectivas curvas de Goodman e Soderberger, em função da tensão limite de fadiga, com os seguintes fatores modificadores de tensão selecionados:

Tabela 10 – Fatores modificadores da tensão limite de fadiga utilizados na análise das tensões equivalentes

Fator modificador	k	Coefficiente utilizado
Superfície	k_a	0,80
Dimensão	k_b	1,00
Confiabilidade	k_c	0,897
Temperatura	k_d	1,00
Concentração de tensões	k_e	1,00
Efeitos diversos	k_f	1,00

Foi utilizado o fator 0,80 para acabamento superficial, pois o suporte é feito de aço 1010 laminado a frio. No fator modificador dimensão não foi utilizada nenhum efeito corretivo, pois a espessura da peça é menor que 7,65mm.

Para o fator confiabilidade adotou-se 0,897 em função da variável zR de 1,288 ou R de 0,9, ou seja, 90% de confiança, valor muito próximo do fator utilizado na empresa, para intervalos de confiança.

No fator temperatura não possui efeito, pois o componente em análise opera a temperatura inferior de 71°C.

O efeito “concentradores de tensão” foi desconsiderado, por não haver nenhuma descontinuidade significativa e para o fator “efeitos diversos”, assim como já mencionado anteriormente, não foi considerado.

5. Resultados

Inicialmente foi feita a análise de elementos finitos, com carregamento estático, para que fosse possível correlacionar com o método empregado na empresa atualmente, com isso também possibilitou a certificação da idealização.

Na seqüência foi feita a simulação com carregamento dinâmico, no modelo com suporte na espessura original e por fim foi feita a simulação, com carregamento dinâmico, com uma proposta de espessura reduzida do suporte lateral.

Por este motivo esse capítulo será dividido em três secções.

5.1. Carregamento estático

Os resultados apresentados e discutidos aqui são baseados no carregamento estático, ou seja, foram analisados todos os sinais coletados, de todas as pistas e em todos os canais e as maiores acelerações individuais de cada eixo foram selecionadas. As pistas que apresentaram os picos e vales de aceleração foram Pista Mata-burro e Pista 5, com valores apresentados na tabela:

Tabela 11 – Carregamento estático

Pista	Eixo	Aceleração (g)
Mata-burro	x	-6,68
Pista 5 (Bolacha alta)	y	-7,49
Pista 5 (Bolacha alta)	z	-6,73
Pista 5 (Bolacha alta)	x	7,64
Pista 5 (Bolacha alta)	y	7,65
Mata-burro	z	8,97

Foram feitas duas simulações, utilizando os dois casos de carregamento apresentados, o primeiro unindo os três valores negativos e o segundo utilizando os três valores positivos.

As Figura 34 a Figura 35, apresentadas abaixo, demonstram que o carregamento negativo proposto não ultrapassa o limite de tensão aceitável, de 240MPa, atingindo no máximo 163MPa no suporte lateral esquerdo, conforme detalhe abaixo:



Figura 34 – Simulação com acelerações negativas, vistas isométrica frontal e traseira

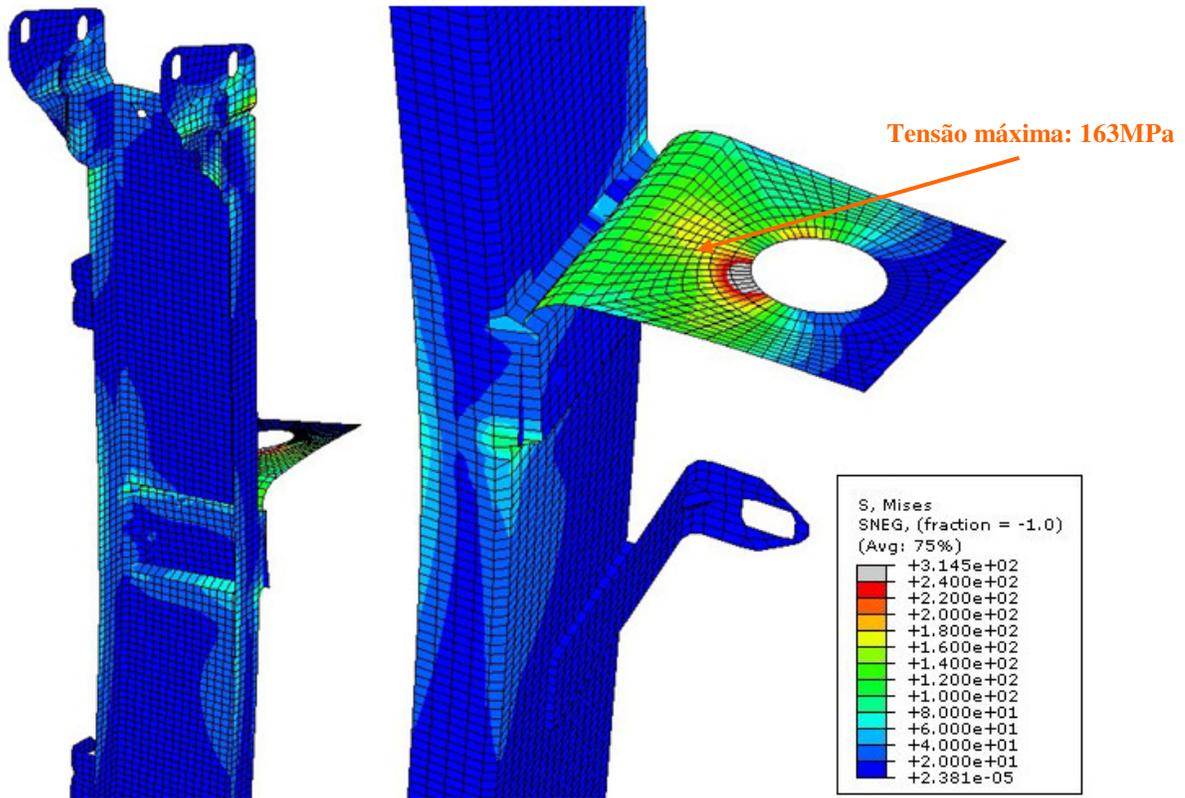


Figura 35 – Detalhe das tensões no suporte lateral direito com carregamento negativo

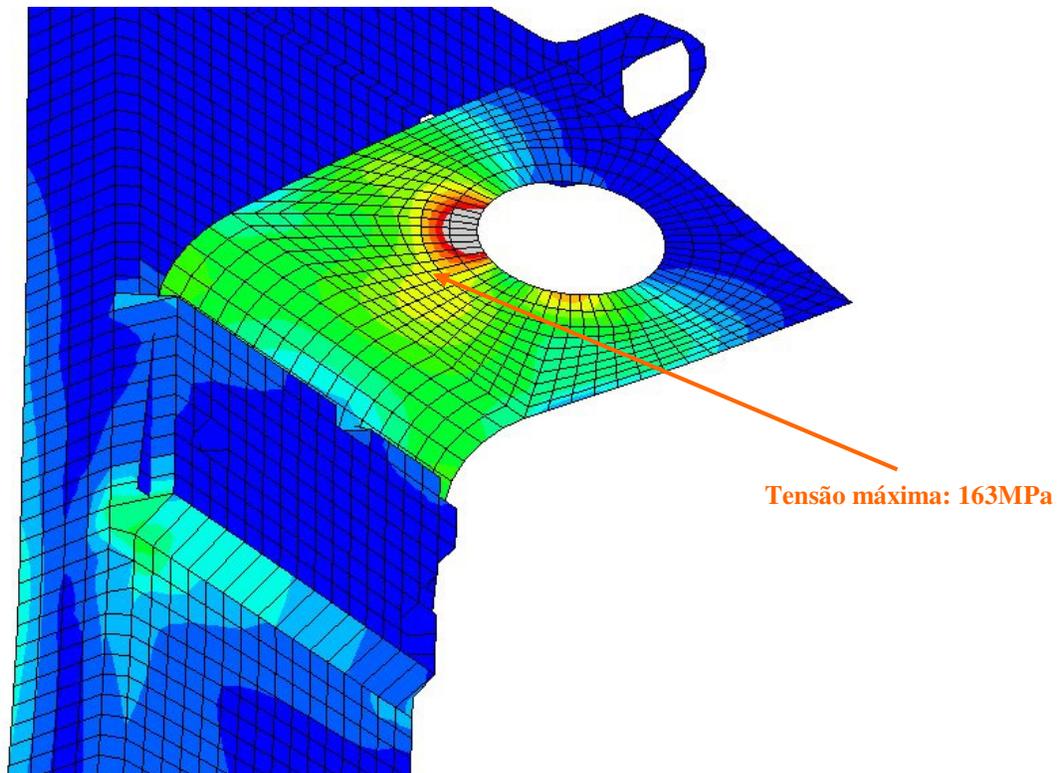


Figura 36 – Suporte lateral direito vista inferior, com carregamento negativo (legenda das tensões na figura acima)

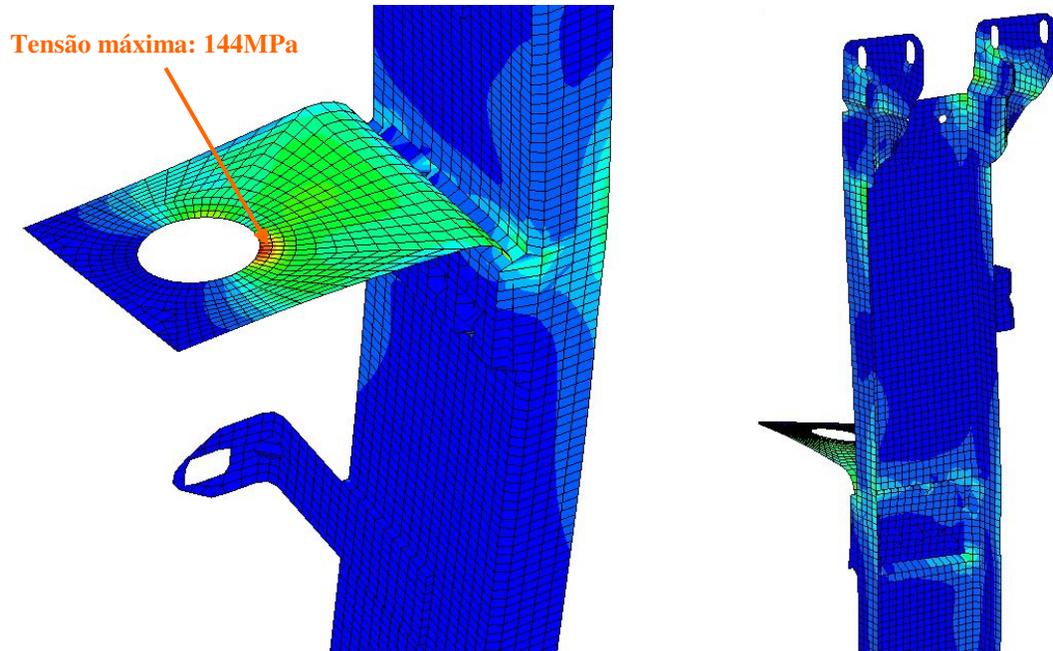


Figura 37 – Suporte lateral esquerdo e trilho do colete, com carregamento negativo (legenda das tensões na figura abaixo)

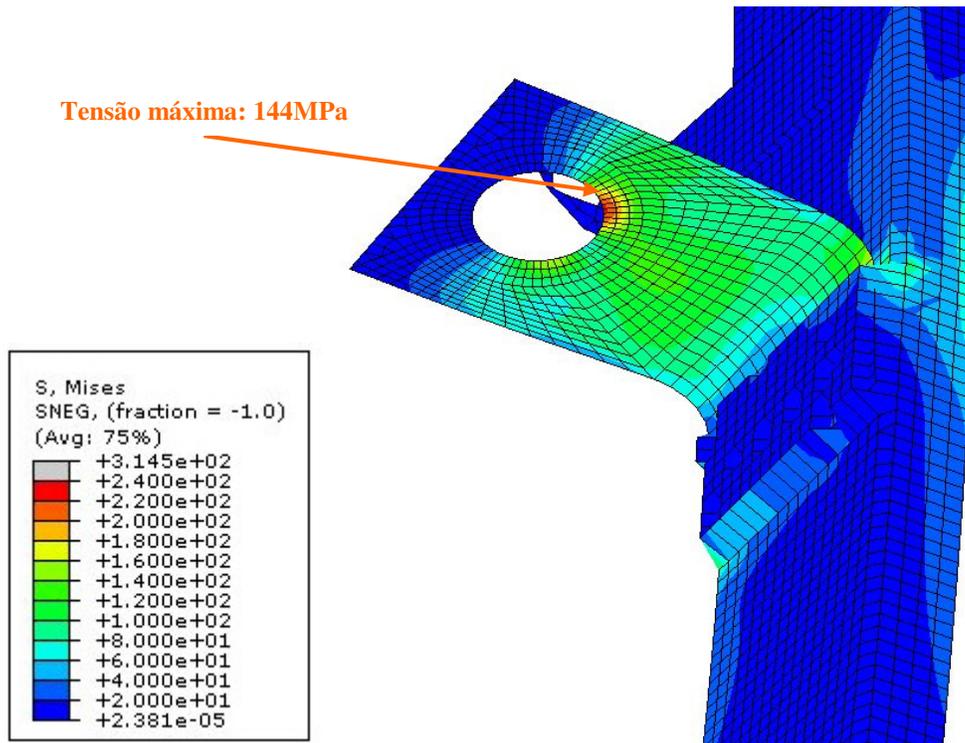


Figura 38 – Suporte lateral esquerdo com carregamento negativo, vista inferior

As figuras apresentadas abaixo, demonstram que o carregamento positivo proposto não ultrapassa o limite de tensão aceitável, de 240MPa, atingindo no máximo 212MPa no suporte lateral esquerdo, conforme detalhe na figura 34.



