

RICARDO COLALILLO

**MODELAGEM PARAMÉTRICA DE RODAS AUTOMOTIVAS
VISANDO ANÁLISE DE FADIGA ROTATIVA DE DISCO**

**Dissertação apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Mestre em Engenharia.**

**São Paulo
2001**

**São Paulo
2001**

**Orientador:
Carlos Alberto Nunes Dias**

**Area de Concentração:
Dpto. Engenharia Naval e Oceânica**

**Dissertação apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Mestre em Engenharia.**

**MODELAGEM PARAMÉTRICA DE RODAS AUTOMOTIVAS
VISANDO ANÁLISE DE FADIGA ROTATIVA DE DISCO**

RICARDO COLALILLO

Karl Raimund Popper

Não se deve o avanço da ciência ao fato de que se acumulam experiências perceptivas em número crescente no decorrer do tempo. Nem se deve o avanço da ciência ao fato de cada vez mais faríamos melhor uso de nossos sentidos. Não se pode destilar a ciência a partir das experiências dos sentidos não interpretadas, por mais industrioso que seja o modo pelo qual as escolhemos e selecionamos. Nosso único meio de interpretar a natureza são as idéias audazes, as antecipações injustificadas e o pensamento especulativo: estes são nosso único *organon*, nosso único instrumento para captá-la. E devemos arriscá-los para conseguir o prêmio. Aquelles de nós que não estão dispostos a expor suas idéias ao risco da refutação não tomam parte no jogo da ciência.

Dedicatória

As pessoas que, com paciência e compreensão,
trilharam juntos esta etapa de minha vida:

Tosca, Crescêncio, Maria, Fábio e Camilla.

Muito obrigado

Agradecimentos

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Carlos Alberto Nunes Dias, pelas suas diretrizes seguras e, principalmente, pelo critério e orientação na construção do trabalho.

Ao Eng.^o M.Sc. Claudiomar Cardoso Cunha, pela sua amizade, conselhos e incentivo.

Aos Eng.^{os} Germano Gavarrão de Freitas e Sérgio Alexandre Ferreira, pelas sugestões

que contribuíram para melhorar a qualidade final do trabalho.

Ao Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da Escola Politécnica da USP pelo

auxílio desprendido.

E a todos os colegas, engenheiros, técnicos e professores que, de uma forma ou outra,

participaram do desenvolvimento deste trabalho.

Sumário

Resumo..... iii

Abstract..... v

Notações, Nomenclatura e Simbologias vii

Listas de Figuras x

Listas de Gráficos xiv

Capítulo 1 – Introdução..... 1

1.1 – Objetivos do Trabalho..... 2

1.2 – Justificativas do Trabalho..... 3

1.2.1 – Pré-processador Genérico..... 3

1.2.2 – Pré-processador Orientado..... 4

1.3 – Caracterização do Problema..... 5

1.4 – Metodologia de Programação..... 6

Capítulo 2 – Desenvolvimento do Modelo Parametrizado..... 8

2.1 – Estruturação..... 8

2.2 – Projeto..... 9

2.2.1 – Teste de Durabilidade..... 10

2.3 – Implementação da Parametrização..... 13

2.3.1 – Variáveis Paramétricas..... 14

Capítulo 3 – Efeito da Vida em Fadiga..... 21

3.1 – Análise da Fadiga..... 21

3.1.1 – Características da Fadiga..... 22

3.1.2 – Origem da Fadiga..... 22

3.1.3 – Fenomenologia Típica..... 23

3.1.4 – Fatores que Afetam a Vida em Fadiga..... 25

3.1.5 – Influência das Propriedades do Material..... 27

3.1.5.1 – Influência das Propriedades Mecânicas do Material..... 27

3.1.5.2 – Composição Química do Aço..... 28

3.1.5.3 – Resistência ao Escoramento e à Tração..... 28

3.2 – Corrente do Projeto à Fadiga..... 31

3.3 – Métodos de Dimensionamento à Fadiga..... 32

3.4 – Definição do Critério Adotado: Método SN..... 34

3.4.1 – Tensões Multiaxiais. Critérios de Resistência..... 39

3.4.2 – Efeito do Valor Médio (Estatístico).....	41
3.5 – Representação Estatística da Curva SN no Cálculo do Colapso.....	44
3.6 – Formulação da Função de Estado Limite.....	46
3.7 – Rotina de Dimensionamento.....	48
Capítulo 4 – Análises e Procedimentos.....	49
4.1 – Considerações Iniciais.....	49
4.2 – Entrada de Dados.....	49
4.3 – Desenvolvimento e Análise dos Parâmetros de Projeto.....	50
4.3.1 – Espessura do Disco.....	51
4.3.2 – Raio da Janela de Ventilação.....	52
4.3.3 – Tamanho Global do Elemento.....	55
4.3.4 – Número de Janelas de Ventilação (Ângulo do Set de Geração).....	59
Capítulo 5 – Análise da Vida em Fadiga.....	66
5.1 – Análise de Tensões.....	66
5.2 – Vida em Fadiga.....	84
Capítulo 6 – Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros.....	86
Capítulo 7 – Referências Bibliográficas.....	89
7.1 – Bibliografia Básica.....	89
7.2 – Bibliografia Complementar.....	90

Resumo

Rodas automotivas, como um dos mais importantes itens de segurança em veículos rodoviários, são responsáveis, através de pneumáticos, por realizar a transferência de esforços entre a superfície de contato e o veículo.

A diversidade de cotas e peculiaridades geométricas presentes em rodas automotivas dificultam o desenvolvimento de formulações analíticas capazes de resolver satisfatoriamente os problemas inerentes ao projeto. Estas são, então, baseadas em correções empíricas construídas, em grande parte, através de métodos experimentais, que resultam em níveis nem sempre aceitáveis de precisão, exigindo a adoção de altos coeficientes de segurança e a realização de inúmeros ensaios experimentais comprobatórios.

O presente trabalho objetiva desenvolver uma ferramenta de projeto apta à geração de modelos parametrizados de rodas automotivas, no contexto de cálculo, através do Método dos Elementos Finitos (MEF).

Um outro objetivo deste trabalho é o de facilitar a utilização do MEF, por engenheiros e projetistas que trabalhem no dia-a-dia da engenharia do produto, sem exigir destes profissionais excessiva especialização como analista numérico, que muitas vezes conhece pouco do produto apesar de ter bom conhecimento do MEF. Assim sendo, poderá haver redução nos custos de mão de obra, já que se reduz a demanda por pessoas com a qualificação mais elevada, tal como o seria necessário para preparar modelos de Elementos Finitos e analisar resultados segundo o procedimento convencional, não parametrizado.

A existência de uma ferramenta paramétrica possibilita aumentar a quantidade de soluções a serem testadas antes da execução final do projeto, podendo gerar um

produto final mais seguro e competitivo quanto a custos e prazos de desenvolvimento, minimizando a quantidade dos testes necessários.

Especificamente, este trabalho trata da implementação da Modelagem Paramétrica no âmbito do MEF, visando a simulação em computador dos testes de fadiga rotativa de disco, nos moldes em que estas são propostas como instrumento de certificação de rodas automotivas.

Abstract

Automotive wheels, one of the most important safety items of road vehicles, are responsible, with the assistance of tires to perform the transfer of load between the road surface and the vehicle.

The diversity of measurements and geometrical peculiarities embedded in automotive wheels making difficult the development of analytical formulations able to effectively solve the problems inherent to project. These formulations are based on empirical correlation and usually do not present acceptable levels of precision, demanding the adoption of high safety coefficients and the realisation of a huge number of experimental tests.

This research aims to develop a project tool, which is able to generate parametric models of automotive wheels through calculation based on Finite Elements Method (FEM).

Moreover, a second objective of this research is to facilitate the use of the FEM by engineers and designers who work in product engineering without demanding an excessive specialisation as numerical analysts, professionals who usually know a lot about FEM but very little about the product itself. As a result, labour costs can be reduced by decreasing the demand of highly specialised professionals, who would be responsible for preparing the finite elements models and analysing results following the conventional procedures, non parametric.

The development of a parametric tool enables to increase the number of potential solutions to be tested before the final project execution, leading to a safer and more competitive final product in terms of costs and development time frames.

Specifically, this research is related to the implementation of a parametric modelling tool based on FEM to carry out computer simulation of "rotative disc fatigue" tests, which will serve as instrument for automotive wheels certification.

Notações, Nomenclatura e Simbologias

- M.E.F. – Método dos Elementos Finitos
M.E.V. – Microscópio Eletrônico de Varredura
K – Coeficiente de Segurança
 m_a – Carga por eixo
 R_{din} – Raio dinâmico do pneu
 μ – Coeficiente de atrito entre pneu e solo
ET – Offset (profundidade de montagem da roda em relação ao centro do aro)
Ka – Fator de Acabamento Superficial
Kb – Fator de Tamanho
Kc – Fator de Carregamento
Kd – Fator de Temperatura
Kt – Fator de Concentração de Tensão
Kf – Fator de Concentração de Tensão na Fadiga
Ki – Fator de Influência Global
e – Deformação
eN – Diagrama Deformação x Vida em fadiga
SN – Diagrama Tensão x Vida em fadiga
oe – Diagrama Tensão x Deformação
N – Vida em fadiga
S – Tensão Limite de Resistência
 S_e – Tensão Limite de Elasticidade
 S_m – Tensão S_u ou S_y

σ_u - Tensão Limite de Resistência à Tração ("Ultimate")
 σ_y - Tensão Limite de Escoamento ("Yield")
 S_f - Tensão Limite à Fadiga
 σ - Tensão Atuarial
 σ_e - Tensão Equivalente
 σ_{min} - Tensão Mínima
 σ_{max} - Tensão Máxima
 σ_m - Tensão Média
 σ_a - Amplitude de Tensão
 $\Delta\sigma$ - Variação da Tensão
 σ_{VM} ou $SEQV$ - Tensão Equivalente de von Mises
 σ_1 ou S_1 - Tensão Principal na Direção 1
 σ_2 ou S_2 - Tensão Principal na Direção 2
 σ_3 ou S_3 - Tensão Principal na Direção 3
 σ_x ou SX - Tensão Normal na Direção X
 σ_y ou SY - Tensão Normal na Direção Y
 σ_z ou SZ - Tensão Normal na Direção Z
 r_{xz} ou SXZ - Tensão de Cisalhamento na Direção xz
 r_{xy} ou SXY - Tensão de Cisalhamento na Direção xy
 r_{yz} ou SYZ - Tensão de Cisalhamento na Direção yz
 σ_a - Tensão Alternada Corrigida
 σ_{VMa} - Tensão de von Mises Alternada
 σ_{VMm} - Tensão de von Mises Média
 σ_a CORRIGIDA - Tensão de von Mises Alternada Corrigida

r – Coeficiente de Goodman, Soderberg e Gerber

b – Coeficiente angular da reta SN

c – Constante que define a posição em que a reta corta o eixo N

D – Dano

W – Energia Dissipada em Ruptura

Listas de Figuras

5	Figura 1.1 – Conjunto Roda de Aço: Aro e Disco
9	Figura 2.1 – Perfil Base e Cotas Associadas
10	Figura 2.2 – Linha Média
13	Figura 2.3 – Teste SAE J328: Fadiga Rotativa do Disco
14	Figura 2.4 – Esquema de Entrada de Dados para Construção do Perfil Base
15	Figura 2.5 – Pontos do Perfil do Disco
15	Figura 2.6 – Reta AB
15	Figura 2.7 – Determinação da Curva BC
15	Figura 2.8 – Curva BC
16	Figura 2.9 – Determinação da Curva CD
16	Figura 2.10 – Curva CD
16	Figura 2.11 – Determinação da Curva DE
16	Figura 2.12 – Curva DE
16	Figura 2.13 – Determinação da Curva EF
16	Figura 2.14 – Curva EF
17	Figura 2.15 – Determinação da Curva FG
17	Figura 2.16 – Curva FG
17	Figura 2.17 – Curva GH
17	Figura 2.18 – Reta HI
17	Figura 2.19 – Perspectiva do Perfil Base
17	Figura 2.20 – Set de Geração
18	Figura 2.21 – Criação da Janela de Ventilação
18	Figura 2.22 – Vista Superior da Figura 2.21

18	Figura 2.23 – Extrusão da Janela de Ventilação
18	Figura 2.24 – Vista Superior da Figura 2.23
18	Figura 2.25 – Determinação da Janela de Ventilação
18	Figura 2.26 – Vista Superior da Figura 2.25
19	Figura 2.27 – Janela de Ventilação
19	Figura 2.28 – Vista Superior da Figura 2.27
19	Figura 2.29 – Malha de Elementos Finitos
19	Figura 2.30 – Vista Superior da Figura 2.29
20	Figura 2.31 – Modelo de Elementos Finitos
24	Figura 3.1 – Bandas de Deslizamento
24	Figura 3.2 – Foto de Intrusões e Extrusões no M.E.V
26	Figura 3.3 – Iniciação de Trinca por Efeito de Fadiga
29	Figura 3.4 – Aço RW-32 e Aço RW-35
30	Figura 3.5 – Diagrama Tensão x Deformação
33	Figura 3.6 – Estágio de Propagação de uma Trinca Típica
34	Figura 3.7 – Máquina de Fadiga por Flexão Cíclica de Wöhler
35	Figura 3.8 – Diagrama SN Teórico
36	Figura 3.9 – Diagrama SN para Aços A-517
36	Figura 3.10 – Diagrama SN (log-log) Teórico
36	Figura 3.11 - Diagrama SN para Comportamento de Aços
37	Figura 3.12 – Limite à Fadiga das Microestruturas dos Aços
38	Figura 3.13 – Amplitude de Tensão
42	Figura 3.14 – Curvas de Correção para o Efeito do Valor Médio
44	Figura 3.15 – Gráfico de Goodman corrigido
53	Figura 4.1 – Geometria da Janela de Ventilação