Figura 39 – Simulação com acelerações positivas, vistas isométrica frontal e traseira

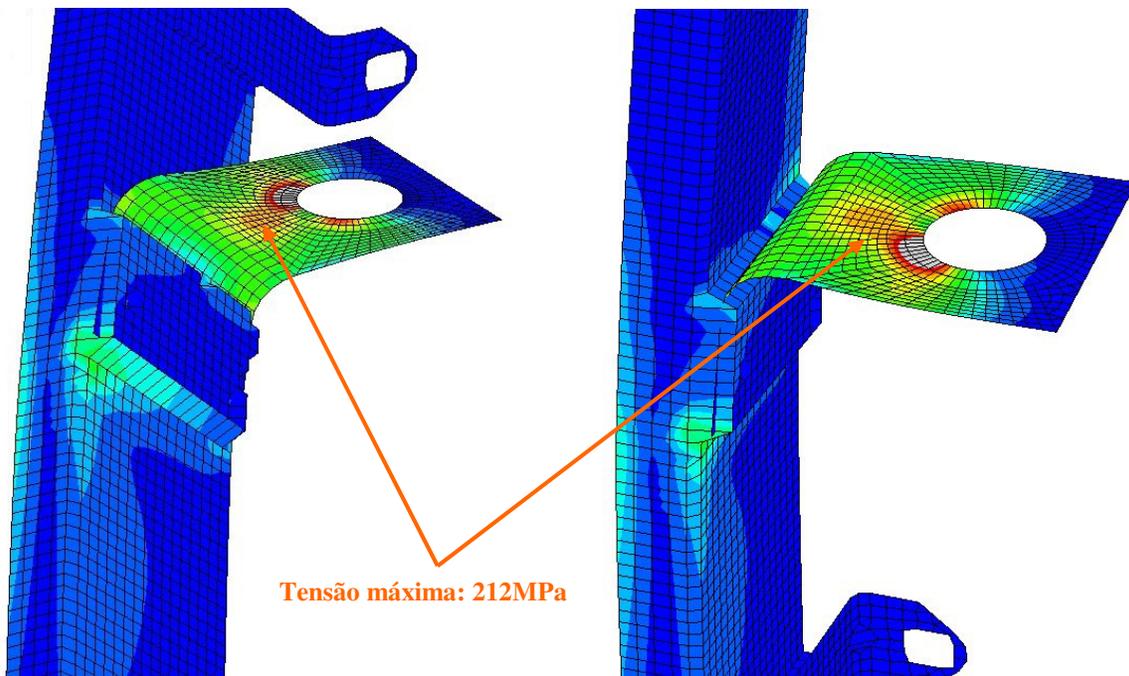


Figura 40 – Detalhe das tensões no suporte lateral direito com carregamento positivo, vista inferior e superior (legenda das tensões na figura abaixo)

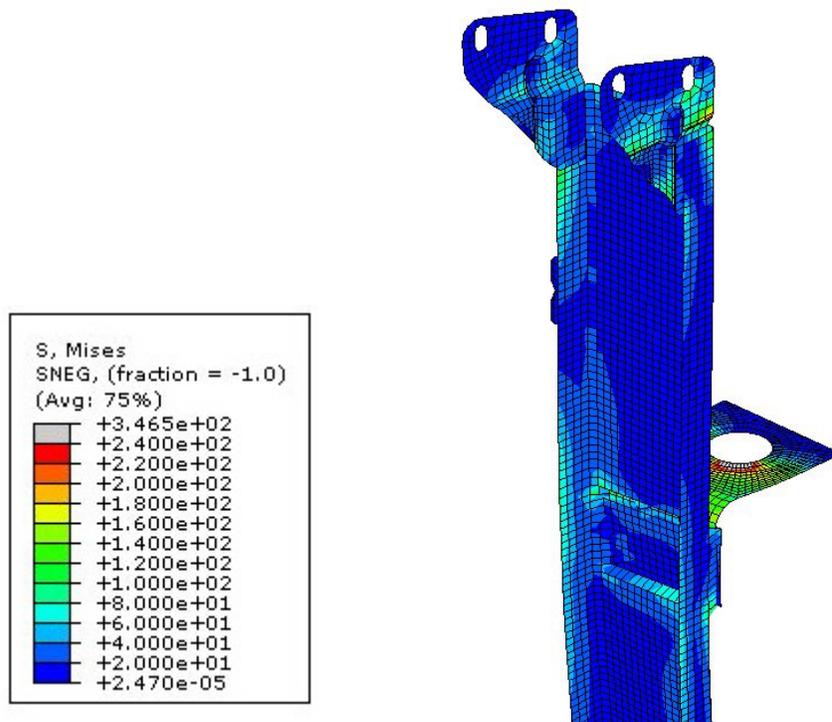


Figura 41 – Trilho do colete lado direito, com carregamento positivo

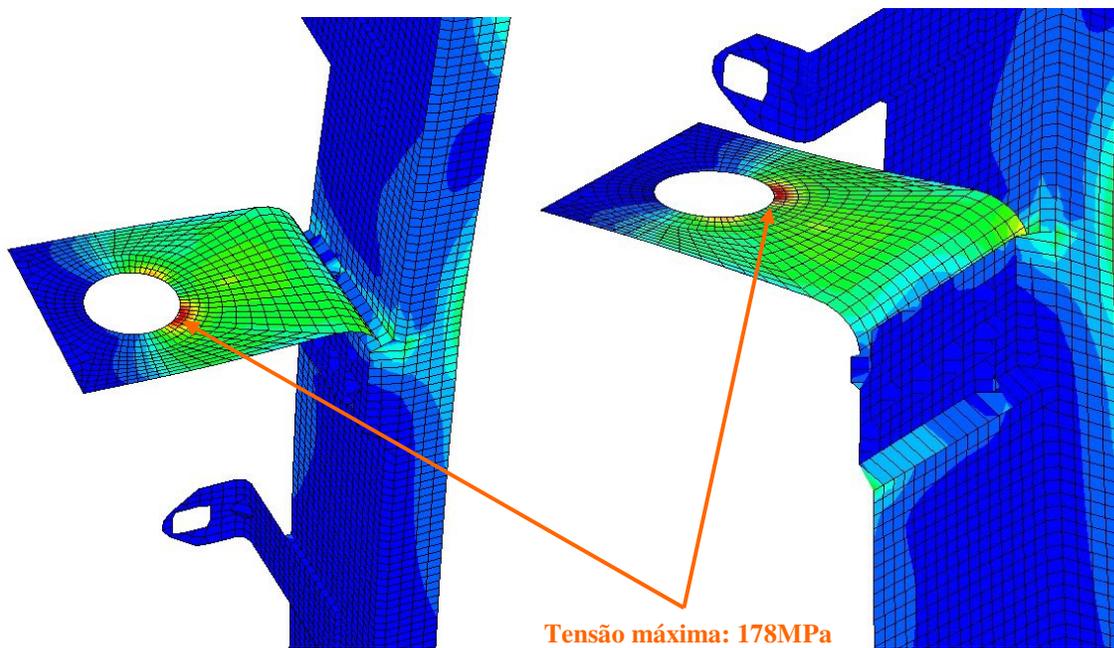


Figura 42 – Suporte lateral esquerdo, com carregamento positivo, vista superior e inferior (legenda das tensões na figura acima)

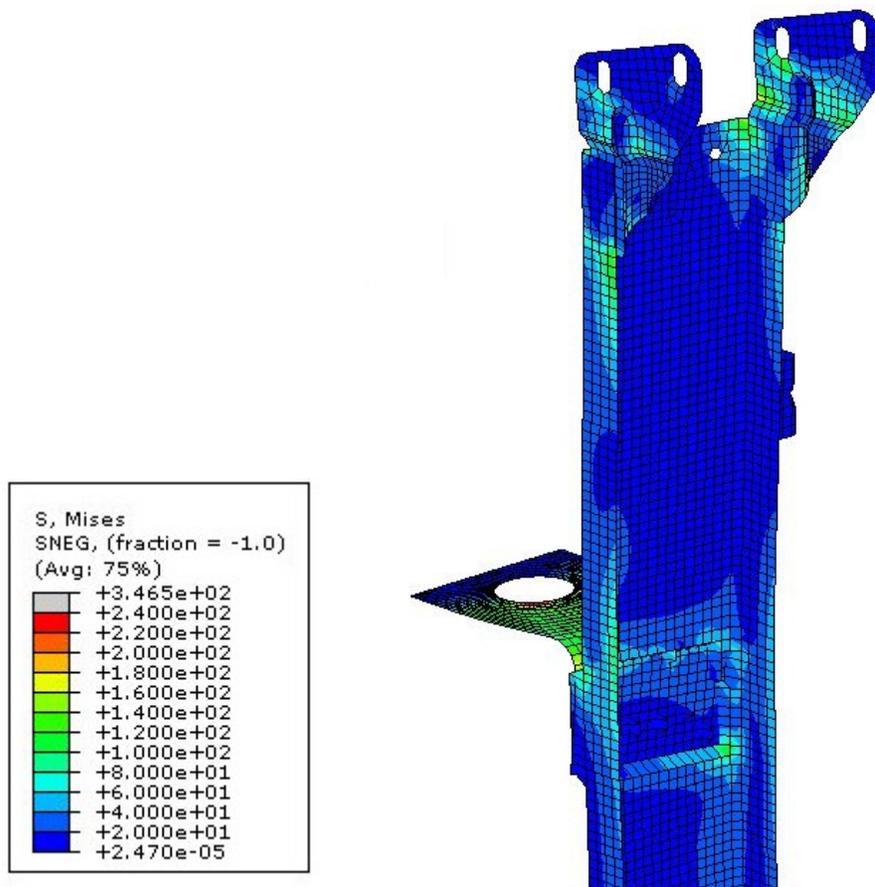


Figura 43 – Trilho do coletor lado esquerdo, com carregamento positivo

5.2. Resultados da simulação realizada na Behr Brasil

O modelo da simulação realizada foi feito em sólido, com todos os componentes modelados, como tubos, aletas, cabeceiras, caixas plásticas, reforços de bloco, bloco, parafusos, pinos, presilhas e CAC. O carregamento realizado foi o mesmo utilizado na simulação estática deste trabalho e o Permas Medina foi o software utilizado.

As restrições, ou “*constraints*”, para juntas de parafusos, pinos e presilhas, recravagem das caixas plásticas, engaste e brasagem dos tubos com as cabeceiras e/ou aletas e reforços de bloco são de propriedade e conhecimento do grupo Behr e não são demonstradas ou apontadas neste trabalho.

Condições de contorno adotado para o engastamento, massa relativa ao fluído de arrefecimento dentro do bloco do radiador de água, efeito da fixação das mangueiras nos bocais,

tanto do radiador de água quanto radiador de ar, igualmente é de propriedade e conhecimento do grupo Behr e não são demonstradas ou apontadas neste trabalho.

Assim como feito para a simulação estática deste trabalho, a simulação de elementos finitos feita na Behr Brasil possui duas configurações e estágios de carregamento, sendo o primeiro negativo e com resultados conforme imagens abaixo:

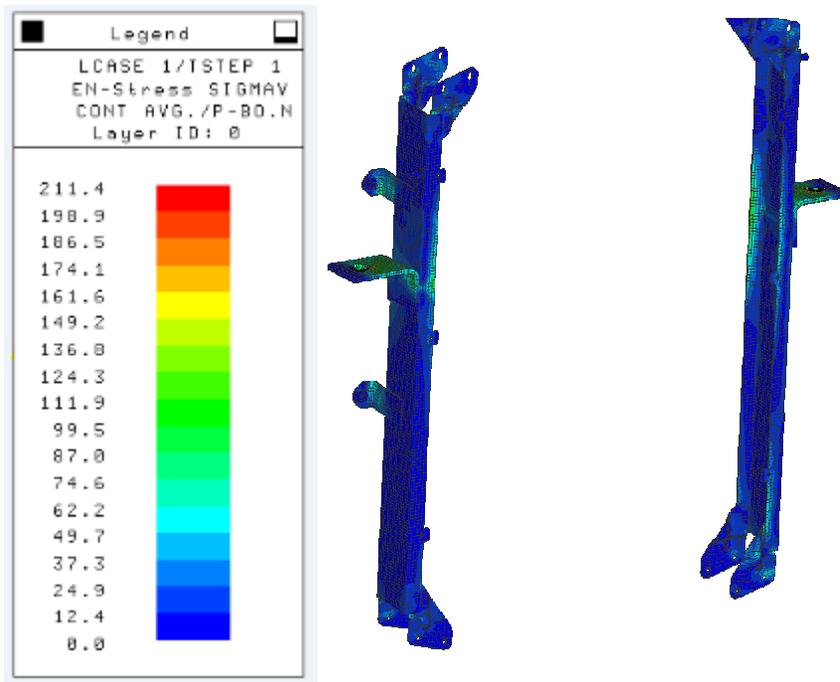


Figura 44 – Conjunto de coletes com carregamento negativo e com os demais componentes (CAC, caixas, bloco, etc.) ocultos

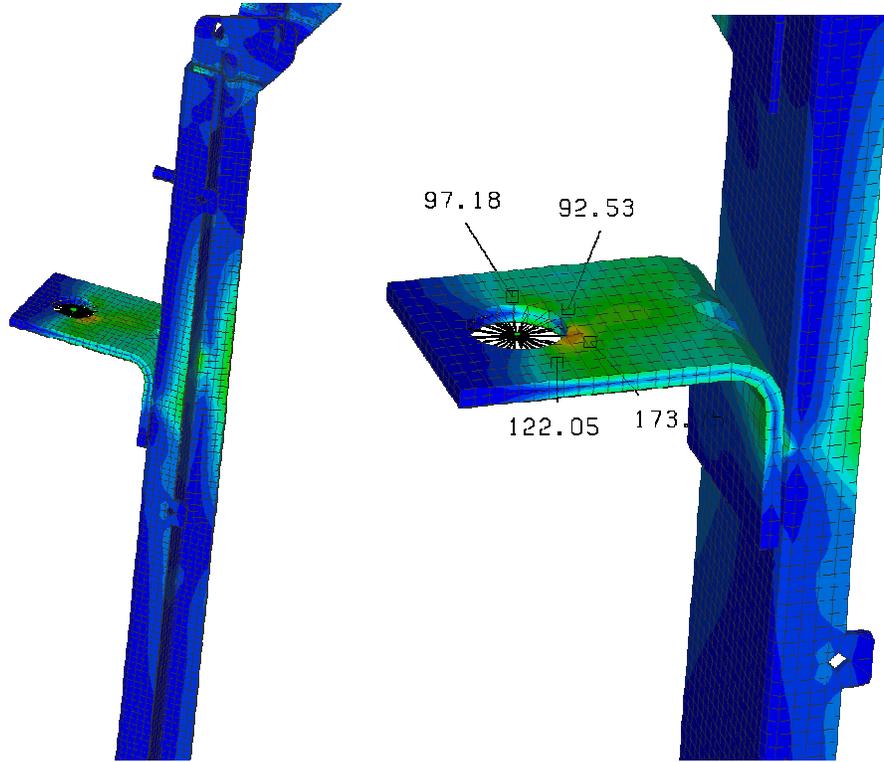


Figura 45 – Colete esquerdo com carregamento negativo e respectivo detalhe do suporte lateral (legenda de tensões na figura acima)

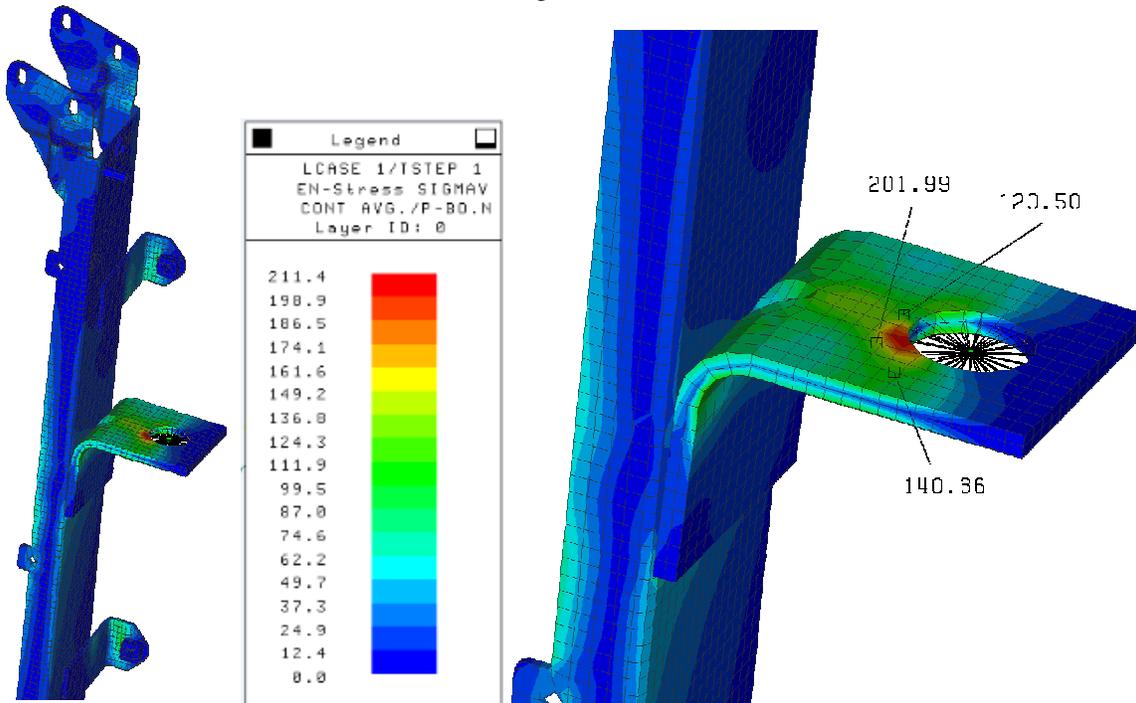


Figura 46 – Colete direito com carregamento negativo e respectivo detalhe do suporte lateral

Na seqüência foi feita a análise com carregamento positivo, da qual seguem as imagens resultantes:

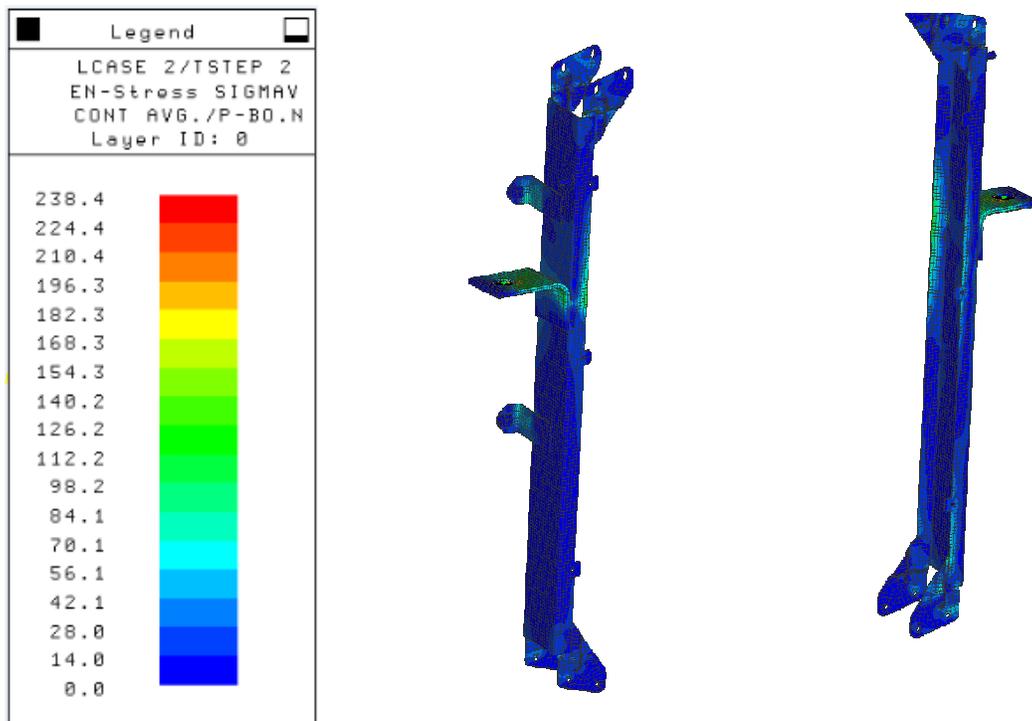


Figura 47 – Coletes com carregamento positivo e com os demais componentes (CAC, caixas, bloco, etc.) ocultos

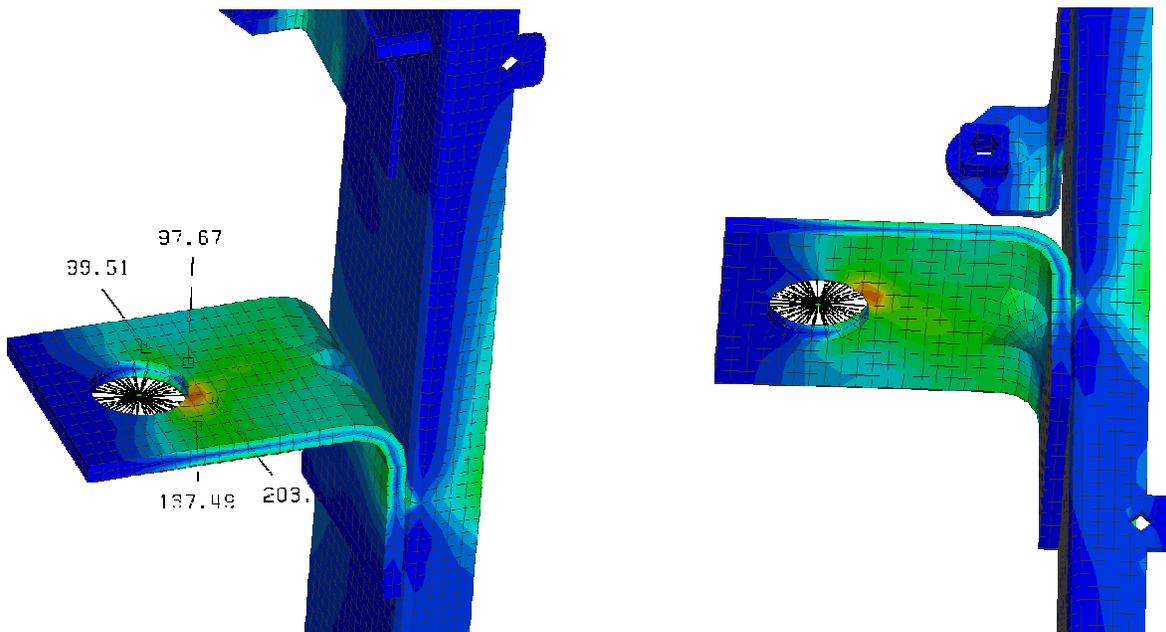


Figura 48 – Detalhe do suporte lateral esquerdo, com carregamento positivo, vista superior (à esq.) e inferior (à dir.)
(legenda das tensões na figura acima)

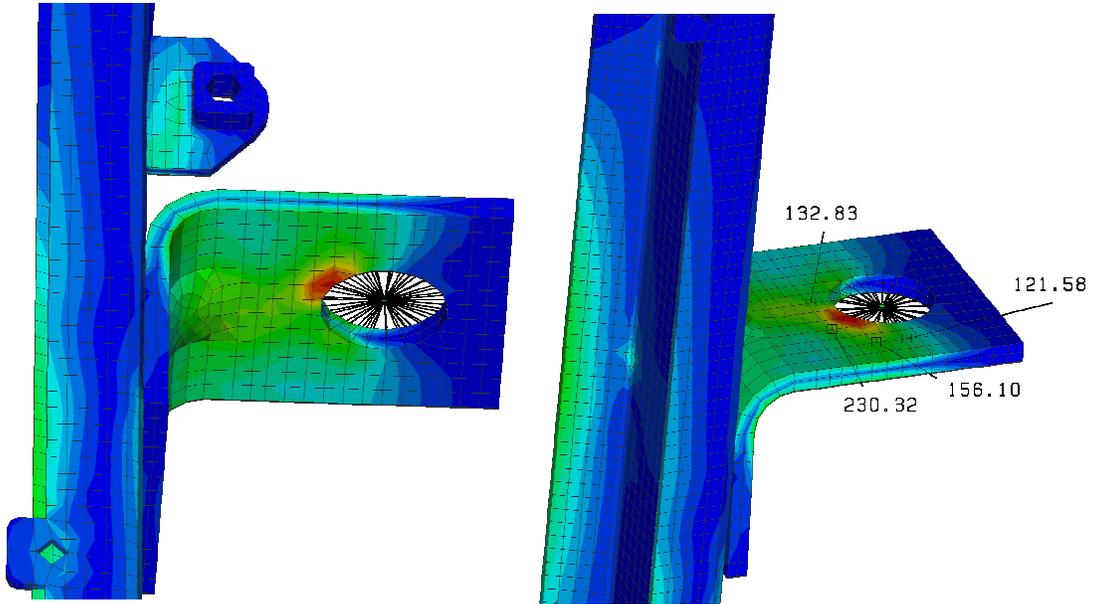


Figura 49 – Detalhe do suporte lateral direito, com carregamento positivo, vista inferior (à esq.) e superior (à dir.)
(legenda das tensões na Figura 47)

5.3. Carregamento dinâmico – espessura original de 6,35mm

Resultados obtidos da simulação de elementos finitos, no Dassault Abaqus, com o modelo idealizado conforme descrito anteriormente e com os suportes laterais em sua condição original de 6,35mm (1/4”).

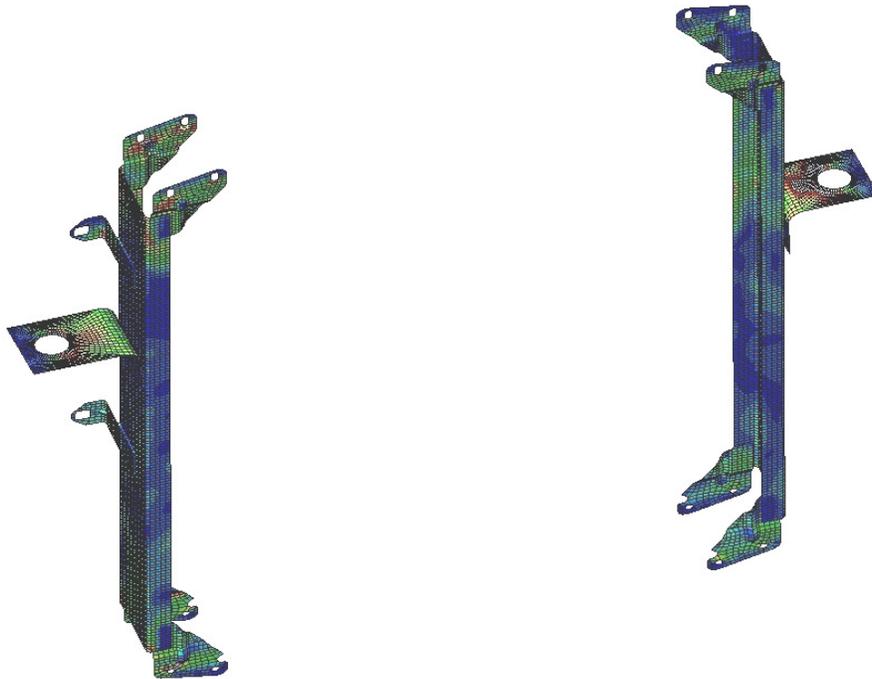


Figura 50 – Modelo idealizado no instante que o suporte lateral direito tem maior tensão, com detalhe da maior tensão fora das regiões dos suportes laterais

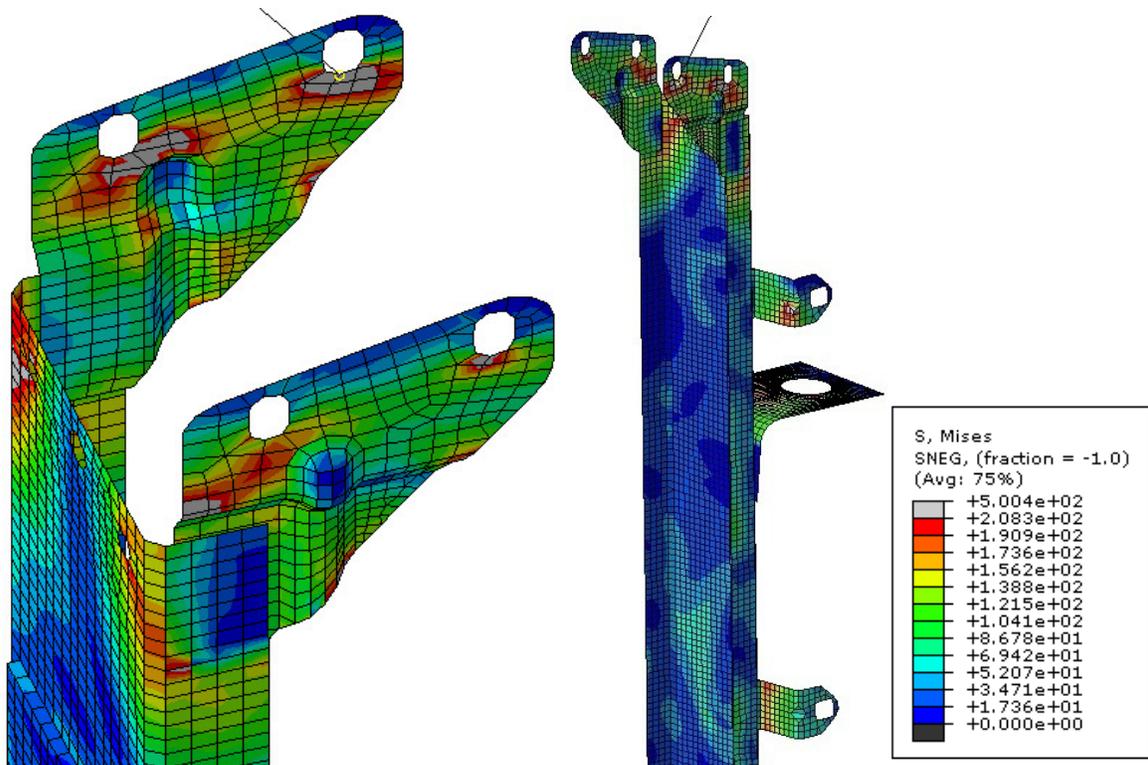


Figura 51 – Detalhe das tensões na mão-francesa superior no instante que o suporte lateral direito tem maior tensão

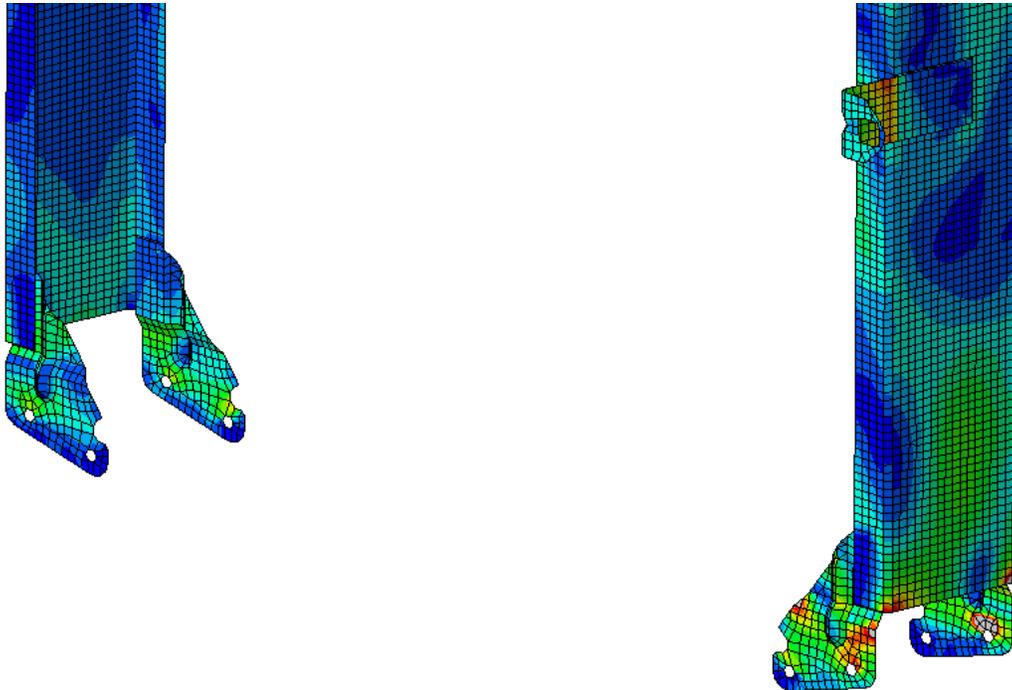


Figura 52 – Detalhe das mãos-francesas inferiores no instante que o suporte lateral direito tem maior tensão (legenda das tensões na figura acima)