54	Figura 4.2 – Influência da Geometria na Malha de Elementos Finitos
55	Figura 4.3 – Refinamento da Malha de Elementos Finitos
59	Figura 4.4 – Janelas Impares
59	Figura 4.5 – Janelas Pares
64	Figura 4.6 – Tensão x Posição Angular da Janela de Ventilação
65	Figura 4.7 – Tensão x Número de Janelas de Ventilação
67	Figura 5.1 – Modelo Padrão: Posição Angular 0°
68	Figura 5.2 – Tensão de von Mises (BOT)
68	Figura 5.3 – Tensão de von Mises (TOP)
69	Figura 5.4 – Tensão Normal S_x (BOT)
69	Figura 5.5 – Tensão Normal S_x (TOP)
70	Figura 5.6 – Tensão Normal S_y (BOT)
70	Figura 5.7 – Tensão Normal S_y (TOP)
71	Figura 5.8 – Tensão Normal S_z (BOT)
71	Figura 5.9 – Tensão Normal S_z (TOP)
72	Figura 5.10 – Tensão de Cisalhamento τ_{xy} (BOT)
72	Figura 5.11 – Tensão de Cisalhamento τ_{xy} (TOP)
73	Figura 5.12 – Tensão de Cisalhamento τ_{xy} (BOT)
73	Figura 5.13 – Tensão de Cisalhamento τ_{xz} (TOP)
74	Figura 5.14 – Tensão de Cisalhamento τ_{yz} (BOT)
74	Figura 5.15 – Tensão de Cisalhamento τ_{yz} (TOP)
75	Figura 5.16 – Tensão Principal S_1 (BOT)
75	Figura 5.17 – Tensão Principal S_1 (TOP)
76	Figura 5.18 – Tensão Principal S_2 (BOT)
76	Figura 5.19 – Tensão Principal S_2 (TOP)

83	Figura 5.4 – Máxima Tensão Alternada Equivalente Corrigida
82	Figura 5.3 – Tensão Média e Tensão Alternada
80	Figura 5.2 – Valores de Tensão σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xz} , τ_{xy} , e τ_{yz}
78	Figura 5.1 – Valores de Mínima e Máxima Tensão
62	Figura 4.8 – Resultado da Análise das Tensões Atuantes no Modelo de EF
60	Figura 4.7 – Influência do Parâmetro "Número de Janelas de Ventilação"
58	Figura 4.6 – Teste de Convergência com Coordenada Nodal Definida (2)
57	Figura 4.5 – Teste de Convergência com Coordenada Nodal Definida (1)
56	Figura 4.4 – Grau de Refinamento (Máxima tensão de von Mises)
55	Figura 4.3 – Tempo de Processamento x Tamanho do Elemento
53	Figura 4.2 – Influência do Parâmetro "Raio da Janela de Ventilação"
51	Figura 4.1 – Influência do Parâmetro "Espessura do Disco"
28	Figura 3.2 – Composição Química de Aços Comerciais
27	Figura 3.1 – Propriedades Mecânicas de Aços Comerciais

Listas de Tabelas

77	Figura 5.21 – Tensão Principal S_3 (TOP)
77	Figura 5.20 – Tensão Principal S_3 (BOT)

Listas de Gráficos

52	Gráfico 4.1 – Tensão Equiv. na Janela de Vent. x Espessura da Chapa
52	Gráfico 4.2 – Tensão Equiv. no Disco x Espessura da Chapa
54	Gráfico 4.3 – Tensão Equiv. na Janela de Vent. x Raio da Janela de Vent.
54	Gráfico 4.4 – Tensão Equiv. no Disco x Raio da Janela de Vent.
56	Gráfico 4.5 – Tensão Máx. Equiv. x Grau de Refinamento da Malha de EF
57	Gráfico 4.6 – Tensão Principais (1) x Grau de Refinamento da Malha de EF
57	Gráfico 4.7 – Tensões Normais (1) x Grau de Refinamento da Malha de EF
58	Gráfico 4.8 – Tensões Principais (2) x Grau de Refinamento da Malha de EF
58	Gráfico 4.9 – Tensões Normais (2) x Grau de Refinamento da Malha de EF
60	Gráfico 4.10 – Tensão Equiv. na Janela de Vent. x Número de Janelas Vent.
60	Gráfico 4.11 – Tensão Equiv. no Disco x Número de Janela de Vent.
60	Gráfico 4.12 – Tensão Equiv. de von Mises
63	Gráfico 4.13 – Tensão Principal S_1
63	Gráfico 4.14 – Tensão Principal S_2
63	Gráfico 4.15 – Tensão Principal S_3
63	Gráfico 4.16 – Tensão Normal S_x
63	Gráfico 4.17 – Tensão Normal S_y
63	Gráfico 4.18 – Tensão Normal S_z
63	Gráfico 4.19 – Tensão de Cisalhamento τ_{xz}
63	Gráfico 4.20 – Tensão de Cisalhamento τ_{xy}
63	Gráfico 4.21 – Tensão de Cisalhamento τ_{yz}
85	Gráfico 5.1 – Diagrama SN

Capítulo 1 – Introdução

Ainda nos dias de hoje, apesar de todo o avanço observado nos métodos de cálculo, um projeto de roda automotiva não pode prescindir da necessária experimentação em laboratório, visando, basicamente, a comprovação da vida em fadiga de suas partes estruturais.

Como alternativa, não excludente, à metodologia experimental na execução do projeto de uma roda, surge então o Método dos Elementos Finitos [1]. A utilização deste método confere precisão aos resultados, podendo conduzir a redução significativa dos custos e do tempo necessário para avaliar o comportamento estrutural do produto.

Contudo, o potencial do MEF, como ferramenta cotidiana de projeto, ainda deve ser melhor elaborado, uma vez que a utilização dos programas comerciais demonstram que a interface com o usuário é mais própria para a análise de peças não exageradamente complexas, pois se observa uma infinidade úteis, em essência, de facilidades para a criação de pequenos modelos de geometria simples. Dentre tais facilidades, pode-se destacar a geração automática de malhas, formas simplificadas de aplicação de carregamentos e condições de contorno, além de recursos gráficos avançados para visualização do modelo.

Por outro lado, uma alternativa para modelos mais complexos reside na elaboração de programas computacionais com uso de modelos parametrizados, que automatizem toda a tarefa de preparação de dados. Como exemplo, pode-se citar um programa gerador de modelos de rodas automotivas para as várias configurações de cubo existentes nesse produto.

Desta forma, comparativamente em relação a soluções analíticas simples, aproveitam-se os recursos do MEF para aumentar a confiabilidade dos resultados

obtidos, enquanto a utilização de ferramentas de parametrização permite, não somente, ganho de escala na geração de modelos, como também, na execução expedita de testes de convergência. Como ganho adicional, minimiza-se, também, a incidência dos erros mais comuns, sempre observáveis na elaboração de modelos de Elementos Finitos, garantindo-se maior controle de qualidade na geração da malha e na aplicação de condições de contorno e cargas.

1.1 – Objetivos do Trabalho

O desenvolvimento de um programa de computador na forma ideal, com as características citadas na introdução, não representa um produto definitivamente acabado. Trata-se, isto sim, de uma evolução contínua com desenvolvimento dinâmico que depende de grande interação com o usuário, a fim de aumentar sua aplicabilidade e sua facilidade de uso. Neste contexto, o conhecimento sobre o produto analisado é o embasamento mais importante para sugerir alterações que implementem rotinas eficientes no atendimento aos requisitos do projeto.

É justificada, então, a construção de um programa em constante mutação, uma vez que este não atende de imediato a todas as possibilidades de projeto. A própria utilização da ferramenta representada pelo programa mostrará quais novas atribuições precisam ser adicionadas e quais precisam ser modificadas.

Um objetivo paralelo deste trabalho é permitir a utilização do MEF por engenheiros e projetistas que trabalhem na engenharia do produto, sem a necessidade de que estes profissionais sejam analistas experientados, os quais, por outro lado, muitas vezes conhecem pouco do produto e apesar de ter bons conhecimentos do método numérico, acabam por complicar a solução de engenharia.

Desta maneira, adquira grande importância no programa a interface com o usuário, devendo-se apresentá-la da forma mais próxima possível dos padrões vigentes nos programas de CAD/CAM que já lhe são familiares, minimizando-se o impacto que a maioria dos novos usuários de qualquer programa sofrem.

1.2 – Justificativas do Trabalho

A idéia da utilização de pré-processadores para auxiliar no projeto e no desenvolvimento de produtos, através do Método dos Elementos Finitos, já está razoavelmente difundida, porém, apesar de reduzir o tempo da geração de sucessivas malhas, automatizando o estudo de convergência e facilitando o estudo de alterações geométricas, muitas vezes os pré-processadores dedicados não são utilizados devido ao seu tempo de desenvolvimento. Por isso, para alguns projetos de curto e médio prazo, o desenvolvimento de um pré-processador torna-se inviável.

Com este estudo, pretende-se explorar e difundir a utilização de recursos de parametrização de um programa de Elementos Finitos.

1.2.1 – Pré-processador Genérico

Inicialmente, pensou-se em desenvolver um pré-processador genérico que fosse capaz de gerar modelos para quaisquer programas comerciais de Elementos Finitos, apenas com a mudança do formato de dados de entrada.

Esta abordagem tem a grande vantagem de não depender de um *software* específico, que pode ter custo considerável e nem sempre estar disponível. Paga-se,

entretanto, a desvantagem do custo ponderável de desenvolvimento e adequação do programa aos pré-processadores comerciais.

1.2.2 – Pré-processador Orientado

O *software* comercial ANSYS [16], objeto desta implementação, desde o seu lançamento disponibilizou ferramentas de desenvolvimento paramétricas e personalização da interface gráfica, auxiliando o usuário final e definindo uma estratégia na comercialização do produto.

Os investimentos necessários para o desenvolvimento desta ferramenta de projeto podem ser justificados se forem consideradas as seguintes vantagens:

a) A existência de uma ferramenta desta natureza pode aumentar a quantidade de soluções a serem testadas, pois se reduz o tempo de geração de sucessivas malhas de Elementos Finitos para alterações geométricas realizadas no projeto original;

b) Uma vez definidas as hipóteses que regem o problema, tais como condições de contorno e carregamentos, todos os modelos serão criados sob as mesmas premissas, contribuindo assim para o controle de qualidade das análises;

c) Há uma redução nos custos de mão-de-obra, já que se reduz a demanda por pessoas com a qualificação mais elevada, tal como seria necessário para preparar modelos e analisar resultados segundo o procedimento usual;

d) Torna-se ainda viável otimizar o grau de refinamento da malha, pois uma análise de convergência permite determinar o refinamento ideal para cada etapa do projeto (análises preliminares ou análise final), que fornecerá resultados satisfatórios com o menor custo possível em termos de tempo de processamento;

e) Uma interface amigável possibilita uma maior interação entre profissionais de grande conhecimento do produto, mas de pouco conhecimento no MEF, com profissionais de alto conhecimento no MEF, que normalmente não conhecem bem o produto.

1.3 – Caracterização do Problema

Por razões de caracterização e diminuição do escopo do problema de “Fadiga Rotativa de Disco”, limita-se a presente parametrização a rodas construídas com chapas finas de aço que, na sua grande maioria, são compostas basicamente por aro e disco soldados, formando um conjunto estrutural único conforme ilustração da Figura 1.1.

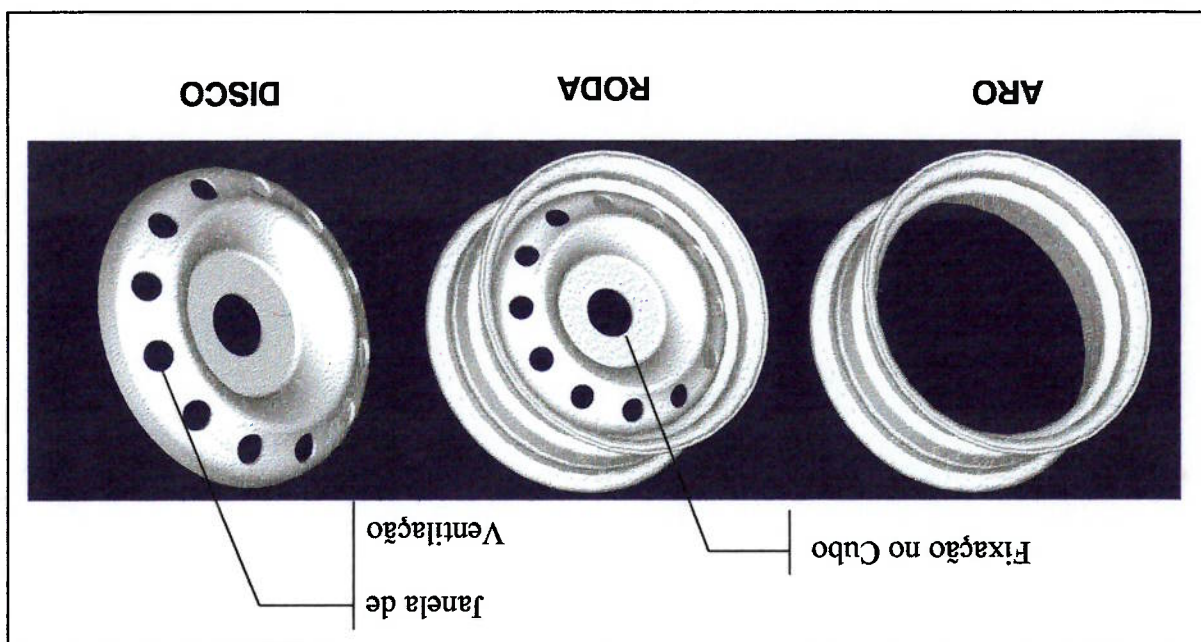


Figura 1.1 – Conjunto Roda de Aço: Aro e Disco

Como "design", tipo de pneu e cargas atuantes são definidas pelas montadoras de automóveis, cabe às empresas fabricantes de rodas adequarem o projeto a tais diretrizes, promovendo, basicamente, a determinação da distribuição de espessuras.

Vale lembrar que os pneus são projetados para assegurar um assentamento adequado ao aro, bem como facilitar a montagem do mesmo, sendo de responsabilidade do fabricante de veículos especificar aros que cumpram estes requisitos [9]. Podemos, portanto, concentrar a parametrização do modelo no componente disco, uma vez que o aro é normalizado em função do pneu. Por outro lado, e em adição, porque comporta maior variedade de alternativas e porque, em termos de vida em fadiga é componente crítico, concentra-se no disco grande parcela de preocupação quanto à resistência da roda.