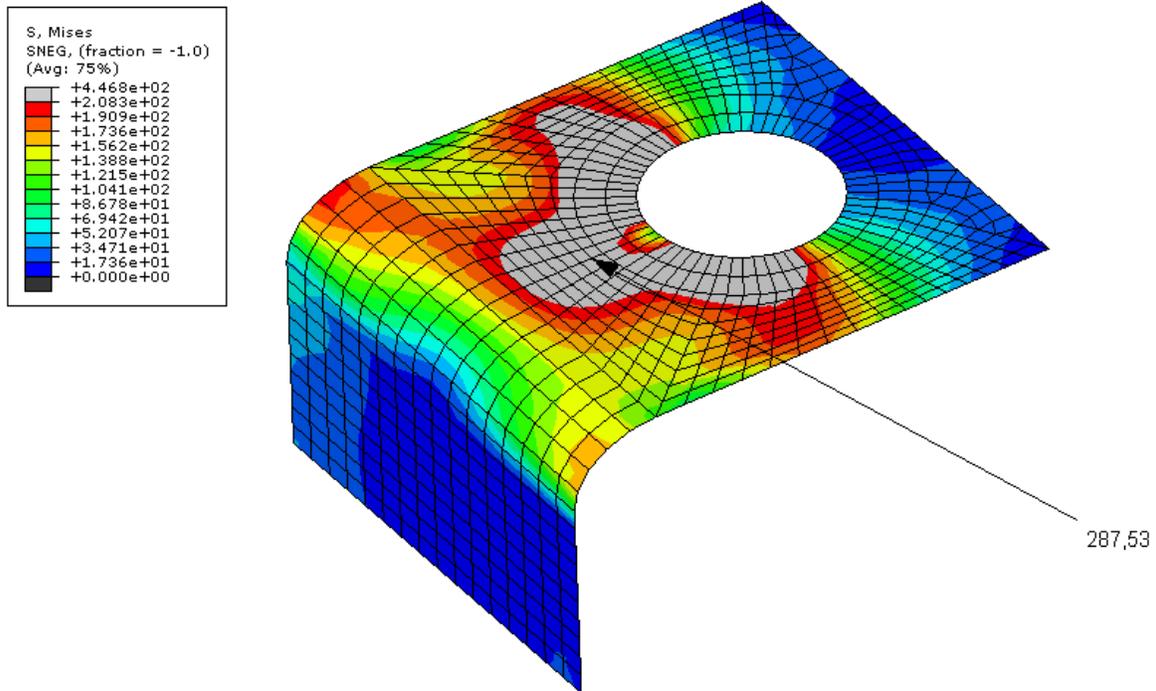


Figura 53 – Suporte lateral direito no instante de maior tensão

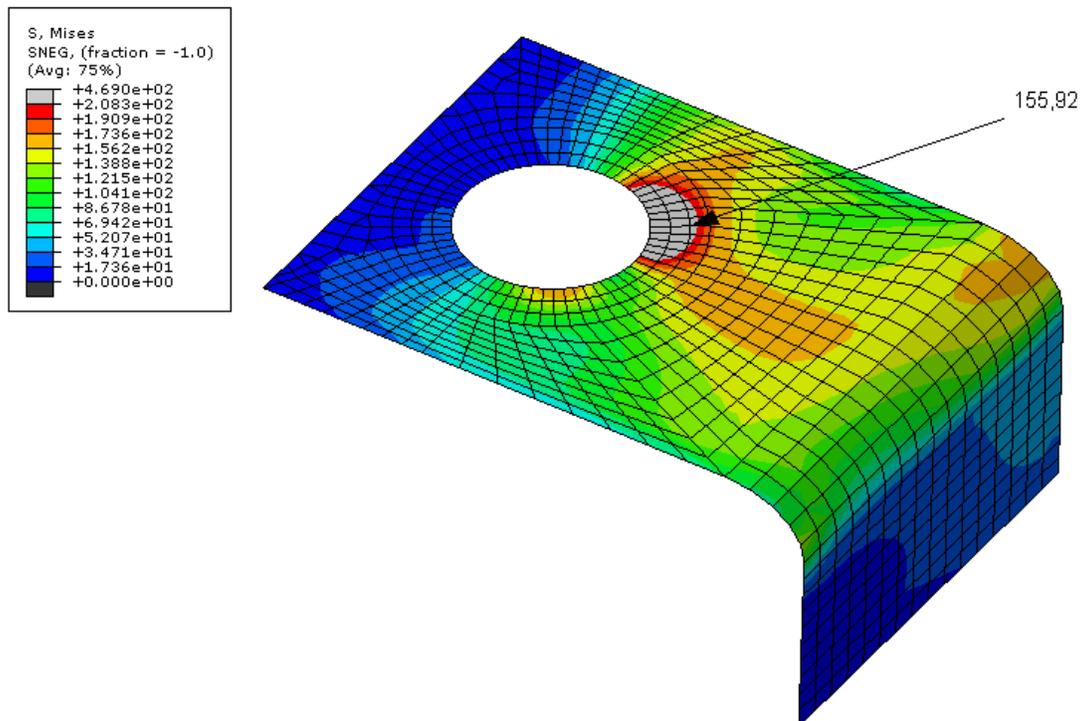


Figura 54 – Suporte lateral esquerdo no instante que o suporte lateral direito tem maior tensão

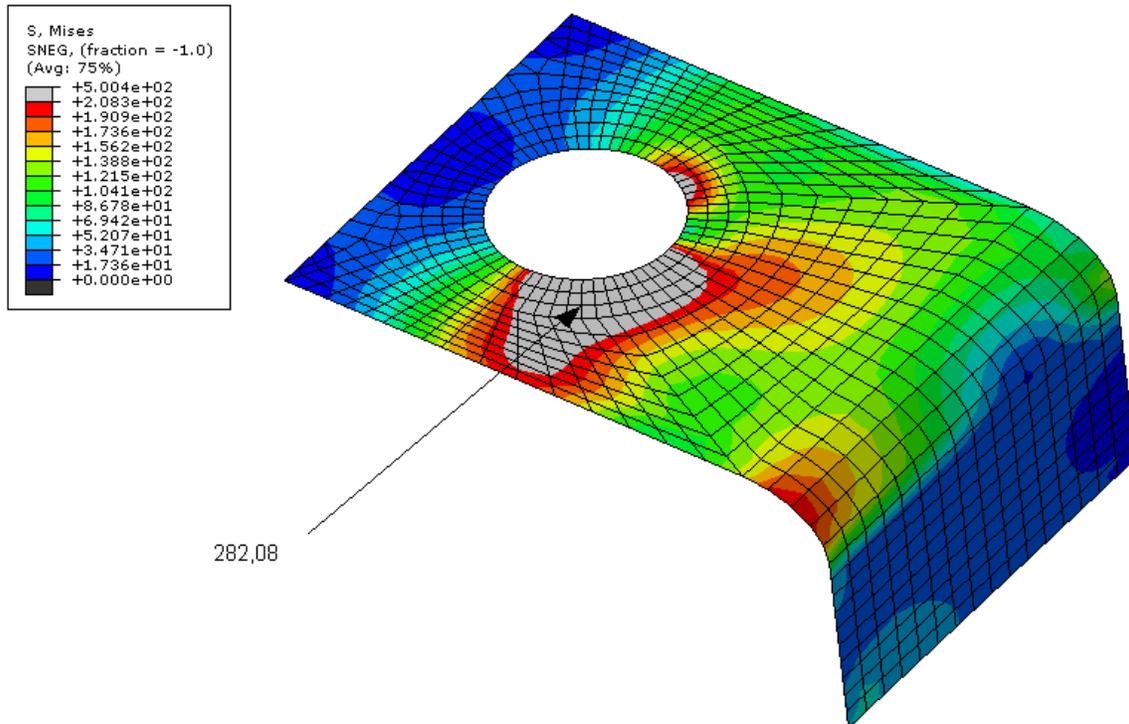


Figura 55 – Suporte lateral esquerdo no instante de maior tensão

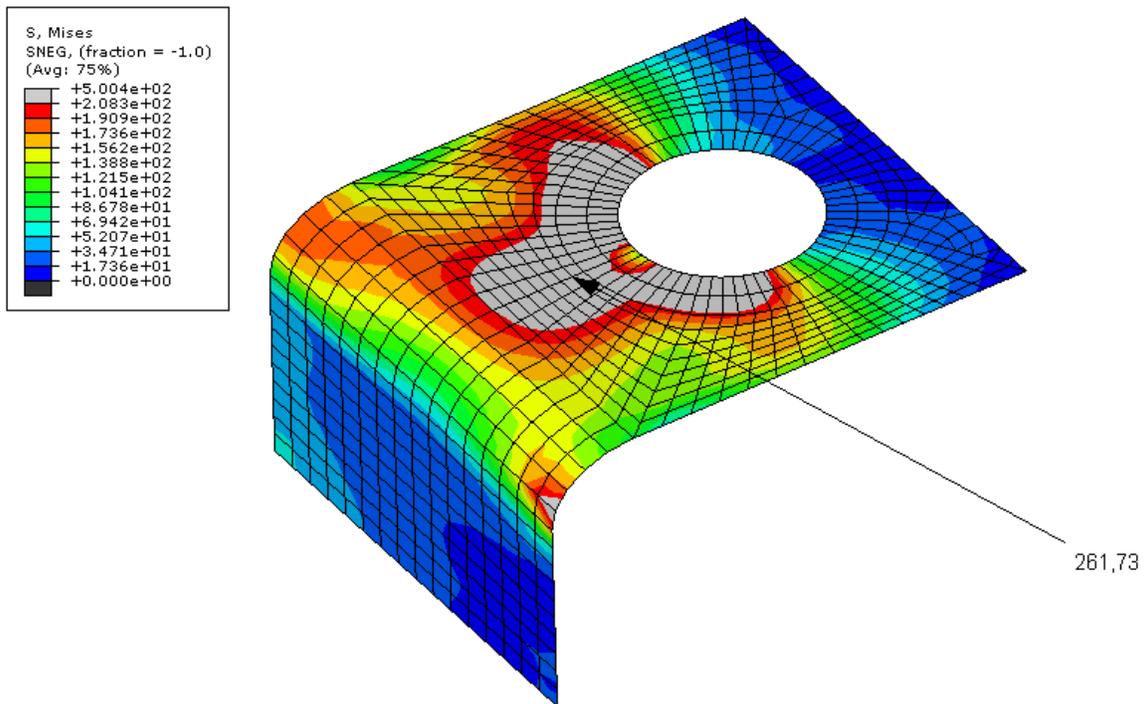


Figura 56 – Suporte lateral direito no instante que o suporte lateral esquerdo tem maior tensão

Os elementos a serem analisados, foram selecionados partindo da técnica de seleção do terceiro elemento distante da condição de contorno (AVELINO, 2005), de forma prática, na figura abaixo vemos que os pontos escolhidos são os de maiores tensões, porém distantes dois elementos da condição de contorno, neste caso o “*Encastre*”, ou engastamento que representa a fixação do conjunto de arrefecimento no veículo.

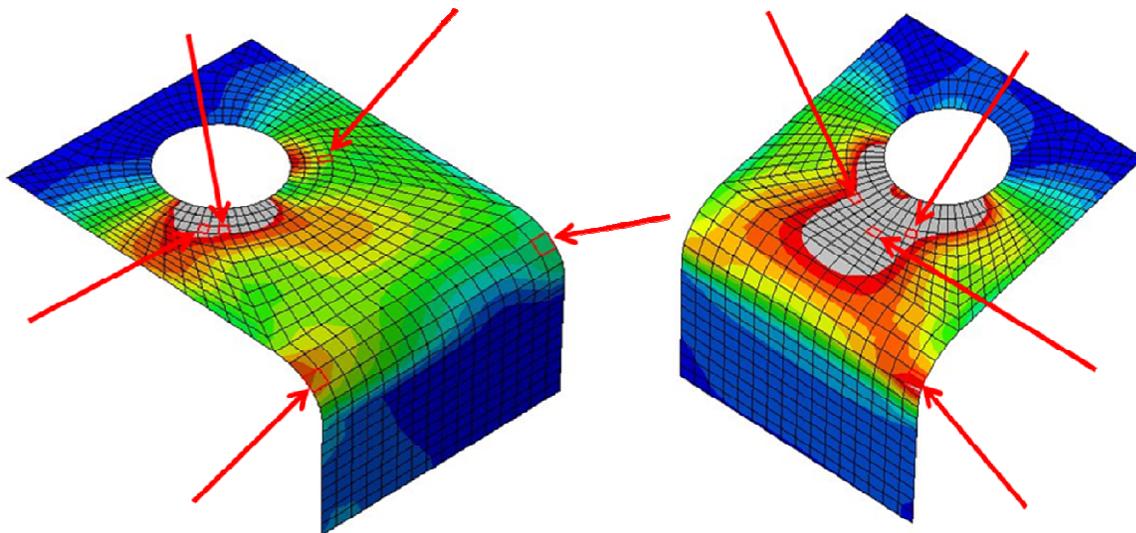


Figura 57 – Indicação dos elementos selecionados para análise de tensões equivalentes, suporte lateral direito (à direita) e suporte esquerdo (à esquerda)

As tensões de Von Mises, resultantes destas análises foram apresentadas de forma gráfica, através de gráficos das tensões alternadas equivalentes em função da tensão média equivalente, com as respectivas curvas de classificação de Goodman e Soderberger e também com os gráficos das tensões de Mises em função do tempo.

Em ambos os casos de representação gráfica, foi selecionado o nó do elemento com as maiores tensões, ou seja, dos cinco elementos apontados na figura anterior à esquerda, foi selecionado o nó de um deles – representado na figura abaixo, pois apresentava o maior valor de tensão de Mises. Igualmente foi feito para o suporte lateral direito apresentado na figura anterior à direita, onde foi selecionado um nó dos quatro elementos apontados como maiores pontes de tensão – representado na figura abaixo, e novamente foi selecionado o nó do elemento com a maior tensão de Mises.

Os gráficos das tensões equivalentes foram gerados através do *Matlab*, pela rotina presente no apêndice 10.1 e os gráficos das tensões em função do tempo pelo *Microsoft Office*.