1.4 – Metodologia de Programação

A metodologia baseia-se na implementação de um programa paramétrico de discretização automática para projeto de produtos customizados, tendo rodas automotivas como presente objeto de estudo.

O programa será implementado em APDL (Ansys Parametric Design Language) [16], linguagem paramétrica desenvolvida pela ANSYS Inc., para possibilitar a integração do usuário com seu *software* comercial baseado no MEF.

Esta linguagem permite dividir o corpo do programa em duas partes: uma estruturada com arquivos, rotinas, funções, variáveis, condicionais, etc., e outra com comandos do programa ANSYS, que permitem acessar diretamente as estruturas de pré-processamento, processamento e pós-processamento.

A utilização dessas duas partes, em conjunto, fornece ao usuário uma interface personalizada sem exigir dele aprofundamento teórico, ao mesmo tempo em que um programa parametrizado para customização do produto é implementado, com uma boa relação entre tempo, qualidade e custo.

Capítulo 2 – Desenvolvimento do Modelo Parametrizado

Dividiu-se o desenvolvimento do programa em três fases distintas: estruturação, projeto e programação, como a seguir descrevemos em detalhes.

2.1 – Estruturação

Na fase da estruturação buscou-se a compreensão do problema e como este poderia ser modelado, levando-se em conta as diferentes formas de programação oferecidas pelo programa ANSYS [16].

A importância desta fase reside na idealização do modelo a ser adotado para execução da programação, definindo as rotinas necessárias e o papel de cada uma delas. A princípio, o pré-processador utilizará duas abordagens, nos quais o programador deverá gerenciar a utilização das seguintes estratégias:

- “Bottom-up”: gera-se a geometria a partir de entidades menores e definem-se as maiores.
Pontos > linhas > áreas > volumes (modelo sólido) > nós > elementos
(Modelo de Elementos Finitos).

- “Top-down”: gera-se diretamente as entidades maiores e o programa gera automaticamente as menores.

A utilização mútua das duas abordagens é a solução adotada para idealizar a estrutura do programa. Utiliza-se a abordagem "Bottom-up" para definir pontos e gerar linhas pertencentes ao perfil do aro. Em seguida, constrói-se um setor rotacionando as entidades geométricas descritas, formando-se então, áreas. A abordagem "Top-down" é utilizada quando se projeta a área da janela de Ventilação sobre as áreas do setor, realizando assim uma operação de intersecção de áreas.

2.2 – Projeto

Definida a estrutura base, passa-se para a fase de projeto, onde se busca conhecer mais a fundo a geometria de roda a ser modelada e as variáveis a esta associada. Para a fase de projeto buscou-se o arranjo estrutural típico de um disco de roda de aço, conforme o esquema geométrico definido na Figura 2.1.

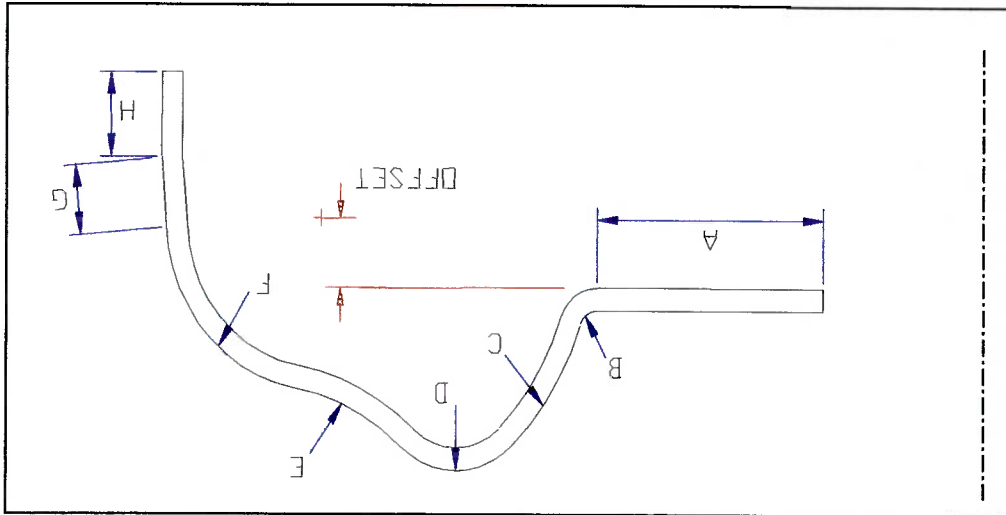


Figura 2.1 – Perfil Base e Cotas Associadas

Assim, considerando “chapa fina”, pode-se idealizar a estrutura da roda por sua superfície de meia espessura, conforme ilustrado na Figura 2.2, inserindo o modelo no contexto do uso de elementos de casca.

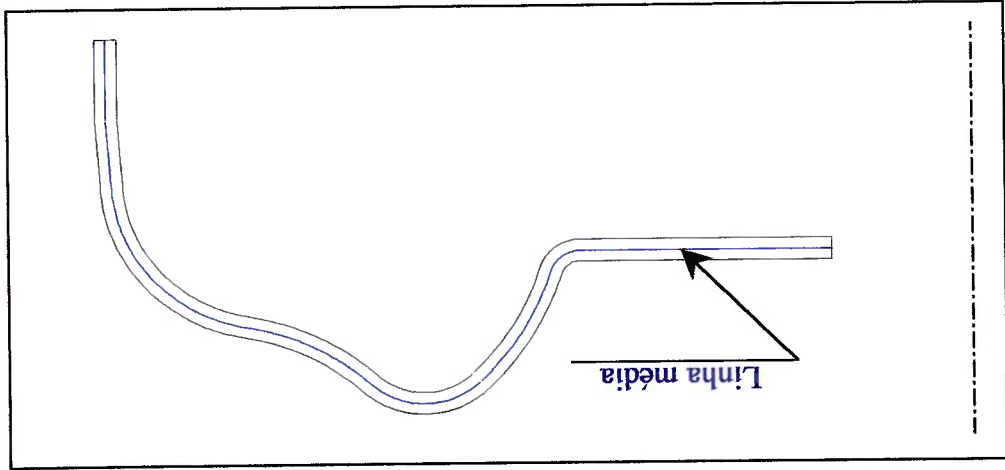


Figura 2.2 – Linha Média

2.2.1 – Teste de Durabilidade

O objetivo principal do Método dos Elementos Finitos é o de poder representar matematicamente o que ocorre no mundo físico, para que a concepção do produto desenvolva-se com segurança nos menores prazos e custos possível.

No caso de rodas automotivas, o critério de segurança na sua utilização, expresso pela mínima probabilidade de falha, quando montada e submetida a condições de carregamento estáticas e dinâmicas, deve ser a condição básica a ser seguida no seu projeto.

O projeto deve ser executado em conformidade com um dado critério de projeto específico, o qual deve levar em consideração os possíveis modos de falha associados à estrutura. Este critério é baseado no cálculo de tensões induzidas pela ação de

carregamentos externos e tem como função regulamentar um certo componente, de forma que o projeto resulte em um sistema estrutural seguro e financeiramente viável.

A previsão do comportamento dos componentes sob a ação de carregamentos estáticos é usualmente executada nas etapas preliminares do projeto, mais especificamente na fase de síntese estrutural, em que são dimensionados considerando carregamentos e coeficientes de segurança adequados, visando previsão dos modos de falha de sorte a evitar que estes ocorram durante condições normais de utilização.

O comportamento dinâmico do componente, caracterizado pela ação de carregamentos externos, que induzem ao efeito de amplificação de tensões, é analisado posteriormente com o objetivo de se avaliar o processo de fadiga.

Atualmente, os modelos de análise de fadiga de um componente ou de uma estrutura, consistem na obtenção da vida teórica comparando com a vida operacional exigida, levando em consideração os fatores de segurança definidos pelo critério de projeto. Estes modelos podem ser apoiados em estudos numéricos computacionais, nos quais a natureza aleatória dos esforços atuantes no componente é conhecida.

Este método de análise probabilística de colapso baseado nos princípios de Análise de Confiabilidade Estrutural [15], ainda é pouco difundido no ramo de componentes automotivos.

Na indústria automotiva, usualmente são executados ensaios de fadiga com componentes retirados aleatoriamente da linha de produção, a fim de avaliar a durabilidade da peça em termos de ciclos de solicitação, que deve ser igual ou superior a um valor pré-definido, o qual caracteriza a vida ideal para este componente.

A fim de levar em consideração a aleatoriedade do carregamento externo, estes ensaios são executados com o componente submetido a uma solicitação externa de magnitude superior ao esperado, quando da utilização normal do mesmo. A solicitação e

ciclagem são derivativas de cada montadora de veículos, podendo variar de montadora para montadora e até mesmo dentro de suas subdivisões, como por exemplo, veículos de passeio, utilitários e comerciais.

Isto posto, buscou-se então, através da Norma SAE J328 [12], condições de contorno e carregamento a serem aplicados na simulação numérica, de sorte a reproduzir em computador as condições de um ensaio normalizado, mais especificamente, o ensaio típico conhecido como "Fadiga Rotativa de Disco", que é esquematizado na Figura 2.3.

No ensaio, a roda sem o pneu é fixada pelo flange do aro, por meio de castanhas, a uma base rotativa enquanto uma carga é transferida através de um eixo parafusado ao cubo de roda. O equipamento, então, é acionado, simulando-se, conservadoramente, uma das condições de uso contínuo do veículo.

O momento fletor M , caracterizado pelo produto força x comprimento do braço, é determinado pela Equação 2.1 para as condições de uso no veículo:

$$M = K \cdot \frac{m_a}{2} \cdot (R_{dm} \cdot \mu + FT) \quad (2.1)$$

onde:

K: coeficiente de segurança.

m_a : carga por eixo.

R_{dm} : Raio dinâmico do pneu – conforme norma técnica do bi-anuário da ALAPA

(Associação Latino Americana de Pneus e Aros) [9].

μ : coeficiente de atrito entre pneu e solo – varia de 0.7 a 1.0, dependendo da

utilização do veículo.

FT: Offset da roda – profundidade de montagem em relação do centro do aro.

O critério de avaliação de desempenho das rodas ensaiadas determina que, para estas serem consideradas aprovadas, devem atingir uma ciclagem mínima sem a ocorrência de trincas ou, em certos casos, podem apresentar trincas desde que inferiores a um certo limite, dependendo da norma de cada montadora de veículos.

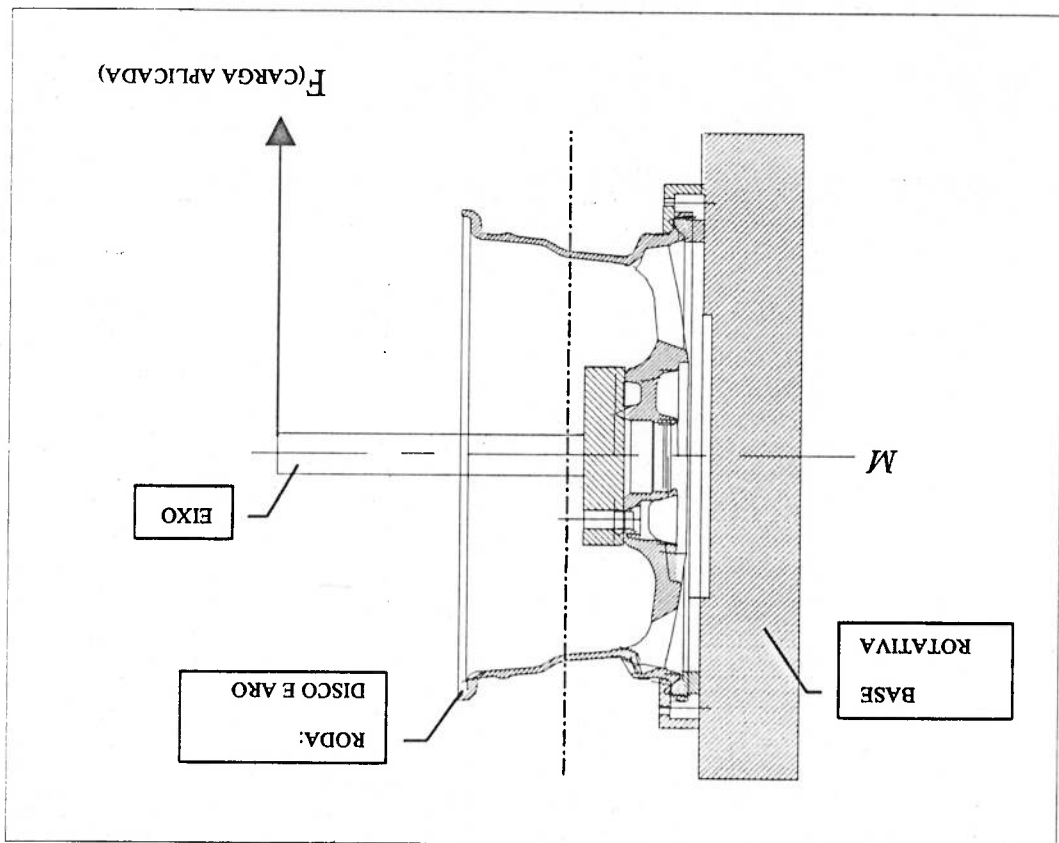


Figura 2.3 – Teste SAE J328: Fadiga Rotativa do Disco

2.3 – Implementação da Parametrização

Nesta etapa abordaremos a implementação das variáveis paramétricas relacionadas à fabricação de rodas de aço sujeitas ao ensaio normalizado SAE J328

[12].

Baseando-se no perfil base e nas variáveis a este associado, conforme ilustrado na Figura 2.1, bem como nas variáveis associadas ao teste de fadiga rotativa do disco, ilustrado na Figura 2.3, definiu-se as variáveis paramétricas a serem utilizadas neste programa.

2.3.1 – Variáveis Paramétricas

- No presente trabalho, temos como dados de entrada os seguintes parâmetros:
- Coordenadas cartesianas dos pontos A, B, C, D, E, F, G, H e I (veja Figura 2.4);
 - Raio da janela de Ventilação;
 - Numero de Janelas de Ventilação (Ângulo do Set de Geração);
 - Espessura do Disco;
 - Tamanho Global do Elemento;
 - Carga aplicada (Momento de Teste).

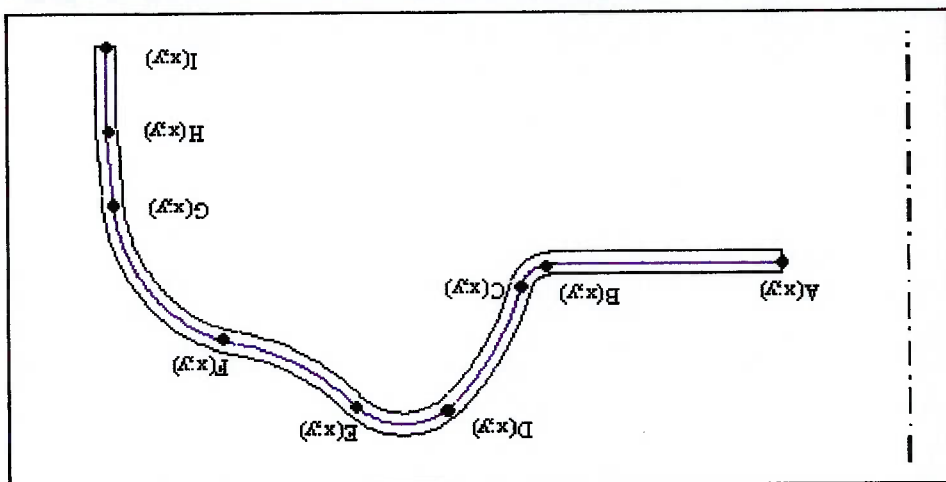


Figura 2.4 – Esquema de Entrada de Dados para Construção do Perfil Base

Definidos abordagem e objetivo do modelo matemático de Elementos Finitos, a

fase de programação ficou reservada a escrever algoritmos e depurar o programa de pré-

processamento paramétrico, buscando-se a consecução das metas ambicionadas.

A geração do modelo inicia-se pela utilização da abordagem “Bottom-up”, já

citada na fase de estruturação do programa, em que se define os pontos do perfil do

disco num sistema de coordenadas cartesianas, conforme indicado na Figura 2.5.

Definidos os pontos, utilizam-se conceitos de geometria [2] para gerar linhas e curvas,

obtendo-se assim o perfil base, conforme descrito na seqüência de Figuras 2.6. a 2.18.

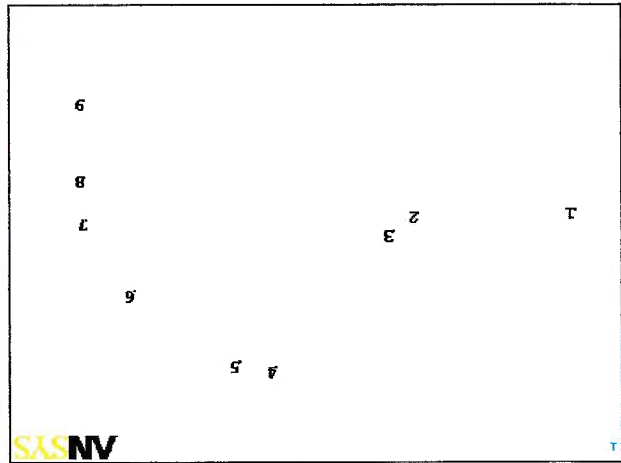


Figura 2.5- Pontos do Perfil do Disco

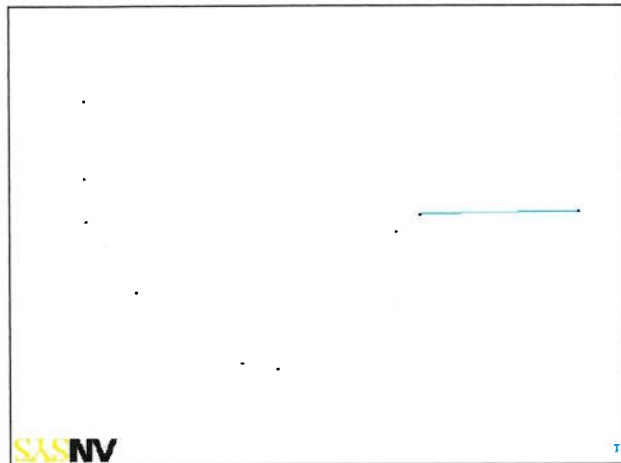


Figura 2.6 - Reta AB

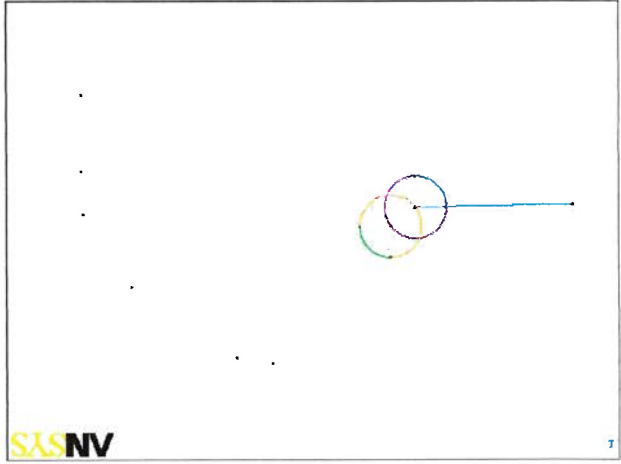


Figura 2.7 - Determinação da Curva BC

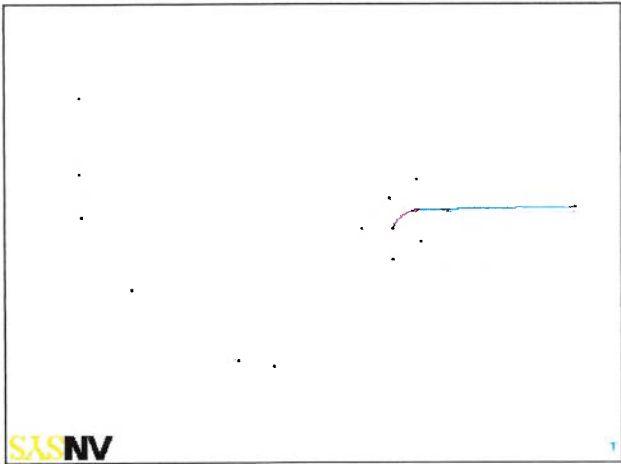


Figura 2.8 - Curva BC

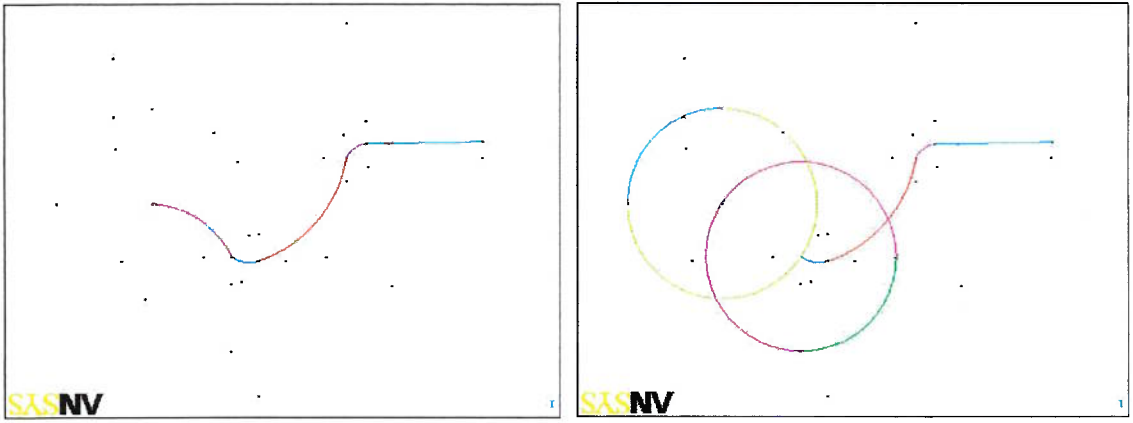
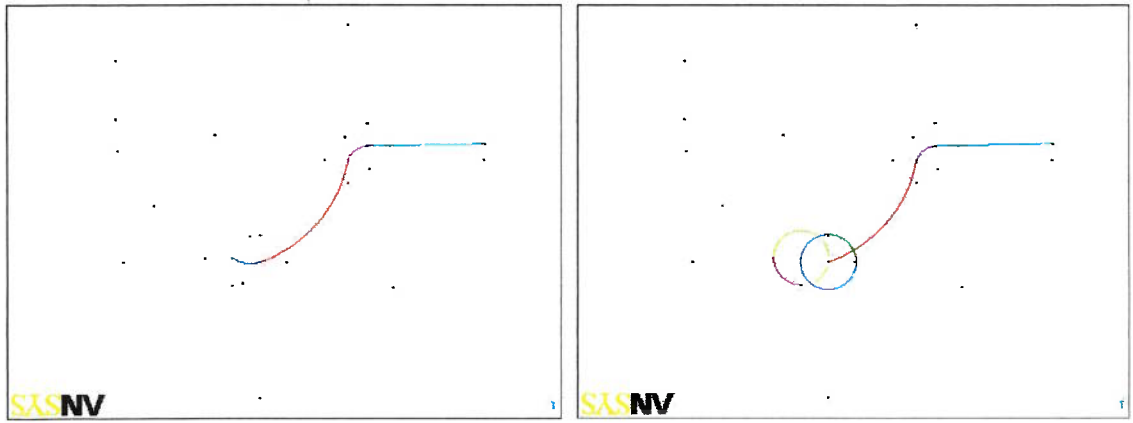
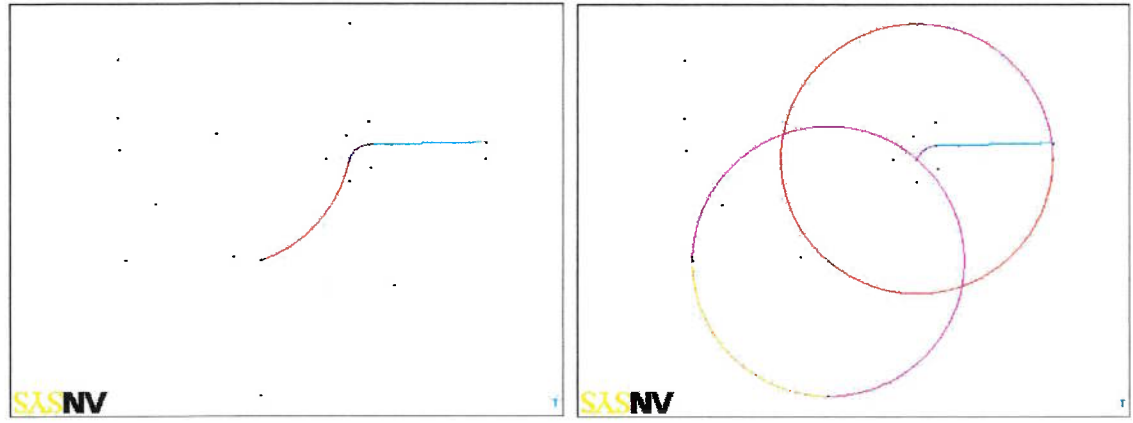


Figure 2.12 – Curva DE

Figure 2.13 – Determinação da Curva EF

Figure 2.14 – Curva EF

NMSYS

NMSYS

NMSYS

NMSYS

NMSYS

NMSYS

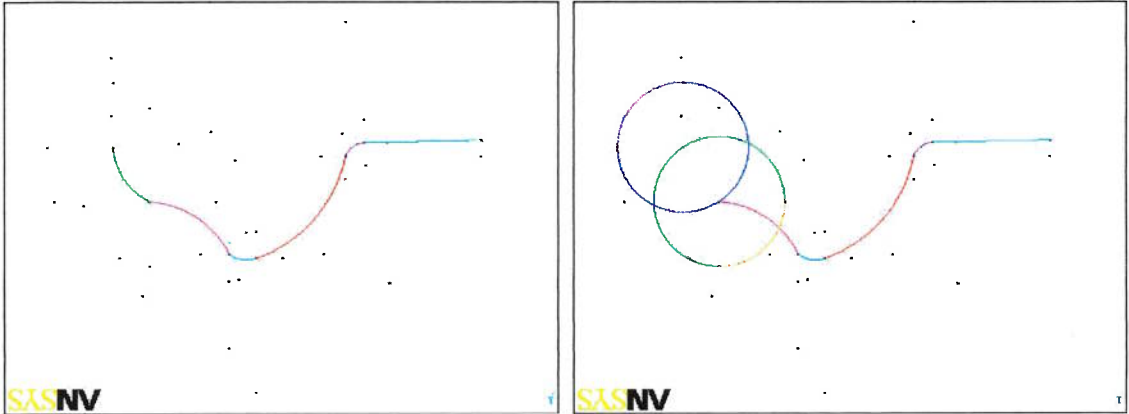


Figura 2.15 – Determinação da Curva FG

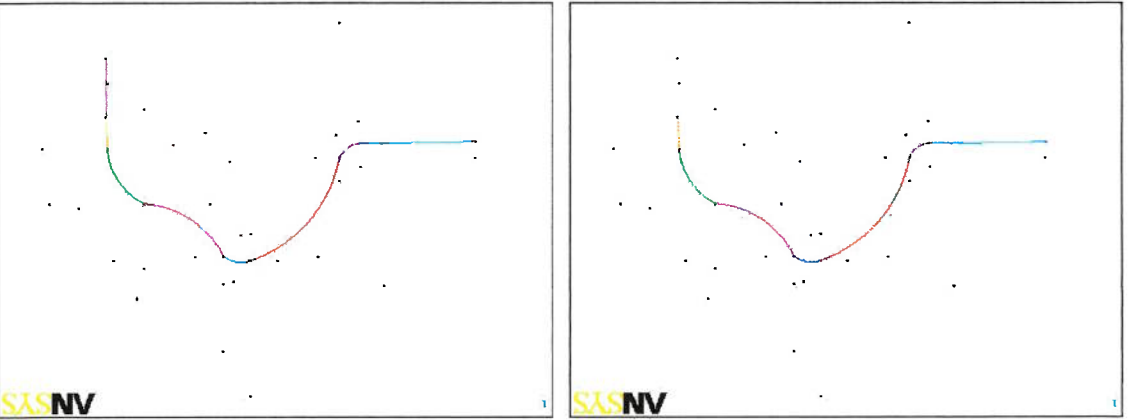


Figura 2.17 – Curva GH

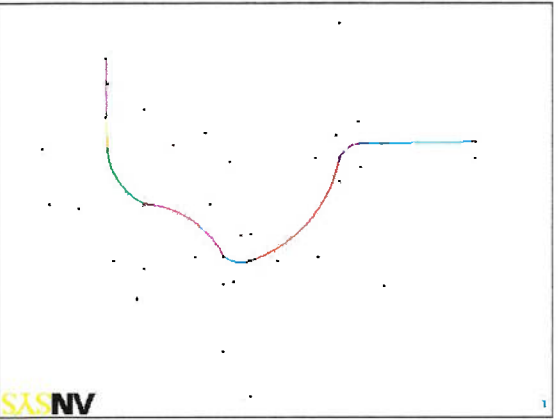


Figura 2.18 – Reta HI

Definido o perfil genérico, constroem-se um *setor base* rotacionando a geometria, construindo-se, assim, automaticamente as áreas conforme seqüência indicada nas Figuras 2.19 e 2.20.