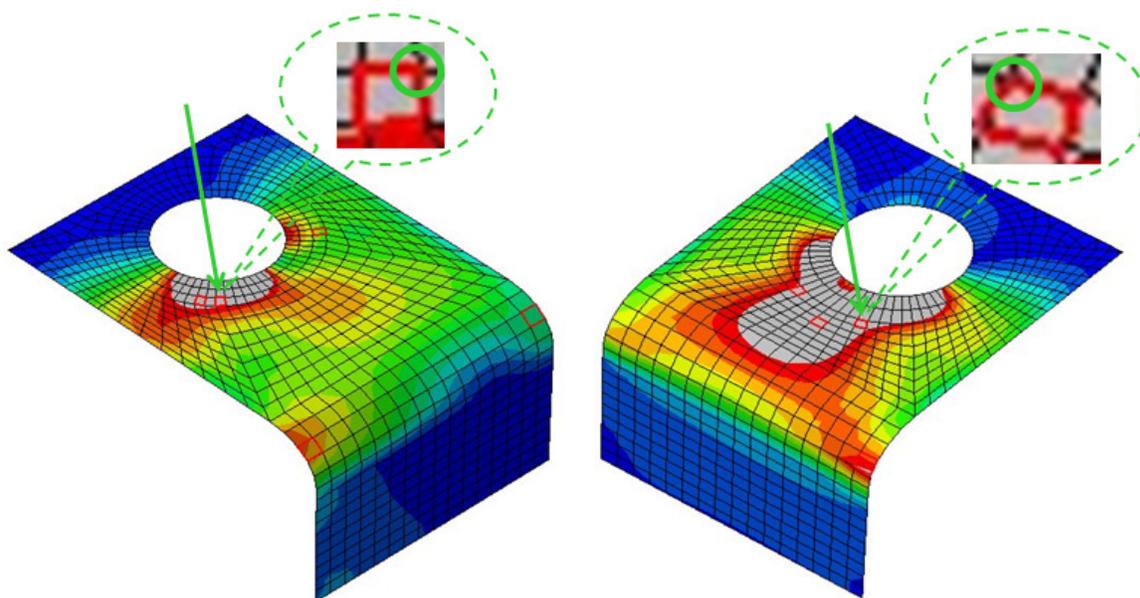


Figura 58 – Nó escolhido dos elementos selecionados para análise de tensões equivalentes, suporte lateral direito (à direita) e suporte esquerdo (à esquerda)

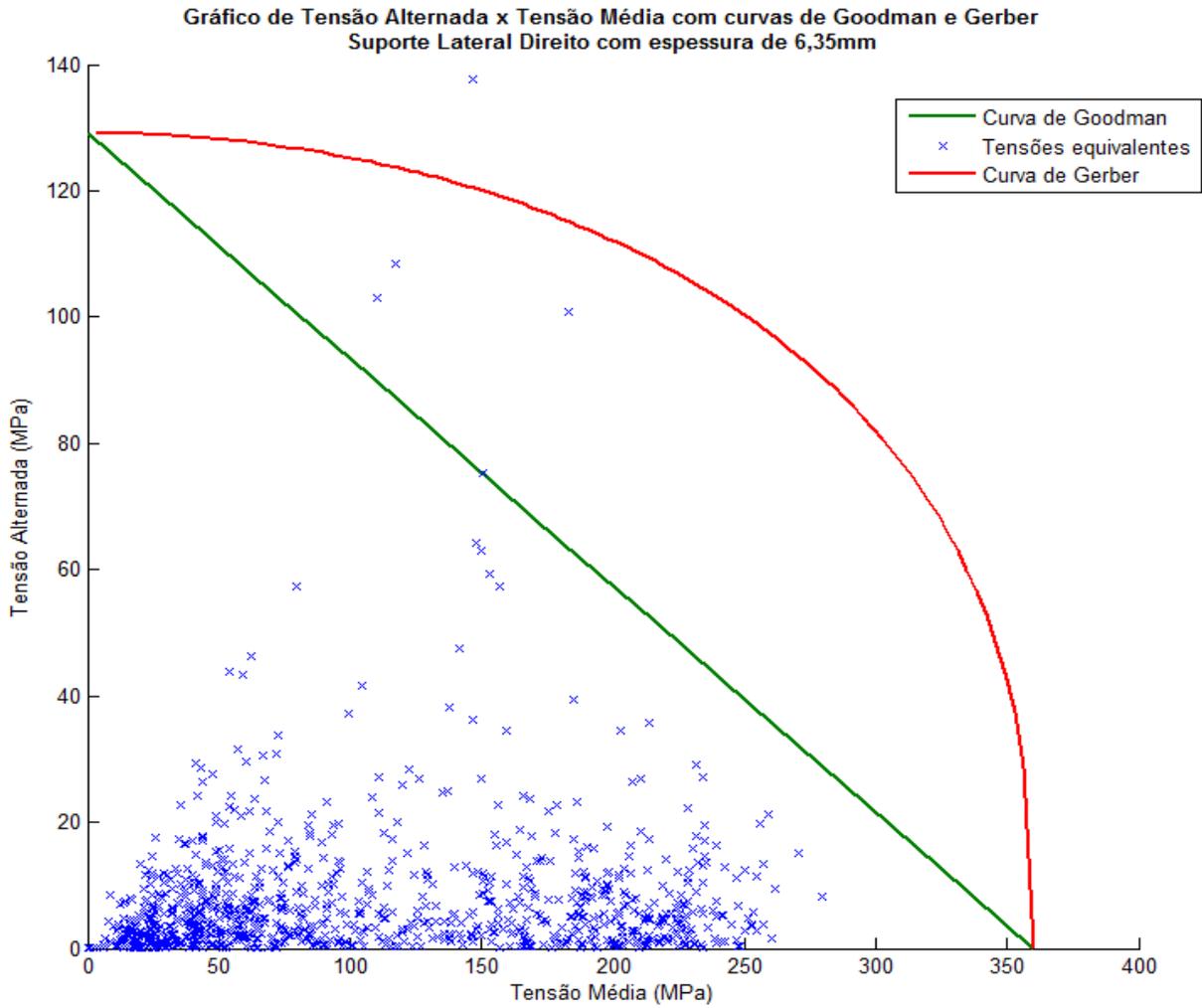


Figura 59 – Tensões equivalentes do suporte lateral direito com espessura de 6,35mm

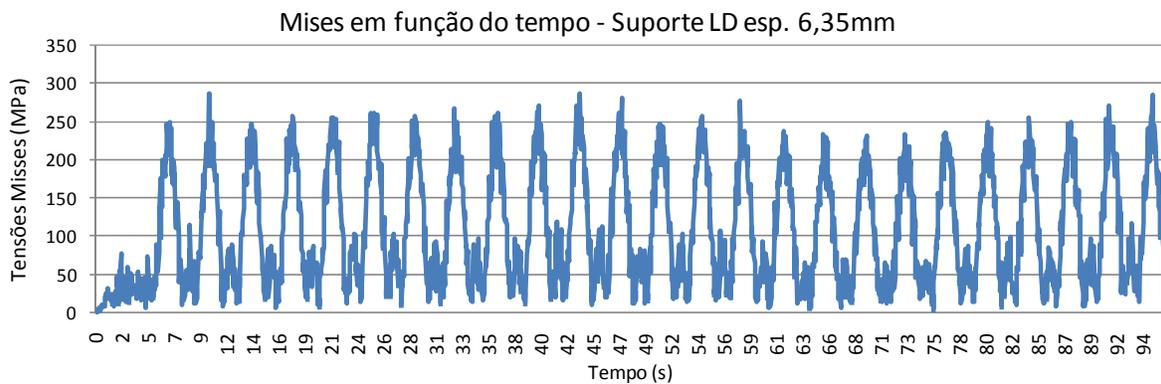


Figura 60 – Tensões de Mises, do elemento com as maiores tensões, em função do tempo, do suporte lateral lado direito com espessura de 6,35mm

Gráfico de Tensão Alternada x Tensão Média com curvas de Goodman e Gerber
Suporte Lateral Esquerdo com espessura de 6,35mm

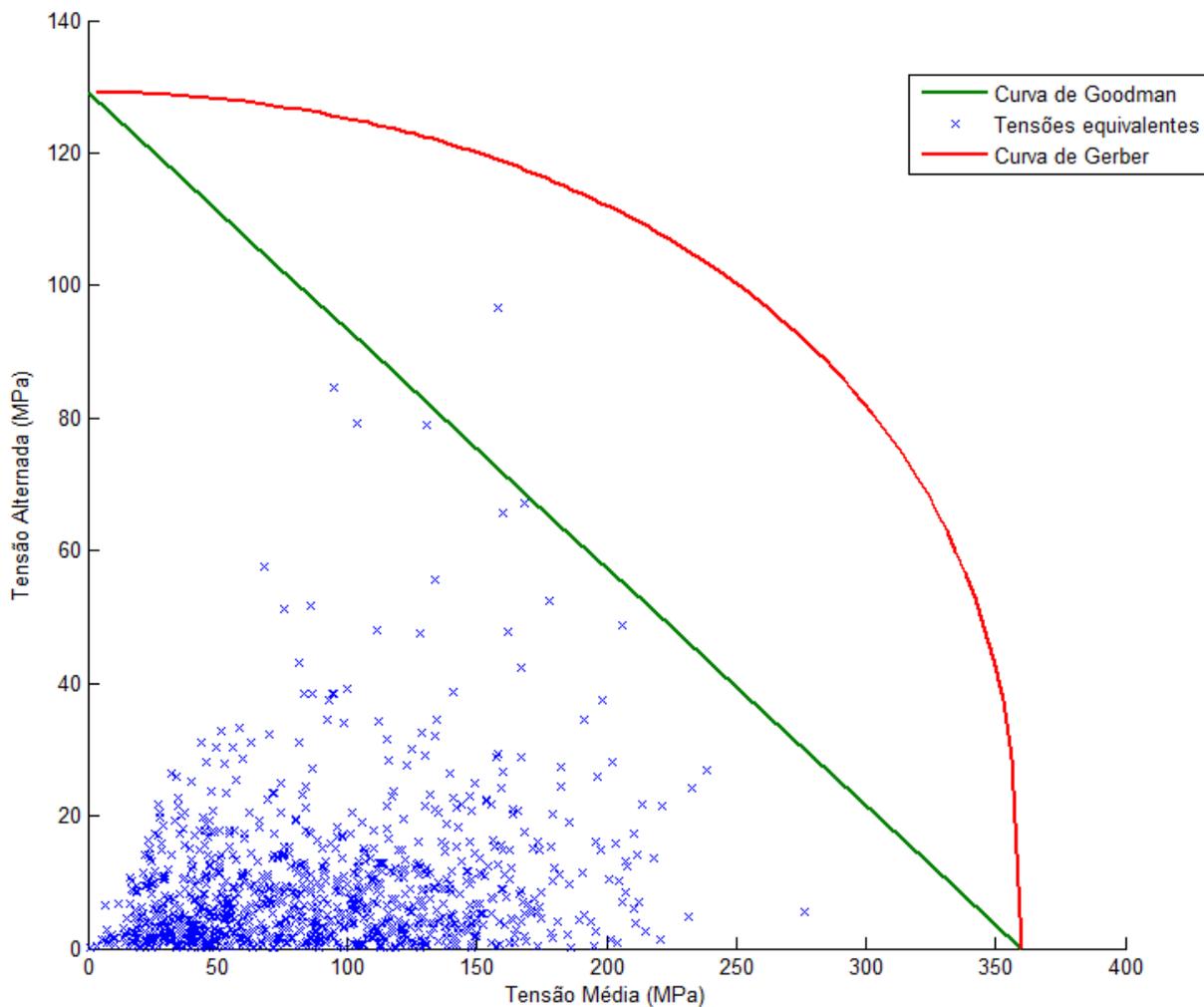


Figura 61 – Tensões equivalentes do suporte lateral esquerdo com espessura de 6,35mm

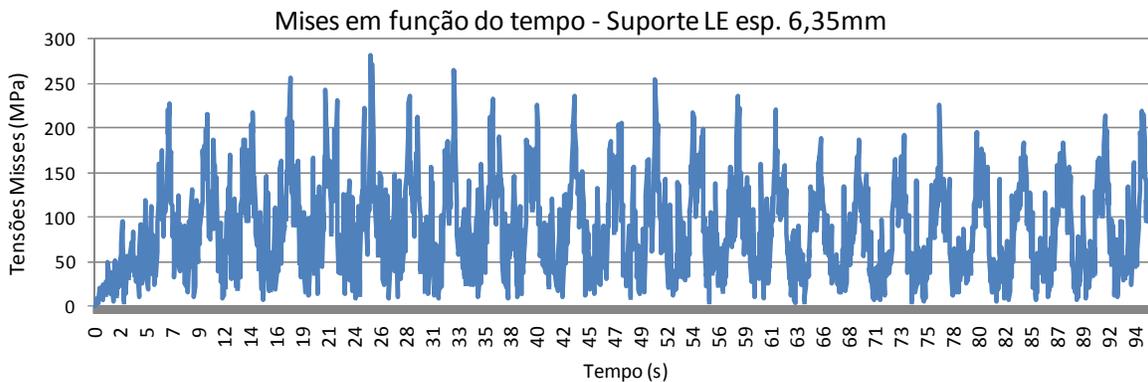


Figura 62 – Tensões de Mises, do elemento com as maiores tensões, em função do tempo, do suporte lateral lado esquerdo com espessura de 6,35mm

5.3. Carregamento dinâmico – espessura reduzida para 5,55mm

Resultados obtidos da simulação de elementos finitos, no Dassault Abaqus, com o modelo idealizado conforme descrito anteriormente e com os suportes laterais em uma condição proposta com espessura de 5,55mm (7/32”).

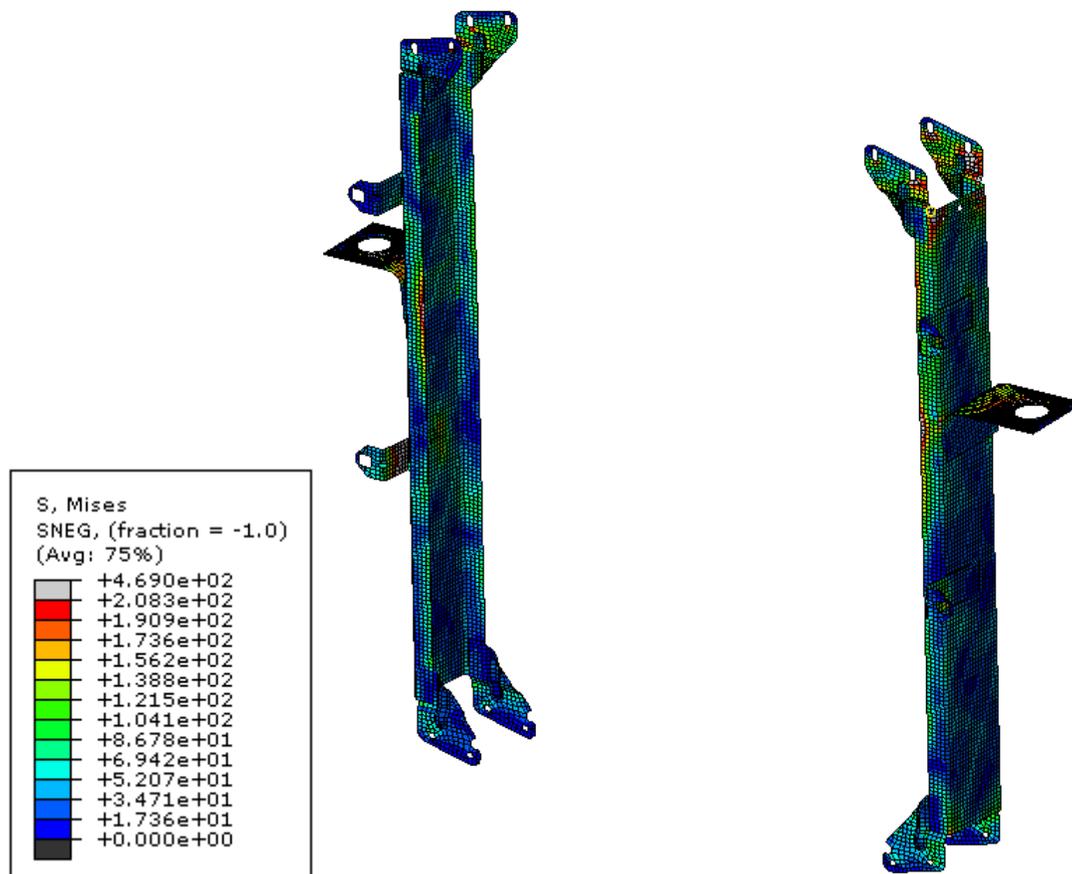


Figura 63 – Modelo idealizado no instante que o suporte lateral esquerdo tem maior tensão, com detalhe da maior tensão fora das regiões dos suportes laterais – vista traseira

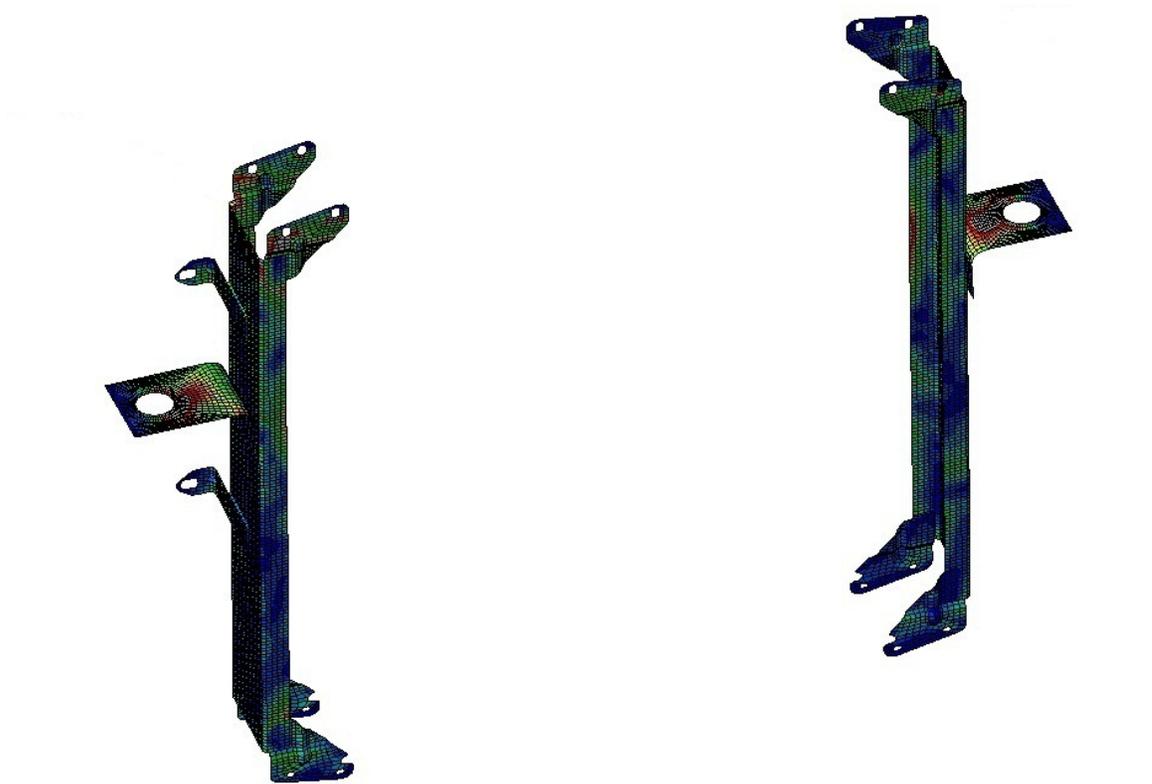


Figura 64 – Modelo idealizado no instante que o suporte lateral esquerdo tem maior tensão, com detalhe da maior tensão fora das regiões dos suportes laterais – vista frontal (legenda das tensões na figura acima)

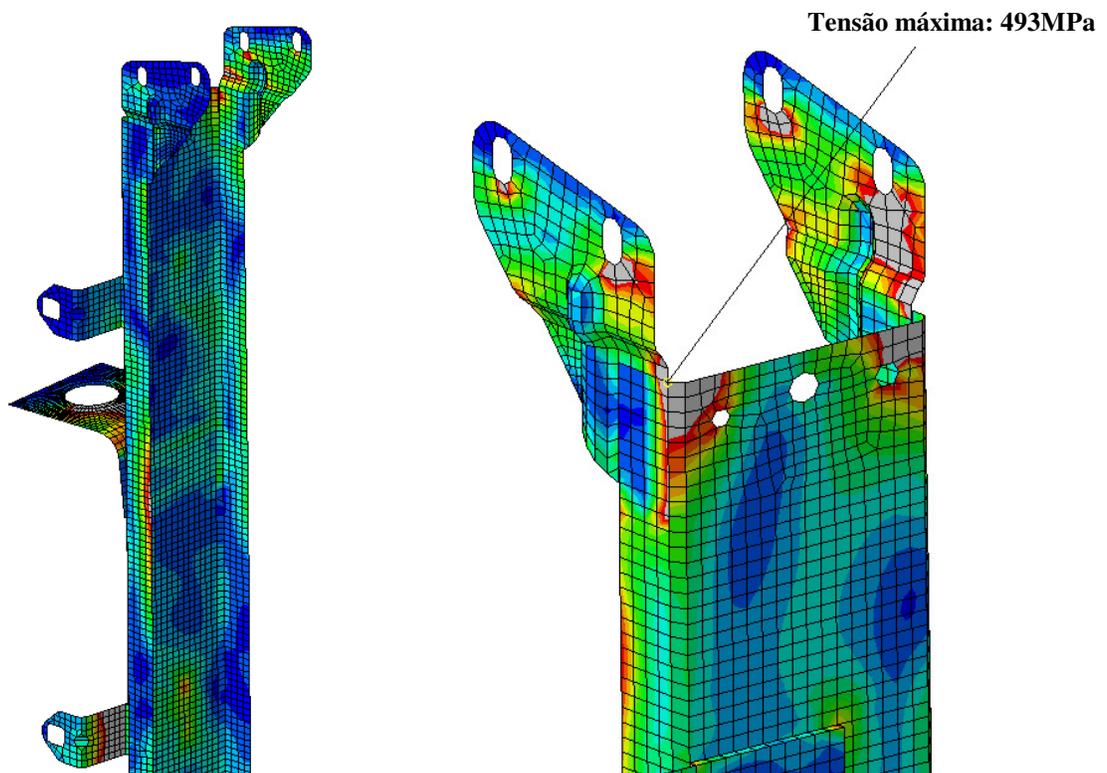


Figura 65 – Detalhe das tensões na mão-francesa superior (à direita) no instante de maior tensão no suporte lateral direito e vista do trilho esquerdo (à esquerda) no mesmo instante (legenda das tensões na Figura 63)

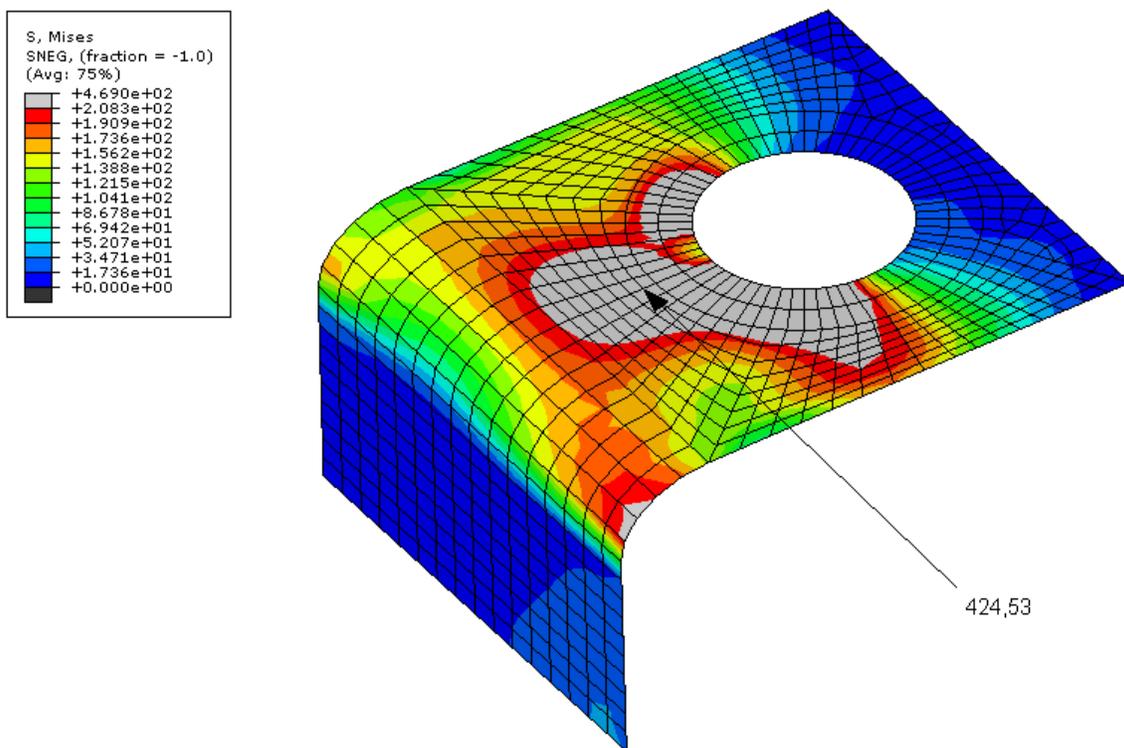


Figura 66 – Suporte lateral direito no instante de maior tensão

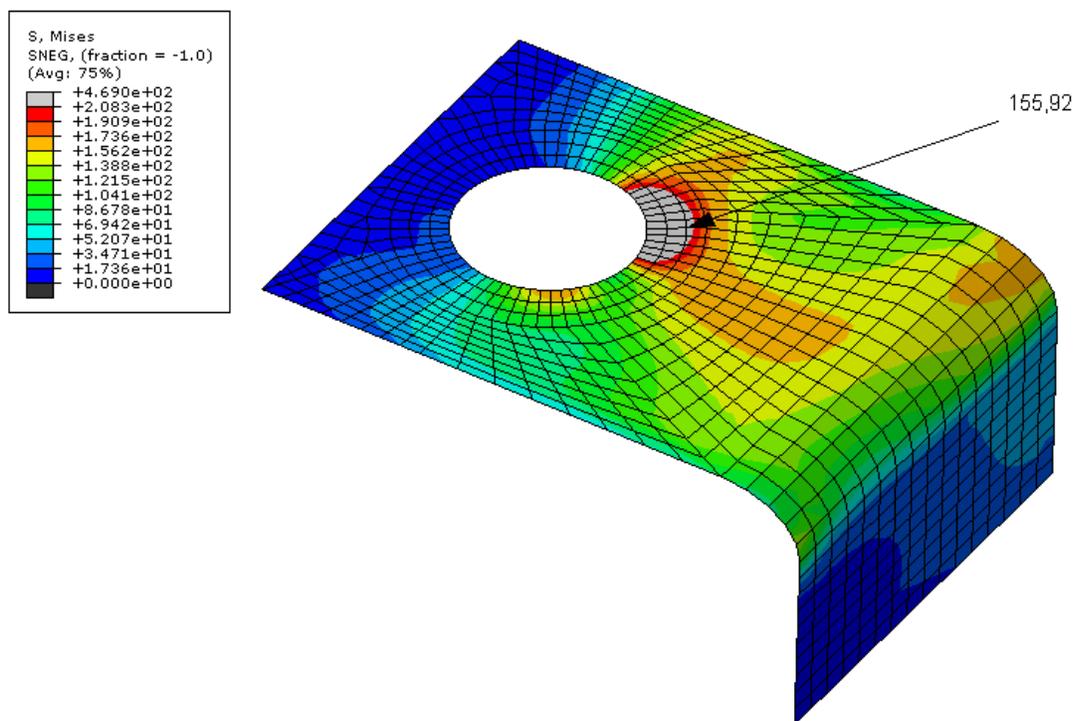


Figura 67 – Suporte lateral esquerdo no instante que o suporte direito tem maior tensão