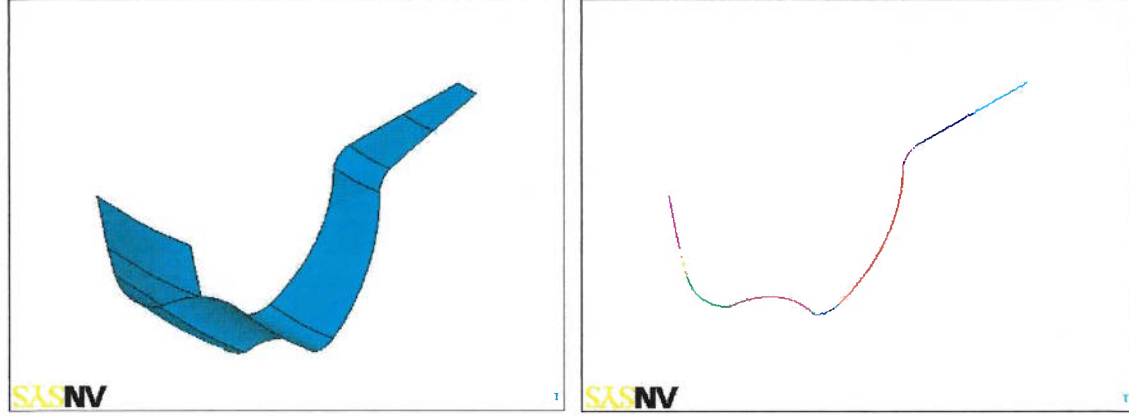


Figura 2.19 – Perspectiva do Perfil Base

Figura 2.20 – Set de Geração

O próximo passo consiste na elaboração da geometria da janela de ventilação sobre o setor base, utilizando-se o princípio de criação, conforme ilustrado na sequência

de Figuras 2.21 a 2.28.

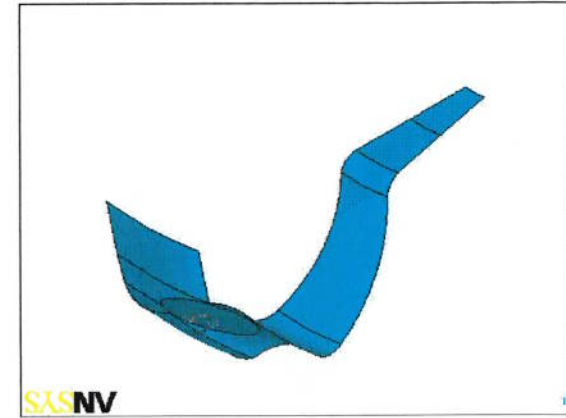


Figura 2.21 – Criação da Janela de Ventilação

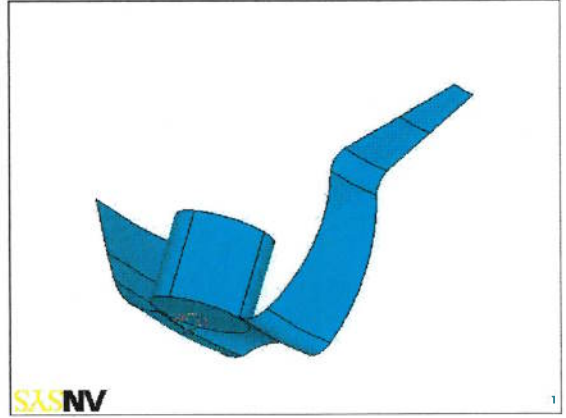


Figura 2.23 – Extrusão da Janela de Ventilação

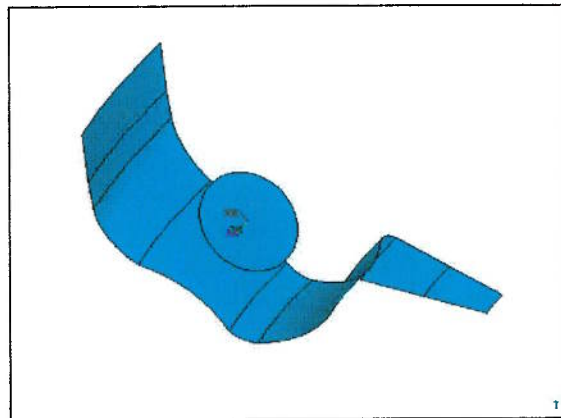


Figura 2.22 – Vista superior da Fig. 2.21

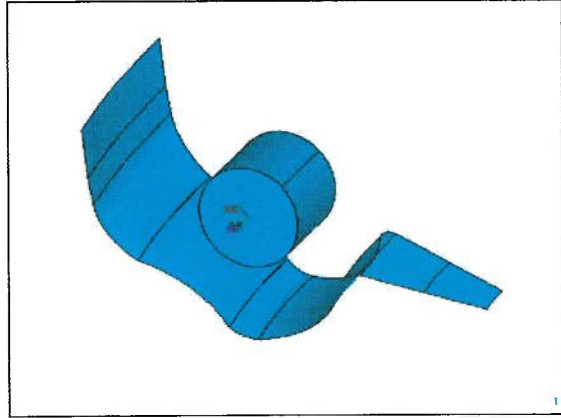


Figura 2.24 – Vista superior da Fig. 2.23

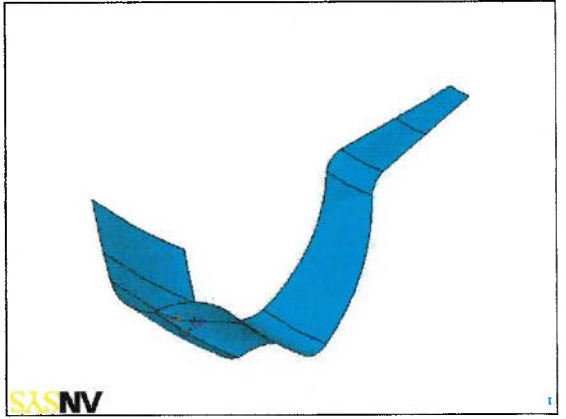


Figura 2.25 – Determinação da Janela de Ventilação

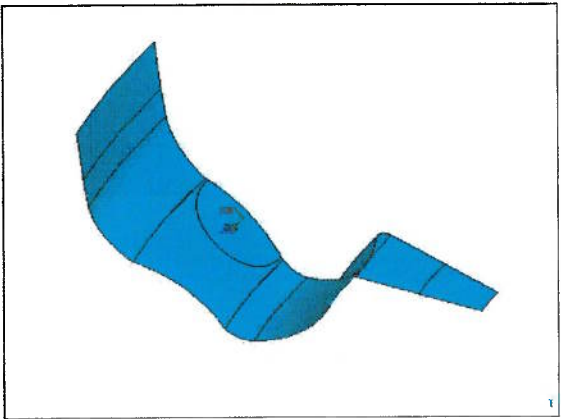


Figura 2.26 – Vista superior da Fig. 2.25

Neste contexto, uma biblioteca contendo algumas geometrias de janelas de ventilação pode ser paulatinamente criada, facilitando e agilizando novos projetos. Observa-se que as cotas referenciadas na Figura 2.19 são parametrizadas, podendo o usuário interagir com o programa nas fases anteriores ou posteriores à criação da malha. Finalmente, por repetições do setor base, gera-se, então, o modelo completo da roda, conforme ilustrado na Figura 2.31.

Figura 2.29 – Malha de Elementos Finitos

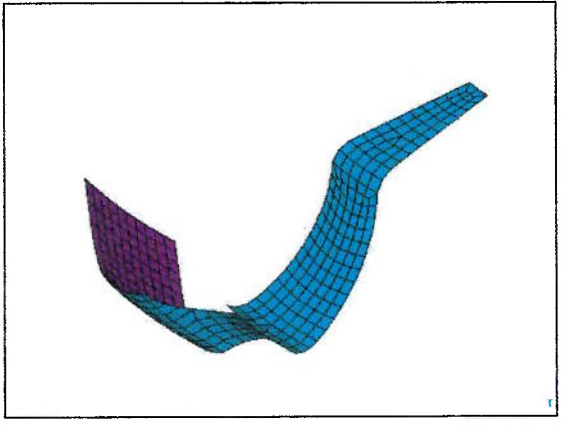


Figura 2.30 – Vista superior da Fig. 2.29

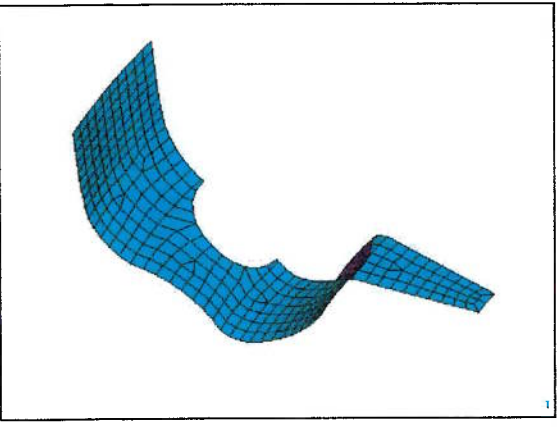


Figura 2.27 – Janela de Ventilação

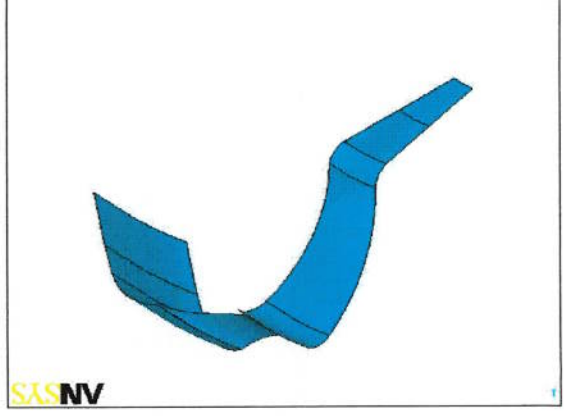


Figura 2.28 – Vista superior da Fig. 2.27

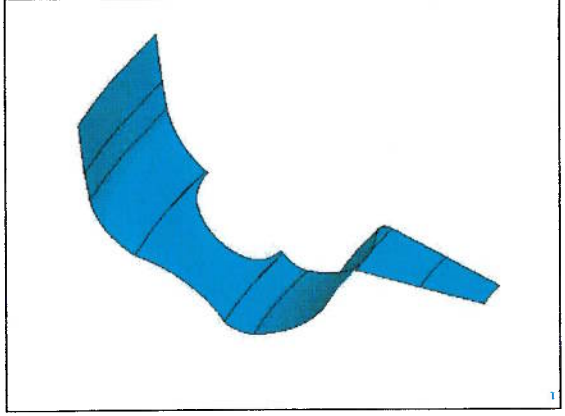
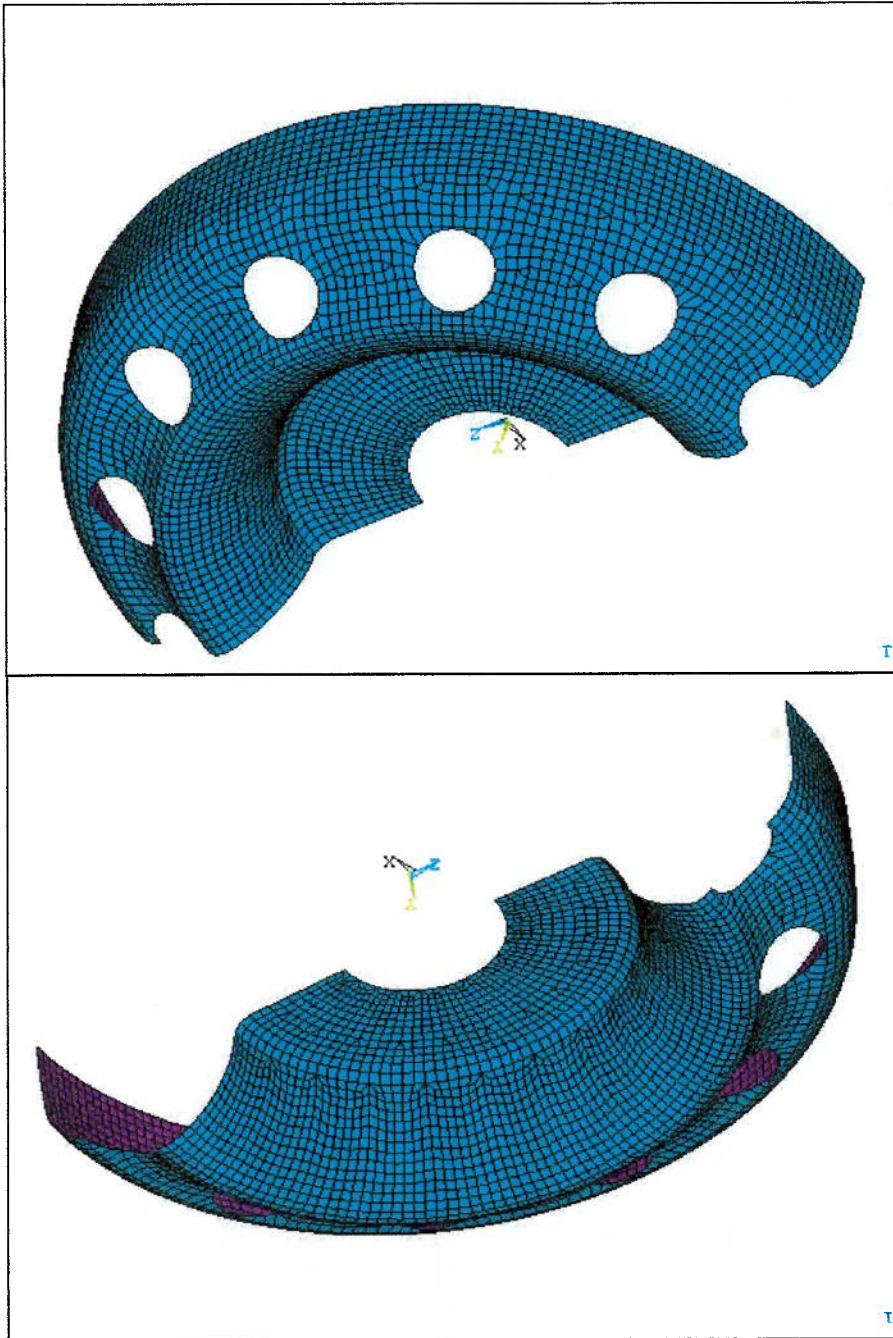


Figura 2.31 – Modelo de Elementos Finitos



Capítulo 3 – Efeito da Vida em Fadiga

Em qualquer tipo de análise de estruturas, o resultado do cálculo deve ser

comparado com algum parâmetro disponível, de sorte a estabelecer a aceitabilidade do comportamento estrutural. Em uma análise estática, por exemplo, as tensões obtidas costumam ser confrontadas com a tensão de escoamento do material, obtida num ensaio simples, em condições substancialmente diversas daquelas enfrentadas pela estrutura.

Assim, temos, por um lado, os resultados da análise que, como consequência das hipóteses adotadas na teoria, representam uma aproximação daquilo que se acredita ser o comportamento da estrutura e de outro os limites nominais permissíveis, aos quais se espera que em uma estrutura bem projetada venha a satisfazer.

3.1 – Análise da Fadiga

É fato certo que, num teste de flexão cíclica, o componente testado fica sujeito as condições de carga que produzem tensões alteradas, podendo vir a romper sob estado de solicitação consideravelmente menos severo do que aqueles que causariam ruptura em condições de carga constante. A fadiga pode ocorrer mesmo que os picos de tensões alternadas sejam substancialmente menores do que limite de escoamento do aço estrutural.

Este fenômeno, de comprometimento da resistência por ação da flutuação do valor das tensões, é o que se chama de “fadiga”.

Segundo a ASTM (“American Society for Testing and Materials”) [10] [11] fadiga é “O processo de mudança estrutural permanente, localizada e progressiva, ocorrendo em materiais sujeitos a condições que produzem flutuações de tensões e deformações em algum ponto, ou pontos, os quais podem culminar em trincas ou fratura completa após um número suficiente de flutuações”.

3.1.1 – Características da Fadiga

Como principais fatores que caracterizam o processo de fadiga, podemos citar:

- a) Falhas localizadas, progressivas e cumulativas;
- b) A maioria das falhas mecânicas súbitas que ocorrem na prática é causada por fadiga;
- c) A geração e a propagação da trinca não provocam mudanças evidentes no comportamento da estrutura;
- d) Em geral não há avisos prévios de falha iminente;
- e) O dano é geralmente restrito à região crítica da peça;
- f) A detecção da falha é trabalhosa: deve-se localizar o ponto onde o trinçamento está ocorrendo;
- g) A gerência estrutural requer inspeções periódicas.

3.1.2 – Origem da Fadiga

O fenômeno da fadiga relaciona-se com a existência de fissuras microscópicas que, por ação dos esforços cíclicos, com efeitos amplificados pela elevada concentração

de tensões, propaga-se pelo interior do material, ganhando dimensões macroscópicas: ruptura frágil progressiva.

O processo de fadiga corresponde basicamente ao processo de nucleação de uma trinca na superfície de um componente mecânico sujeito à ação de um carregamento cíclico, bem como sua propagação sob a ação do mesmo carregamento até um tamanho crítico que cause a sua ruptura.

3.1.3 – Fenomenologia Típica

Tipicamente, o fenômeno desenvolve-se observando os seguintes fatores:

a) Trincamento por fadiga é provocado pela repetição das cargas alternadas, e depende da sua gama;

b) A iniciação típica das trincas em peças metálicas é causada por $\Delta\sigma$ que gera a movimentação cíclica de discordância que se agrupam em células e formam “bandas de deslizamento” persistente, as quais levam à geração de intrusões e extrusões na sua superfície, conforme indica as Figuras 3.1 e 3.2;

c) Pode-se pensar nestes micromecanismos como um problema de “plasticidade cíclica localizada”. Na prática, o processo de fadiga quase sempre ocorre a partir da raiz de um entalhe concentrador de tensão.

As trincas de fadiga iniciam-se em bandas de deslocamento locais e tendem, inicialmente, a crescer em um plano de máxima tensão de cisalhamento. Conforme as oscilações das tensões continuam, as trincas por fadiga tendem a se expandir ao longo dos planos de máxima tensão de tração. A linha de propagação da trinca tende a formar um "zig-zag" e cresce perpendicularmente a tensão de tração.



Figura 3.2 – Foto de Intrusões e Extrusões no M.E.V.

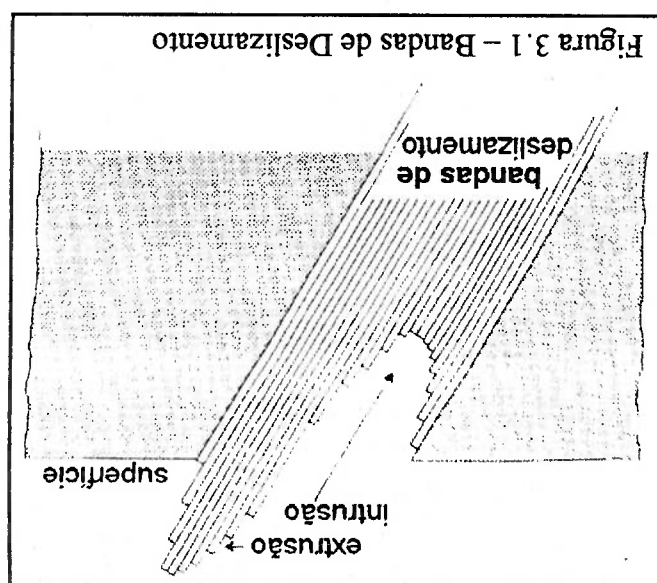


Figura 3.1 – Bandas de Deslocamento

3.1.4 – Fatores que Afetam a Vida em Fadiga

O comportamento em fadiga da estrutura é afetado por fatores outros, que não

dizem respeito diretamente, ao valor do carregamento dinâmico aplicado, tais como:

a) Propriedades físicas, mecânicas e composição química do material;

b) Métodos de fabricação;

c) Tamanho dos grãos;

d) Rugosidade superficial;

e) Recobrimento;

f) Corrosão;

g) Geometria e dimensões da estrutura;

h) Tensões residuais, tensões estáticas e concentração de tensões;

i) Casos prévios de solicitação.

Na prática, o processo de fadiga quase sempre ocorre a partir da raiz de um

entalhe concentrador de tensão e a iniciação da trinca (vide figura 3.3) é controlada pela

gama de variação das tensões (von Mises) atuantes naquele ponto quando as solicitações

cíclicas são baixas (e a vida é longa). Este processo é muito influenciado pelos detalhes:

a) Das propriedades mecânicas do material;

b) Do acabamento superficial;

c) Do gradiente das tensões atuantes;

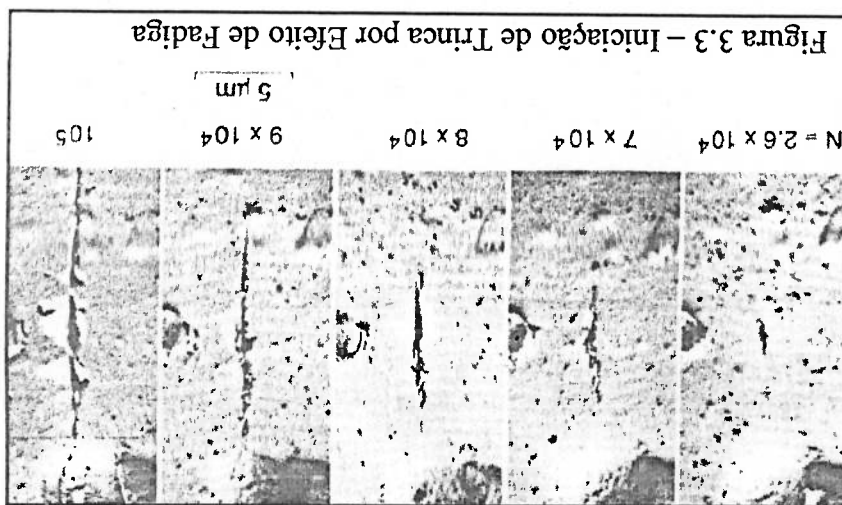
d) Do estado de tensões residuais;

e) Superfície da raiz do entalhe.

Quando as cargas são altas (há escoamento cíclico e a vida é curta), o principal parâmetro controlador da resistência à fadiga é a ductilidade do material, e os detalhes superficiais têm menos importância; neste caso vale a pena considerar a gama das deformações como a iniciadora das trincas.

Com isto, percebe-se claramente a complexibilidade do estudo da fadiga na tentativa de se estabelecer parâmetros de análise. Não existe, evidentemente, formulação analítica disponível que relacione precisa e completamente tais fatores com a vida em fadiga, mesmo porque muitos deles são dificilmente equacionáveis.

O impasse é contornado pela realização de estudos, através de ensaios normalizados, que definem a vida em fadiga para vários níveis e configurações de solicitação. Evidentemente, ensaios realizados em condições ideais, não reproduzem o comportamento real do material quando na estrutura. Porém, mesmo assim, desde que se tenha conhecimento da existência desta limitação, nada impede que se tomem os resultados dos ensaios como limites nominais para a vida em fadiga da peça estrutural.



3.1.5 – Influência das Propriedades do Material

Devido à importância das Propriedades Mecânicas e Composição Química do material na vida em fadiga, a seguir, será feita uma breve apresentação destes tópicos.

3.1.5.1 – Influência das Propriedades Mecânicas do Material

As propriedades mecânicas são características do material que determinam seu comportamento quando submetido a esforços mecânicos.

Para que se possa avaliar e definir qual material apresentará o melhor desempenho dentro da utilização do componente, torna-se necessário o conhecimento de determinadas propriedades mecânicas dos materiais disponíveis comercialmente. Podemos visualizar alguns aços utilizados na fabricação de rodas conforme tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Tabela das Propriedades Mecânicas de Aços Comerciais

Qualidade de Aços Comerciais	Limite de escoamento		Limite de Tração		Alongamento Dobramento % (Min.)
	Min.	Max.	Min.	Max.	
RW-30	190	340	300	450	28
RW-32	210	340	320	470	26
RW-35	230	340	390	520	22
RW-450	350	450	450	570	25
SAE1010	180	-	320	-	-
SAE1012	180	-	330	-	-
SAE1015	190	-	340	-	-
LNE38	380	530	460	600	18

3.1.5.2 – Composição Química do Aço

A Tabela 3.2 indica a composição química de alguns aços comerciais utilizados

na fabricação de rodas.