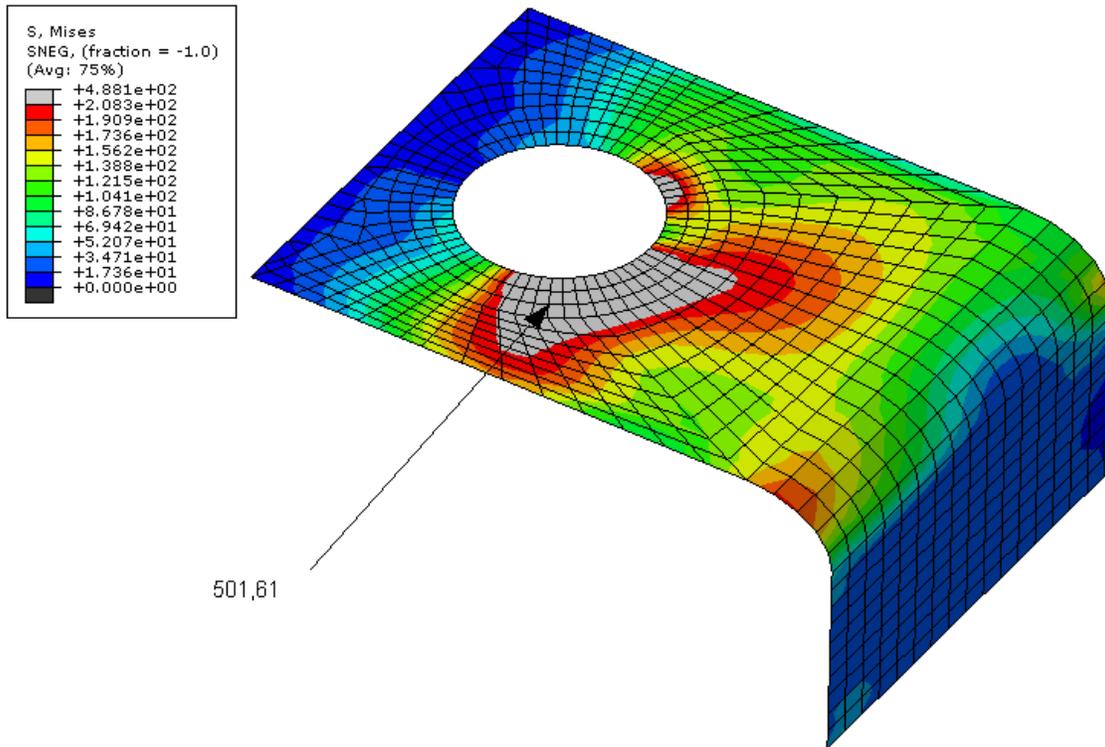


Figura 68 – Suporte lateral esquerdo no instante de maior tensão

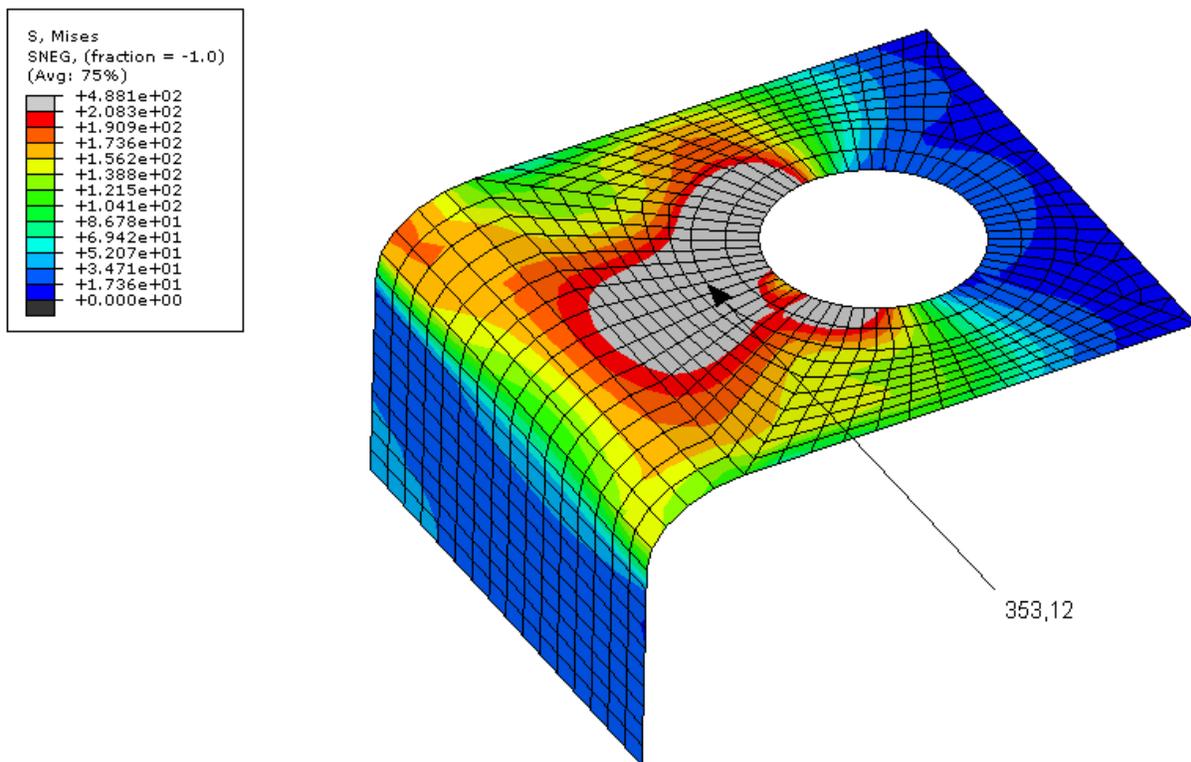


Figura 69 – Suporte lateral direito no instante que suporte esquerdo tem maior tensão

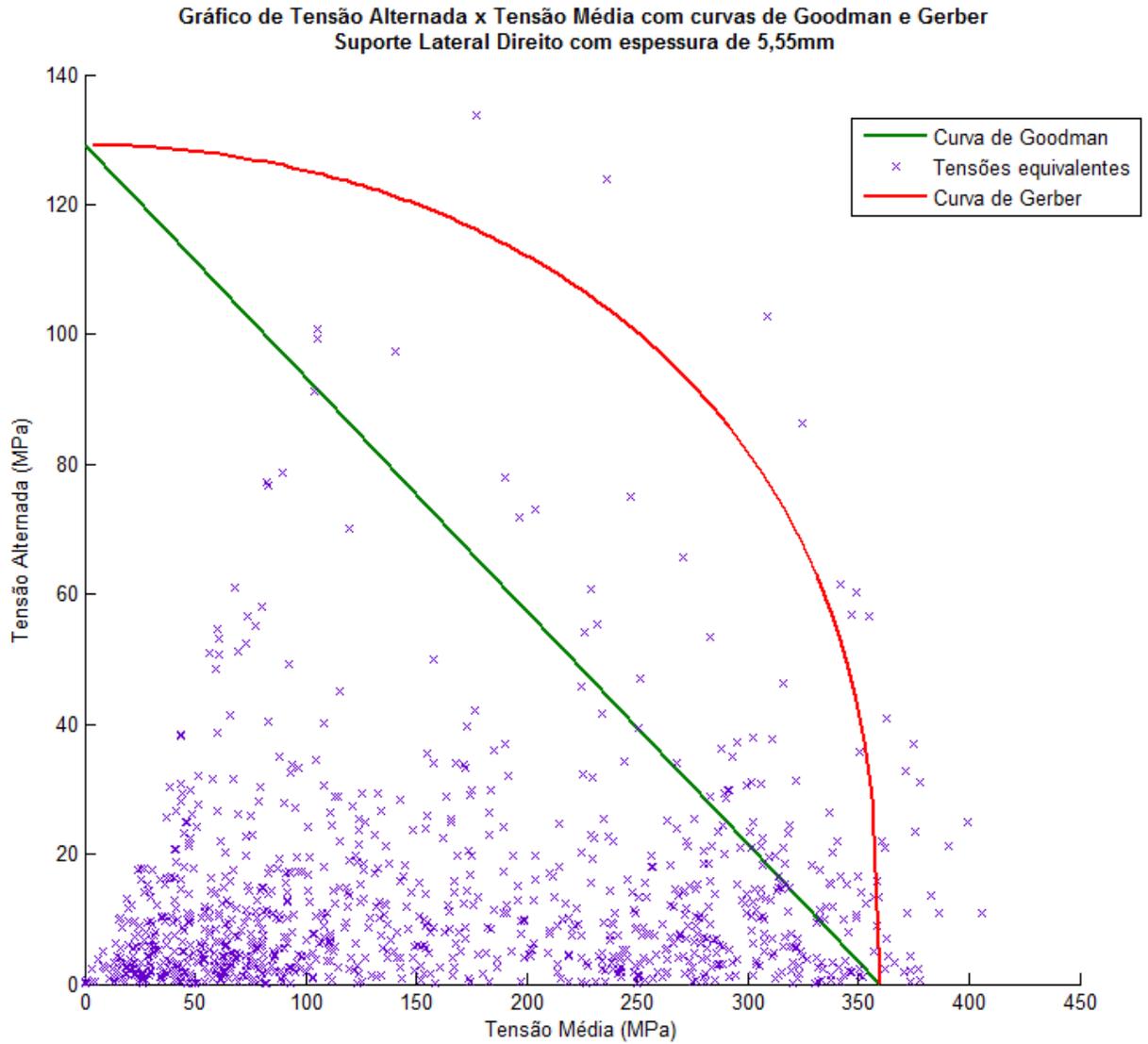


Figura 70 – Tensões equivalentes do suporte lateral direito com espessura de 5,55mm

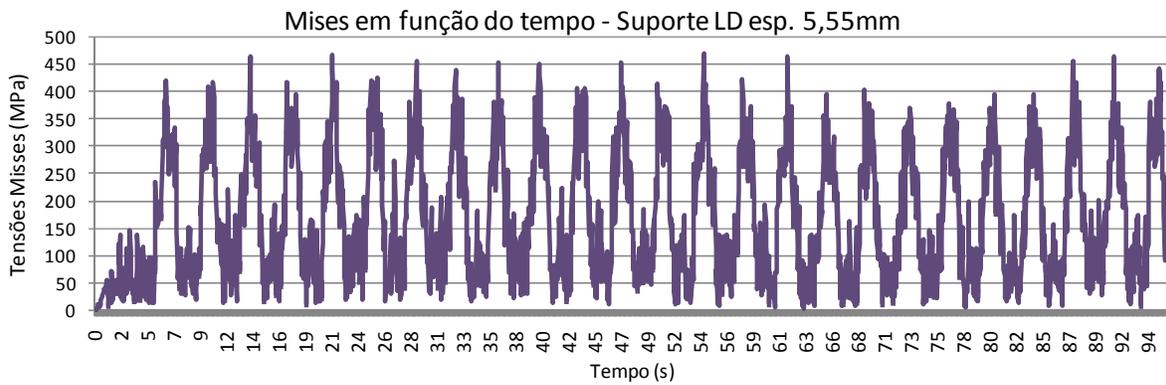


Figura 71 – Tensões de Mises, do elemento com as maiores tensões, em função do tempo, do suporte lateral lado direito com espessura de 5,55mm

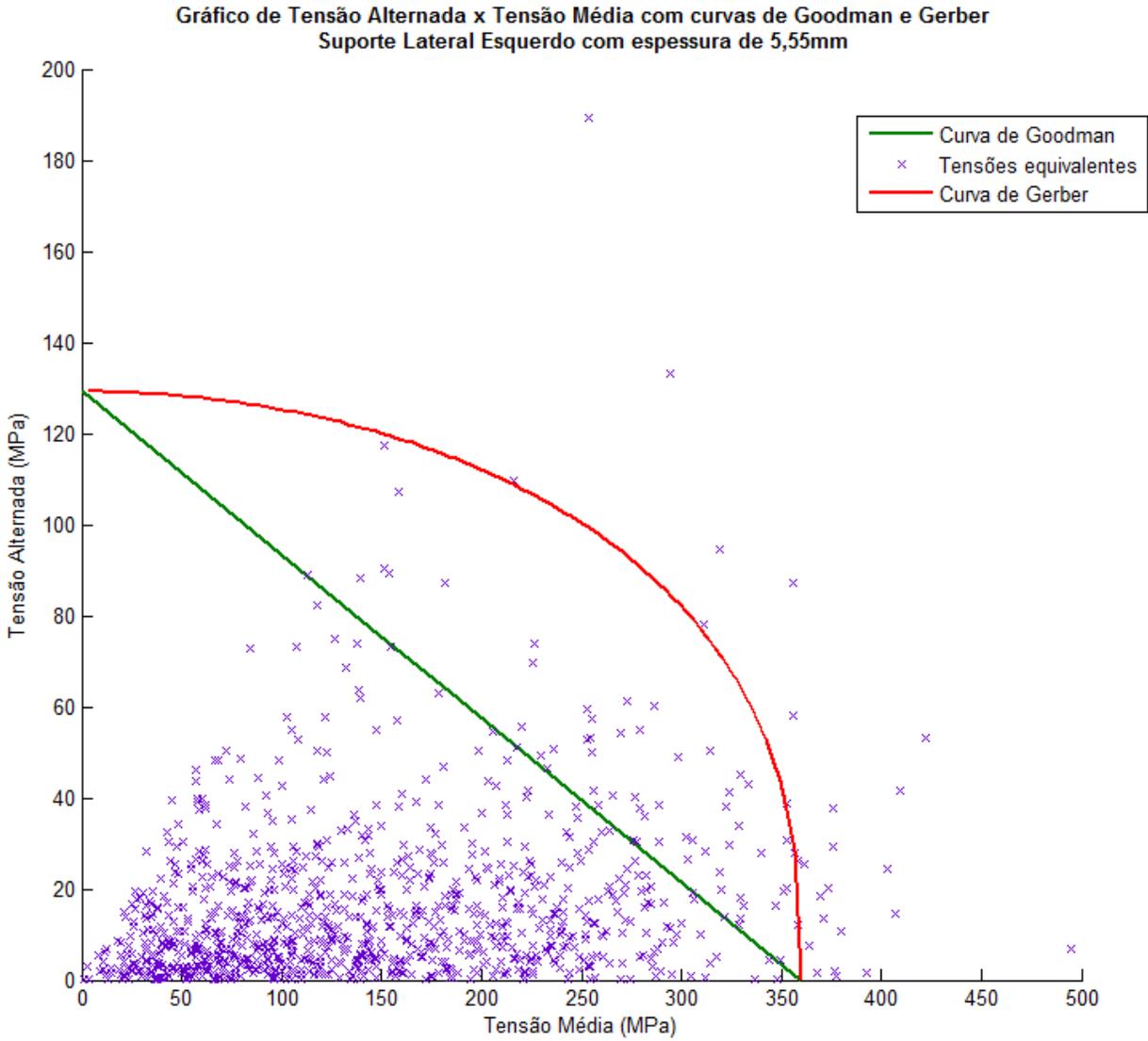


Figura 72 – Tensões equivalentes do suporte lateral esquerdo

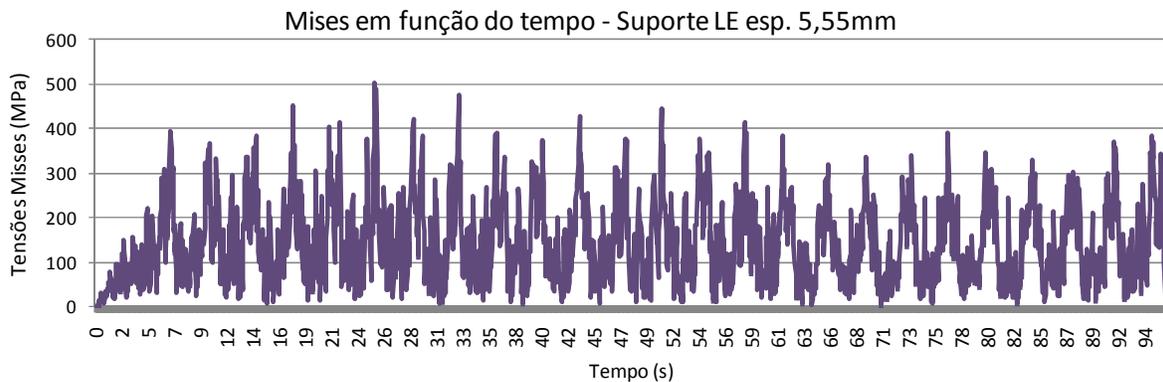


Figura 73 – Tensões de Mises, do elemento com as maiores tensões, em função do tempo, do suporte lateral lado esquerdo com espessura de 5,55mm

6. Análise dos resultados

6.1. Carregamento estático

As tensões encontradas e suas respectivas regiões estavam de acordo com o esperado, uma vez que já era sabido o comportamento prático do radiador, porém era necessário avaliar a coerência da idealização adotada.

Os valores e as regiões de tensão apontadas no resultado da simulação são correlatos com a simulação estática realizada pela empresa, não apresentando nenhum valor acima do limite de aceitação.

6.2. Simulação feita pela Behr

Os resultados apresentados não ultrapassaram o limite de resistência do aço SAE 1010, anteriormente já indicado como 240MPa, porém o principal motivo de apresentar imagens e resultados dessa simulação é permitir que seja comparado com a simulação estática, aqui apresentada, no intuito de balizar a idealização adotada.

Comparando os pontos de maior tensão, em cada pacote de carregamento e de cada suporte, vemos comportamentos similares, por exemplo, no caso do carregamento negativo, no suporte esquerdo, o elemento com maior tensão (distante dois elementos da condição de contorno) no modelo idealizado neste trabalho foi 144MPa, enquanto que pelo modelo e metodologia da Behr foi de 173MPa, enquanto que no lado direito 201MPa contra 163MPa, e também a distribuição das tensões na região do suporte e ao longo do trilho do colete, possuem a mesma configuração.

No caso do carregamento positivo, o lado esquerdo divergiu de 203MPa no modelo e metodologia Behr para 178MPa do modelo e metodologia empregada neste trabalho, sob o mesmo carregamento, do lado direito, divergiu 230MPa para 212MPa.