Qualidade de Aços Comerciais	Composição Química (%)														
	C	Mn	Si	P	S	Al	Nb	N	Outros	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.
RW-30	0,080	0,130	0,300	0,600	-	0,100	-	0,030	-	0,035	0,010	0,080	-	-	0,009
RW-32	0,100	0,150	0,300	0,600	-	0,100	-	0,030	-	0,035	0,010	0,080	-	-	0,009
RW-35	0,120	0,180	0,400	0,800	-	0,100	-	0,040	-	0,040	0,010	0,080	-	-	0,009
RW-450	-	0,012	-	0,800	-	-	-	0,025	-	0,015	0,010	0,070	0,016	0,050	0,009
SAE1010	0,080	0,130	0,300	0,600	-	0,100	-	0,030	-	0,035	0,020	-	-	-	0,009
SAE1012	0,100	0,150	0,300	0,600	-	0,100	-	0,030	-	0,035	0,020	-	-	-	0,009
SAE1015	0,120	0,180	0,300	0,600	-	0,100	-	0,030	-	0,035	0,020	-	-	-	0,009
LNE38	-	0,130	-	1,100	-	0,035	-	0,030	-	0,030	0,020	-	-	0,120	0,009

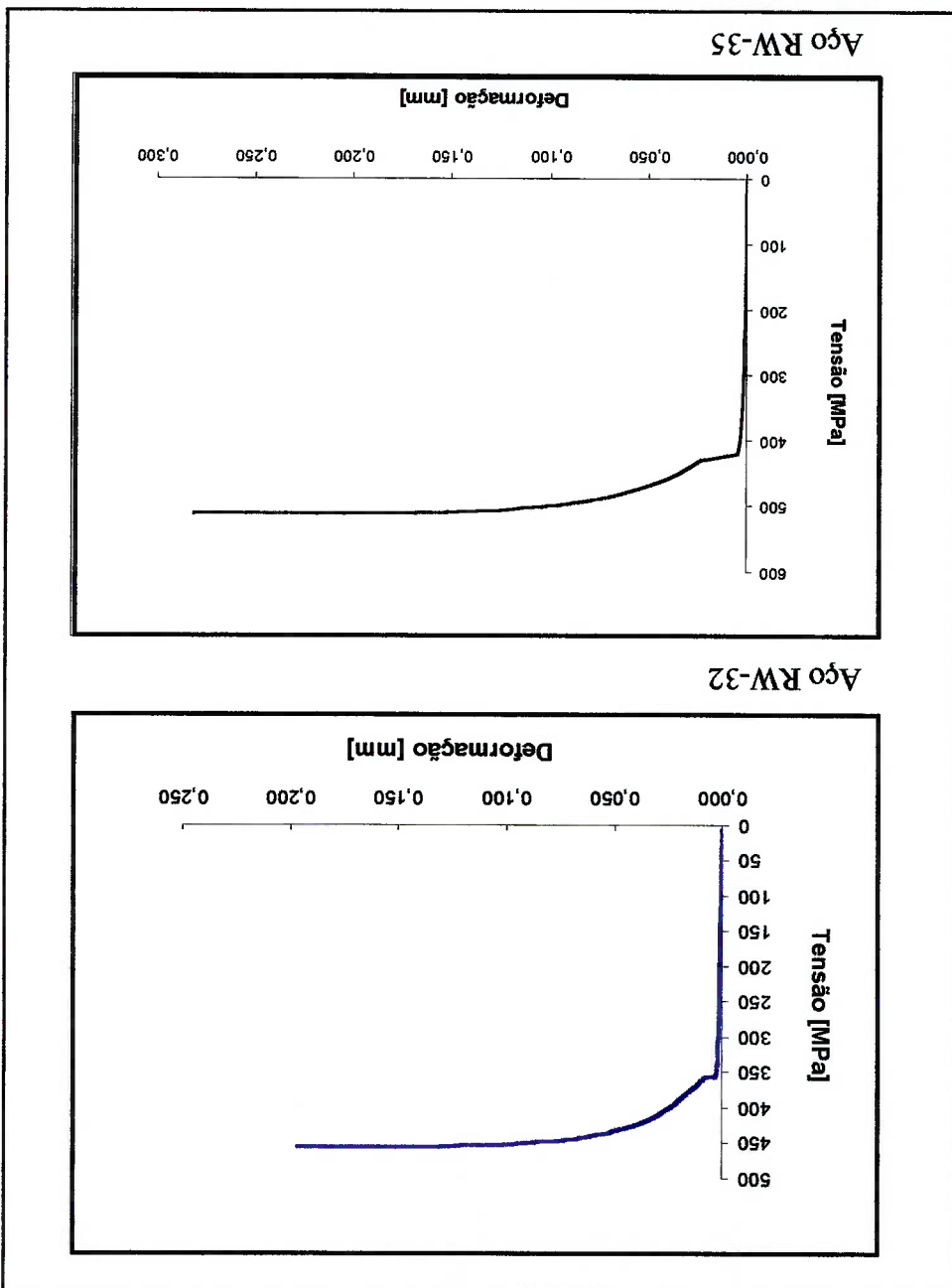
Tabela 3.2 – Tabela de Composição Química de Aços Comerciais

3.1.5.3 – Resistência ao Escoramento e à Tração

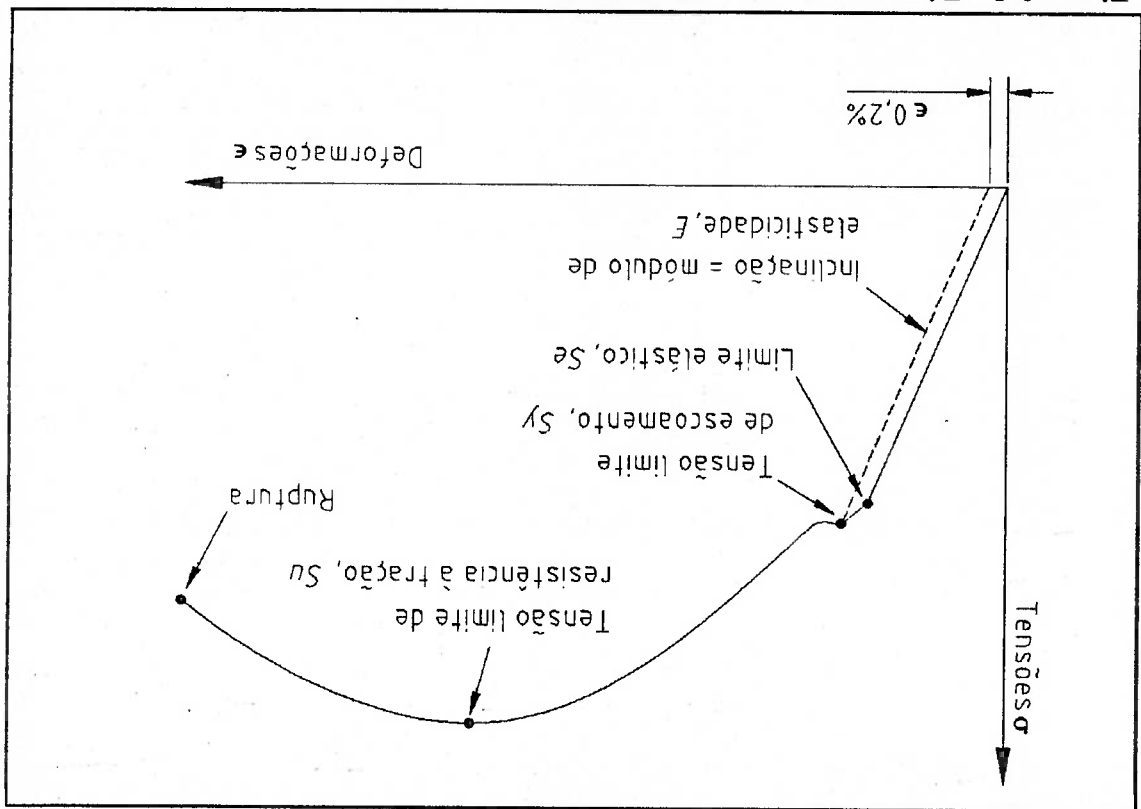
Os materiais dúcteis apresentam duas fases distintas quanto à deformação: deformação *elástica* ou *reversível* e *deformação plástica* ou *permanente*. Este comportamento destaca-se quando um ensaio simples de tração é realizado num corpo de provas normalizado [6]. Pode-se visualizar resultados de medições experimentais para aços comerciais na Figura 3.4.

No gráfico apresentado, o eixo das ordenadas representa a tensão atuante sobre o corpo de provas. Este valor é calculado ao dividir-se a força de tração atuante pela área nominal da seção transversal do corpo de provas. O eixo das abscissas representa a deformação ϵ , ou alongamento, a qual é obtida dividindo-se a variação da seção pelo comprimento inicial do corpo de provas.

Figura 3.4 – Ensaio de Tração



Ao observarmos a Figura 3.5, os valores que estão quantificados como propriedades dos materiais são S_e (Tensão Limite de Elasticidade), S_y (Tensão Limite de Escaldamento - "Yield") e S_u (Tensão Limite de Resistência à Tração - "Ultimate"). O valor de S_e é o limite para qual o material analisado resiste a esforços externos com comportamento elástico, e o valor de S_u determina qual o ponto máximo antes que o material sofra ruptura [3].



Na região onde o comportamento elástico é observado, as deformações são reversíveis, não ocasionando deformações permanentes na estrutura cristalina do material. A região de comportamento elástico é limitada pela tensão S_y , a qual determina uma deformação permanente de aproximadamente 0.2% do comprimento inicial do corpo de provas após a retirada do carregamento.

Na região deformada plasticamente, ou seja, onde a deformação é permanente, após a retirada do carregamento observa-se uma deformação maior que 0.2% do comprimento inicial.

Na determinação da curva de tensões x deformações, o corpo de provas é submetido a um ensaio de tração em que a deformação é progressiva, ao passo que o valor da tensão é determinado pela divisão da força atuante pela área inicial de sua seção transversal.

Podemos salientar que o material ao atingir um nível de deformação consideravelmente superior ao limite elástico, a tensão de engenharia calculada pode divergir significativamente da tensão real atuante no corpo de provas, uma vez que após sua deformação plástica, o corpo de provas pode estar sujeito a uma abrupta variação de sua seção transversal.

3.2 – Corrente do Projeto à Fadiga

O dimensionamento à fadiga é similar a uma corrente cujos três primeiros elos (Geometria, Carregamento e Propriedades) dependem de informações experimentais, e os três últimos (Análise de Tensões, Análise das Trinças e Análise do Dano) de formação teórica.

A seguir, podemos visualizar os elos da corrente de Projeto:

a) Dimensões Geométricas (incluindo principalmente as dos entalhes e das trinças, se presentes);

b) Cargas de Serviço (devem ser medidas e não estimadas);

c) Propriedades Mecânicas (também devem ser medidas);

d) Análise das Tensões (nos pontos críticos, geralmente raízes de entalhes, para prever

a iniciação das trinças);

e) Análise das Trincas (para prever a sua propagação, segundo os conceitos da Mecânica da Fratura);

f) Análise do Dano (o modelo Ramberg-Osgood/Neuber/Coffin-Manson/Miner);

A erudição académica não pode substituir os testes, nem se pode fazer previsões confiáveis a partir de modelos incorretos: a qualidade final do projeto é controlada pelo pior dos elos.

Devido a isto, o problema do dimensionamento à fadiga deve ser tratado de uma forma multidisciplinar, para que seja possível otimizar o processo.

3.3 – Métodos de Dimensionamento à Fadiga

As metodologias tradicionais de projeto à fadiga podem ser divididas em três grupos:

a) Método SN ou de Wöhler, que relaciona a história das tensões (macroscopicamente elásticas) atuantes na raiz do entalhe testadas sob carregamento simples, como flexão rotativa ou alternada;

b) Método ϵN ou de Coffin-Manson, que reconhece as deformações elastoplásticas cíclicas atuantes no ponto crítico da peça, geralmente testada sob tração-compressão;

c) Método da/dN ou de Paris, baseado nos conceitos da Mecânica da Fratura, que é usado para quantificar a propagação das trincas à fadiga.

Como regra geral, o método SN só deve ser aplicado quando as máximas tensões atuantes nos pontos críticos da peça forem menores que a resistência ao escoamento cíclico do material, já que a análise de tensões usada neste método é linear elástica. Ao contrário do ϵN , o SN não considera de forma explícita os efeitos plásticos cíclicos

eventualmente presentes nas raízes dos entalhes e, como o eN, não reconhece a presença de trincas. Podemos visualizar o diagrama esquemático dos três métodos na Figura 3.6.

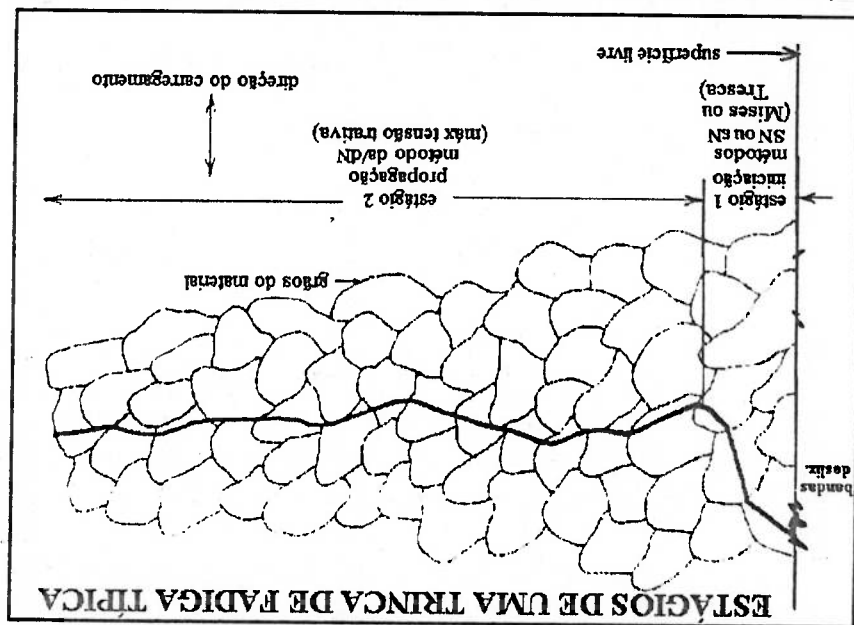


Figura 3.6 – Estágio de Propagação de uma Trinca Típica

Logo, método SN é somente apropriado às previsões das vidas longas (de iniciação de trincas à fadiga), mas o método é simples e possui uma série de vantagens, que o tornam confiável na maioria dos casos práticos de dimensionamento mecânico à fadiga:

a) Conta com um vasto banco de dados;

b) Há uma grande experiência acumulada com seu uso;

c) Preserva o princípio da superposição;

d) É computacionalmente muito mais simples e rápido que o eN;

e) Pode ser sintetizado numa única equação de projeto, que engloba todas as informações necessárias.

3.4- Definição do Critério Adotado: Método SN

O ensaio normalizado de fadiga mais comum é o de fadiga por flexão rotativa de Wöhler, em que um corpo de provas é submetido a um carregamento e posto a girar, ficando sujeito a uma tensão cíclica alternada entre tração e compressão. Estas tensões apresentam magnitudes absolutas iguais, e é sobre esta condição que o processo de fadiga sobre o corpo de provas ocorre.

Este ensaio consiste em submeter um corpo de prova a solicitações de flexão, enquanto o mesmo é girado em torno de um eixo, por um sistema motriz com contagiros, numa rotação determinada e constante, conforme indicado na Figura 3.7.