6.3. Carregamento dinâmico

Como já esperado, as tensões resultantes da simulação dinâmica, ficaram acima da simulação com carregamento estático, devido aos efeitos de inércia, que não é possível de ser analisado na simulação estática.

Foram feitas duas análises, com duas espessuras de suportes laterais, sendo a primeira original com 6,35mm de espessura, onde as tensões equivalentes encontradas no suporte lateral direito ficaram abaixo da curva de Gerber, exceto por um ponto (0,10% do total de pontos) que pode ser tratado como caso pontual e outros três pontos (0,30% do total de pontos) que se encontram entre as curvas de Gerber e Goodman. No caso do suporte esquerdo, as tensões são menores, ficando apenas um ponto (0,10% do total de pontos) entre as duas curvas classificatórias ou, também vale dizer, pelo método de Goodman.

Ao propor uma espessura reduzida, para os suportes laterais, com 5,55mm, as tensões equivalentes resultantes do mesmo carregamento feito na simulação anterior, extrapolam os limites classificatórios, gerando 33 (3,25% do total de pontos) pontos no suporte lateral direito acima da curva de Gerber e 64 (6,31% do total de pontos) entre os Gerber e Goodman, totalizando 97 pontos (9,56%) acima do critério de Goodman. Para o suporte esquerdo, assim como já apresentado no caso inicial, as tensões são menores, gerando 26 pontos (2,54% do total de pontos) acima da linha de Gerber e 60 pontos (5,85% do total de pontos) entre as duas linhas, totalizando 86 pontos (8,39% do total de pontos) acima do critério de Goodman.

A diferença das tensões entre o lado direito e esquerdo, apesar da quase simetria, se deve à interface com o caminhão, onde no lado direito o *intercooler* é montado em um tubo de ligação com a turbina compressora do motor, enquanto que no lado esquerdo, a conexão do *intercooler* com o coletor de admissão é feita por um mangote flexível, com isso o lado direito do conjunto de arrefecimento recebe maior solicitação e vibrações oriundas do motor. Apesar de não haver modelamento algum destas influências, seja nas condições de contorno ou na idealização do modelo, ao transferir o sinal adquirido em campo, essa influência é repassada para a simulação de elementos finitos.

7. Correlação com o método Behr

O principal resultado deste trabalho foi desenvolver conhecimento e técnica para o tratamento de dados coletados em campo e transferi-lo para o modelo de elementos finitos, permitindo avaliar o comportamento dinâmico do conjunto, bem como avaliar a influência das premissas adotadas na idealização.

Do ponto de vista da Engenharia de Produto e Validação, as técnicas aqui apresentadas poderão ser adotadas para futuros trabalhos de avaliação dinâmica e comparativa com testes de *hydro-pulse*, para certificar propostas de redução de custo e/ou modificações de produto que não se deseja, ou não há possibilidade/disponibilidade, de validar no campo de prova do cliente.

De forma prática, em projetos futuros, será possível coletar sinais no campo, tratá-los e reduzi-los, assim como feito neste trabalho, e replicá-los para um modelo de elementos finitos, seja ele idealizado ou não, a fim de avaliar o comportamento estrutural da peça em análise. Após este estágio, é possível construir um protótipo que represente da forma mais fiel possível o modelo e enviá-lo para teste de *hydro-pulse*, que será alimentado também com o mesmo sinal coletado no campo de prova. Durante este teste, é possível instrumentar extensômetros as regiões de interesse e/ou apontadas como críticas no modelo de elementos finitos, correlacionando assim as tensões teóricas com as práticas.

Desta forma é possível propor novos projetos e certificá-los digitalmente, uma vez que as tensões adquiridas na bancada de *hydro-pulse* forem equivalentes às do modelo de FEA, evitando assim altos custos de validação e ganhando agilidade na fase de projetos.

A idealização aqui empregada poderá ser estudada e aperfeiçoada, com as técnicas e condições de contorno padrão da empresa, no intuito de reduzir o tempo de modelamento, geração de malha, geração de restrições e etc. e por consequência aumentar a versatilidade das simulações realizadas.

Portanto, é possível afirmar que um desdobramento deste trabalho pode ser feito na empresa, como estudo de caso prático, no intuito de multiplicar o conhecimento prático das técnicas aqui apresentadas e ao longo disso adequar e ajustar para a necessidade de cada cliente ou projeto.

8. Conclusões

A análise estática feita neste trabalho repetiu os resultados que já eram conhecidos da análise feita pela empresa, e também pelo histórico de validação do produto, ou seja, nenhuma tensão acima dos 240MPa especificado para o aço SAE 1010. As regiões de tensão também tiveram uma distribuição similar a sua referência.

Com isso é possível afirmar que o método empregado para a análise estática e as premissas para a idealização, foram bem sucedidas e são representativas à realidade.

A aquisição de sinais no campo de prova, embora tenha sido realizada e coordenada pelo cliente, permitiu conhecimento prático, uma vez que foi totalmente assistida por este trabalho e gerou conhecimento e fundamentos importantes, principalmente para análises ou aquisições futuras.

O pós-processamento dos sinais coletados em campo de prova permitiu o entendimento e avaliação da influência de cada uma das pistas no comportamento do conjunto de arrefecimento e também possibilitou entender e praticar conceitos de redução de sinal, tal como Rainflow.

A análise dinâmica, com espessura original dos suportes laterais, foi aprovada pelo critério de Gerber, com apenas 0,10% das tensões equivalentes (numericamente igual a um). O critério de Gerber adotado é baseado, além dos fundamentos indicados por Suresh em “Fatigue of Materials”, mas também pelo fato que até o presente momento não houve nenhuma quebra de suporte lateral em campo, ou seja, as tensões equivalentes são admissíveis.

Ao propormos uma espessura reduzida em 12,5%, de 6,35mm para 5,55mm, vemos as tensões equivalentes ultrapassaram em 3% o critério de Gerber, porém ao analisarmos ponto a ponto, vemos tensões alternadas quase 50% acima do critério de aceitação e tensões médias até 25% acima do critério de aceitação, ou seja, se faz necessário um teste prático para comprovar a durabilidade do componente.

De forma geral, as metas traçadas no início deste trabalho foram atingidas e os resultados ficaram acima do esperado, do ponto de vista qualitativo.

9. Referências

Abaqus CAE Explicit 6.9 da Dassault Systemes.

Disponível em http://www.simulia.com/products/abaqus_explicit.html acesso em 28 de Novembro de 2010

ASM Handbook. Properties and selection: Iron, steels and high-performance alloys, vol. 1 – 10ed., 1990

BABUŠKA I. Uncertainties in Engineering Design . Mathematical Theory and Numerical Experience. Plenum Press, New York, EUA, 1986

BARBARINI F., NATURESA J. S., GONÇALVES L., VON R., Proimp, Apostila de Vibrações e Acelerômetros, Universidade de Campinas.

Disponível em <http://www.slideshare.net/jimnaturesa/vibraes-e-acelermetros-presentation> acesso em 15 de Abril de 2010

CALLISTER, W. D. Materials Science and Engineering – An introduction. Department of Metallurgical Engineering University of Utah, EUA cap. 8, 2003.

DOWNLING, N. E. Mechanical Behaviour of Materials. Prentice Hall, New Jersey, EUA cap. 9 e 14, 1999.

Grupo de Análise e Projeto Mecânico, Apostila de Extensometria, Universidade Federal de Santa Catarina.

Disponível em <http://www.grante.ufsc.br/downloadSG-Apostila.pdf> acesso em 09 de Abril de 2010

HIBBELER R.C., Dinâmica Mecânica para Engenharia, 10a ed. Ed. Pearson Prentice Hall pp 451-476, 2009

MADAYAG, A. F. Metal Fatigue: Theory and Design. University of Southern California, Los Angeles, EUA cap. 4, 1968.

Kyowa Eletronic Instruments Co. Ltd. data sheet.

Disponível em <http://www.kyowa-ei.co.jp/english/products/gages/kfg1.htm> acesso em 19 de Junho de 2010.

RANKINE, W. J. M. On the causes of unexpected breakage of the railway axles and the means of preventing such accidents by observing the law of continuity in their construction. Proceedings of the Institute of Civil Engineers, London pp.105-8, 1843.

SCHULTZ W., A history of Fatigue. Elsevier Science Ltd., Great Britain pp. 263-286, 1996.

SHIGLEY J. E., Elementos de Máquinas I. Livros Técnicos e Científicos Editora SA., São Paulo pp. 165-194, 1981.

Silicon Designs, Inc. Accelerometers data sheet.

Disponível em <http://www.silicondesigns.com/pdfs/2422.pdf> e também em <http://www.silicondesigns.com/pdfs/2220.pdf> acesso em 13 de Março de 2010.

STEWART J., Calculus 5Th Edition Textbook, Ed. Thomson Brooks/Cole, pp 793-879, 2002

SURESH, S. Fatigue of Materials. Cambridge University Press, Great Britain cap. 1 e 4, 1997.

SZABÓ, B., BABUŠKA I. Finite Element Analysis. Wiley Interscience Publication, New York, EUA, 1991

TURNER. M. J. Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures, Journal of Aeronautical Sciences, EUA No. 9, 1956

Disponível em

<http://www.ce.metu.edu.tr/~ce483/Stiffness%20and%20Deflection%20Analysis.pdf> acesso em 04 de Outubro de 2010

AVELINO, A. F., Elementos Finitos – A Base da Tecnologia CAE – Análise Dinâmica, Ed. Érica Ltda. Brasil cap. 1 e 4, 2005.

BOSCO, J. R., Dissertação de Mestrado, Análise numérico-experimental de componentes sujeitos à fadiga por solicitações aleatórias – Avaliação de modelos, cap. 7, 2007.

SCHIJVE. J. Fatigue of Structures and Materials, Netherland cap. 6, 2001.

10. Apêndices

10.1. Pistas

Nesta seqüência são apresentados os detalhes de cada pista na qual forma coletados os sinais utilizados nas análises de elementos finitos, seja estática ou dinâmica, deste trabalho.

10.1.1. Pista “retão”

Esta pista consiste em uma reta contínua, sem irregularidades, utilizada para avaliar o componente em velocidade alta e constante, uma vez que neste trecho se mantém a velocidade de 90 Km/h, conforme abaixo:



Figura 74 – Retão

10.1.2. Pista “bolachas”

Neste trecho se avalia a excitação do veículo com uma frequência alta, porém com baixa amplitude, por se tratar de obstáculos com altura baixa e velocidade de passagem de 80 Km/h.



Figura 75 – Pista bolachas de alta velocidade

10.1.3. Pista 4, 11 e 12

Estas pistas são localizadas em uma área com diversas pistas curtas, situadas lado a lado, tais como pista de infiltração de água, “pot-hole” (quebra-mola), entre outras. As três pistas em questão são similares em conceito, porém divergente devido ao tamanho das pedras com as quais cada uma é construída, simulando ruas não asfaltadas e a passagem em todas é feita a 20 Km/h.



Figura 76 – Pista 4, 11 e 12 respectivamente

10.1.4. Pista 5

Esta pista é um trecho asfaltado com ondulações que fazem com que o veículo se movimente lateralmente, em forma de rotação ou “roll”, forçando a torção do chassi e dos demais componentes estruturais, apesar da baixa velocidade (20 Km/h).



Figura 77 – Pista 5

10.1.5.6. Pista 6

É uma sequência de valetas quadradas, com cantos vivos nas bordas e com profundidade de 100mm, visando reproduzir abruptos obstáculos, em virtude da do alto potencial de dano, a velocidade neste trecho é de 10 Km/h..



Figura 78 – Pista 6

10.1.5.7. Pista “mata-burro”

É a pista mais severa para o conjunto de arrefecimento, pois devido ela ser feita de barras espaçadas e com altura o suficiente para descolar o pneu do solo, há uma excitação continuamente crescente em frequência, que provoca acelerações combinadas nos três eixos, altamente prejudiciais para o radiador.



Figura 79 – Pista Mata-burro

10.1.5.8. Pistas Pinheiros (subida e descida), rampas 10 e 12% e Labirinto

Nestas três classes pistas, desenvolve-se uma velocidade moderada, entre 40 e 60 Km/h nos Pinheiros e Labirinto e 30 Km/h nas rampas, que exige muito do sistema de tração, frenagem e suspensão, por serem pistas de cascalho fino e curvilíneas, porém não são pistas que solicitam o conjunto de arrefecimento.



Figura 80 – Pista descida e subida dos Pinheiros respectivamente



Figura 81 – Rampa 10%, 12% e Labirinto respectivamente

10.2. Rotina Matlab para geração dos gráficos de tensões equivalentes

```
%"Rotina Matlab para gráfico de Tensão Alternada x Tensão Média e com
%sub-rotina de contagem de picos Rainflow"

xlsread carga_vm_ld.xls; %Arquivo de resultado das tensões de Mises do
%elemento selecionado (crítico)
VM=ans;
rainflow(VM(:,2)) %vide próxima sub-rotina "Rainflow"
Z(:,1)=ans(1,:);
rainflow(VM(:,2))
Z(:,2)=ans(2,:);

%Fatores modificadores das propriedades mecânicas, baseado em Joseph
%Shigley

%Sn=ka*kb*kc*kd*ke*kf*Sn

%Acabamento superficial: ka
%   ~= 0.9 - Retificado
%   ~= 0.8-0.7 - Usinado ou Laminado a frio
%   ~= 0.7-0.4 - Laminado a quente
%   ~= 0.5-0.3 - Forjado
ka=0.8;

%Tamanho da peça: kb
%   = 1      d<=7.6mm
%   =0.85   7.6<d<=50mm
%   =0.75   50<d
kb=1; % Espessura inicial do suporte em estudo = 6.35mm

%Confiabilidade: kc
% kc= 1-0.08*Zr
% Zr(A) -> A é a area da distribuição normal da média das tensões e das
% resistencias
% R=0.5+A
%   R      Zr      kc
%   0.5    0       1
%   0.9    1.288   0.897 -> Selecionado 90% para o componente
%   0.95   1.645   0.868
%   0.99   2.326   0.814
kc=0.897;

%Temperatura: kd
%T=40C;
%kd=344.4/(273.3+T);
kd=1; % Temperatura do suporte não significativa

%Concentração de tensão: ke
%   Limite de resistência à fadiga do CDP sem entalhe
%Kf= -----
%   Limite de resistencia à fadiga do CDP com entalhe
%
%ke=1/Kf
%Sensibilidade ao entalhe q=(Kf-1)/(kt-1)
```

```

kt=1; % kt de furo em uma placa infinita com carregamento axial
q=1; % Sensibilidade 100%
Kf=1+q*kt-q;
ke=1/Kf;
kf=1;

%Propriedades aço SAE1010/1020
Sr=360; %MPa
Se=240; %MPa

Sn_=0.5*Sr;
Sn=ka*kb*kc*kd*ke*kf*Sn_;

%Curva de Goodman
y(:,1)=linspace(0,1,11)*Sr;
y(:,2)=-y(:,1)*Sn/Sr+Sn*ones(11,1);
%-----

a=2.606; %Coeficiente de proporcionalidade ("R")

%Curva de Gerber
for i=1:1:100
XW(i)=i*Sr/100;
YW(i)=Sn*(1-(XW(i)/Sr)^2)^(1/a);
end
%-----

hold on
plot(y(:,1),y(:,2)); %Plot da curva de Goodman
plot(Z(:,2),Z(:,1),'x'); %Plot das tensões após Rainflow
plot(XW,YW,'r'); %Plot da curva de Gerber

```