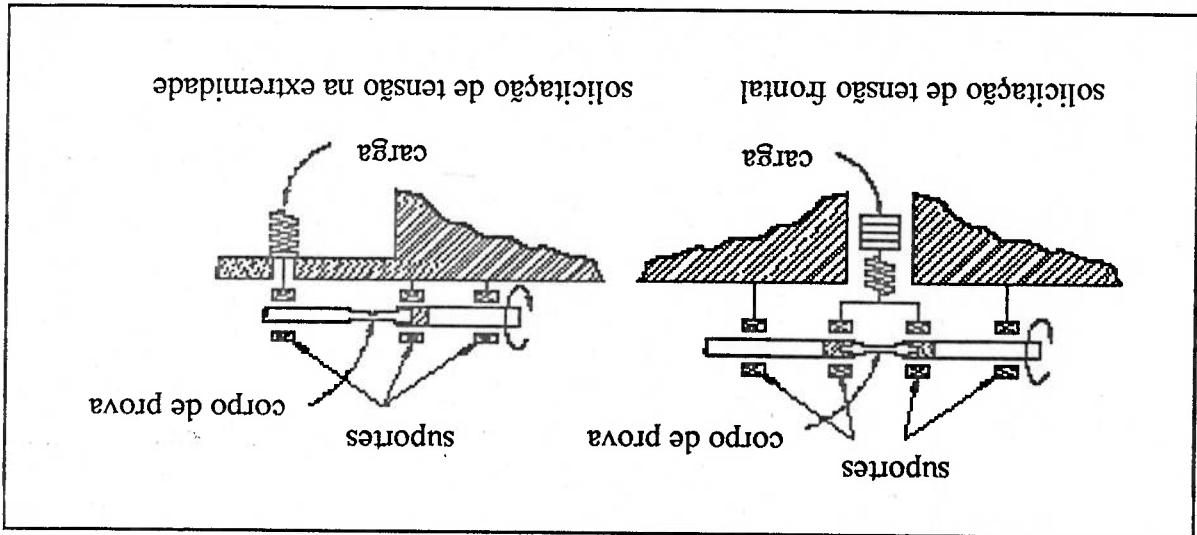


Figura 3.7 – Máquina de Fadiga por Flexão Cíclica de Wöhler

Os aparelhos de ensaio de fadiga são constituídos por um sistema de aplicação de cargas, que permite alterar a intensidade e o sentido do esforço, por um contador de número de ciclos. O ensaio é realizado de diversas maneiras, de acordo com o tipo de solicitação que se deseja aplicar.

O corpo de prova deve ser usinado e ter bom acabamento superficial, para não prejudicar os resultados do ensaio. A forma e as dimensões do corpo de prova variam, e constituem especificações do fabricante do equipamento utilizado. O ambiente onde é feito o ensaio também é padronizado.

A curva SN é obtida pela sucessão de testes de fadiga, similares ao descrito acima, com carregamentos que geram tensões alternadas de diferentes valores absolutos e para que se possa ter uma previsão de vida em fadiga faz-se necessário à realização de uma bateria de ensaios.

Pode-se visualizar na Figura 3.8 o comportamento geral da curva de fadiga para aços. Neste esquema, o eixo das ordenadas representa a tensão alternada e no eixo das abcissas a ciclagem correspondente.

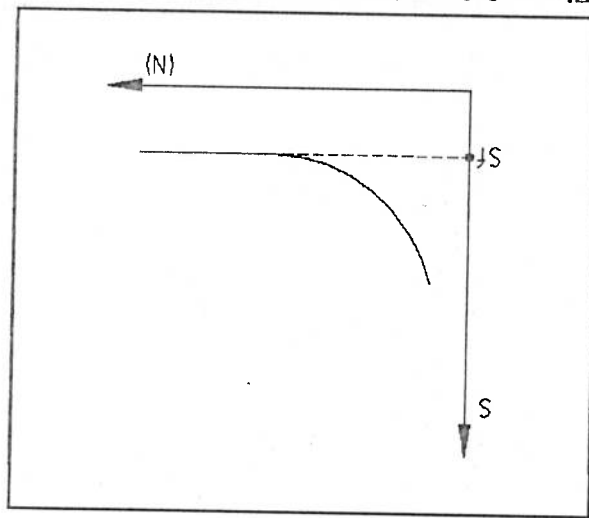


Figura 3.8 – Diagrama SN Teórico

Observa-se que abaixo de um certo valor, a vida em fadiga para o aço apresenta-se infinita. O ponto que determina a vida infinita é denominado “knee-point” (cotovelo) e é marcado por não proporcionar um aumento na vida do componente diminuindo-se a tensão alternada. Podemos visualizar na Figura 3.9 o gráfico do limite à fadiga de um aço comercial.

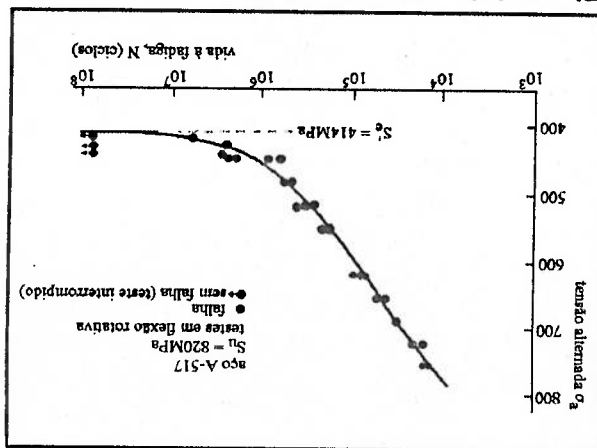


Figura 3.9 – Diagrama SN para aços A-517

A Figura 3.10 representa o comportamento da curva SN (compreendida entre 10^3 e 10^6) para a maioria dos aços (aços carbonos). Visualizamos na Figura 3.11 o gráfico do limite à fadiga para aços comerciais.

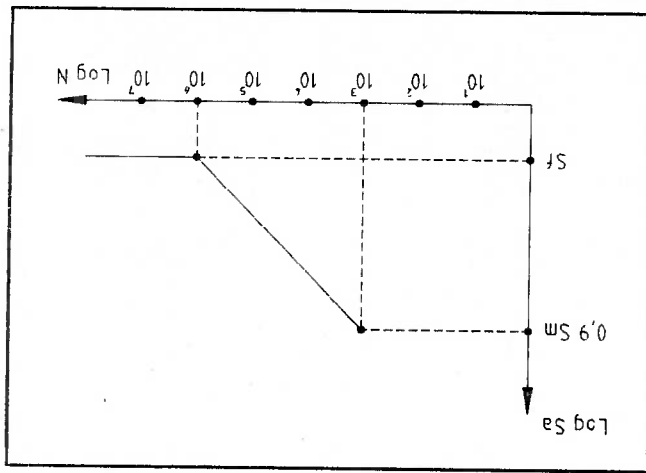


Figura 3.10 – Diagrama SN (log-log) teórico

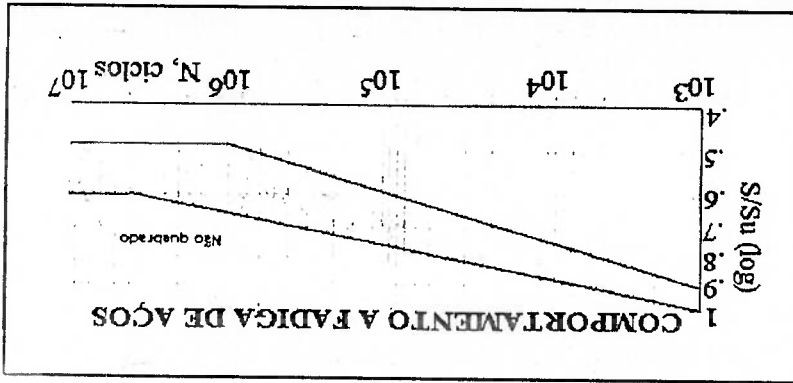


Figura 3.11 - Diagrama SN para Comportamento de Aços

Uma vez conhecidos os limites de resistência à tração e de fadiga do material, pode-se ter uma boa estimativa para a curva SN do material empregado. Para os aços em geral, autores como Juvinall [8] e Shigley [5] recomendam a estimagação da curva SN a partir do limite de fadiga corrigido, ou seja, o limite de resistência à fadiga "SF" para 10^3 ciclos corresponde a 90% da tensão limite de resistência à tração "Su", obtido através do ensaio de tração (curva tensão x deformação), e para 10^6 ciclos, tem-se o limite de fadiga "SF".

Geralmente obtemos a seguinte proporção:

$$S_f(10^3) = 0.9 S_u$$

$$S_e(10^6) = k_a k_b k_c \dots 0.5 S_u, \text{ se } S_u < 1400 \text{ MPa, ou}$$

$$S_e(10^6) = k_a k_b k_c \dots 700 \text{ MPa, se } S_u > 1400 \text{ MPa}$$

Os diversos fatores k_i [7] quantificam o efeito de todos os parâmetros que podem afetar a vida em fadiga da peça, quando comparada com a dos corpos de provas padrão, e, geralmente são: *acabamento superficial, gradiente de tensões (ou tipo de carregamento, tamanho e sensibilidade ao entalhe), temperatura e confiabilidade.*

Acrescente-se, ainda, que a estimativa $S_e = 0,5 S_u$ só deve ser usada na ausência de

informações mais precisas (veja Figura 3.12) [5].

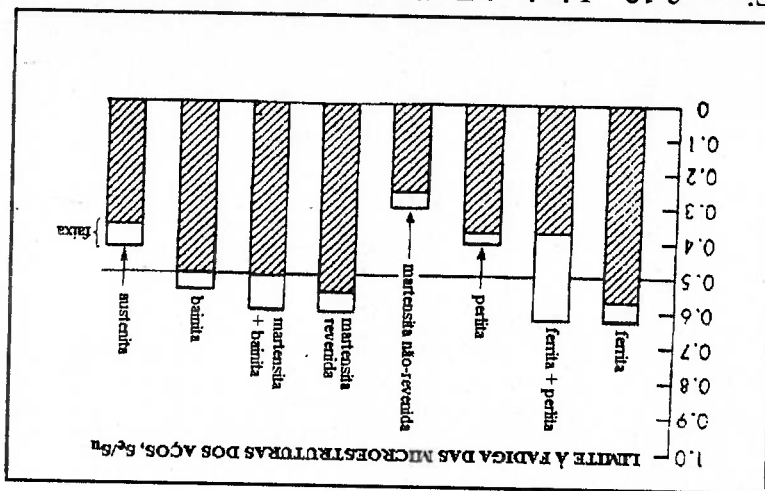


Figura 3.12 – Limite à Fadiga das Microestruturas dos Aços

A tensão S_r do diagrama representa o limite de fadiga do material, ou seja, a tensão alternada da qual o corpo de provas apresenta vida infinita no ensaio de fadiga. A resistência à fadiga S_r não é uma constante do material, mas sim uma função não-linear de N , o número de ciclos de vida em fadiga: $S_r = S_f(N)$.

Aços e alguns outros materiais podem apresentar um limite S_e tal que solicitações $\Delta\sigma/2 < S_e$ não causam dano à peça (pode-se projetar para vida infinita); o S_e dos aços em geral está entre 10^6 e 10^7 ciclos, portanto, como uma receita para se *estimar* a curva SN das peças de aço, usa-se $N = \infty$ (se $N > 10^6$).

Nos ensaios os componentes são submetidos, de modo geral, a estados de tensões uniaxiais e harmônicos (Figura 3.13), sob diversas relações de tensão máxima, tensão mínima e tensão média. Os resultados indicam que a vida em fadiga é função não apenas da amplitude da tensão alternada, mas também de seu valor médio. A dependência do valor médio é particularmente sensível quando este é de tração; condição que favorece a propagação da fissura.

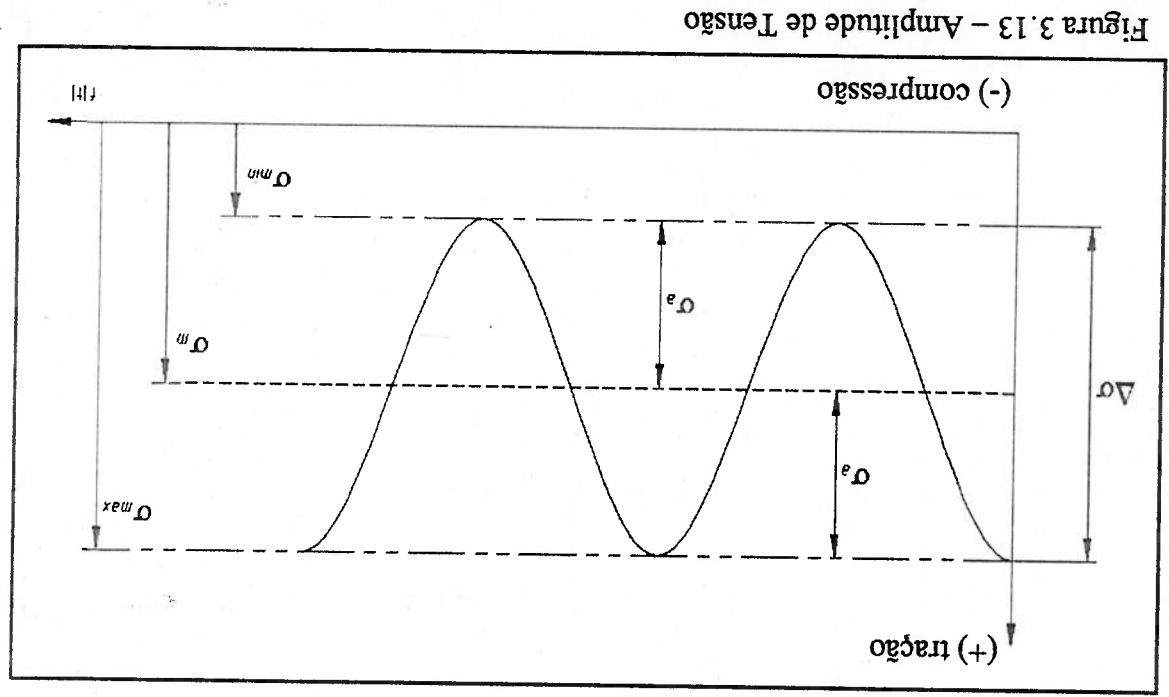


Figura 3.13 – Amplitude de Tensão

Toma-se, portanto, como dado experimental, o que na literatura costuma-se chamar de diagrama SN, obtido de ensaios simples (uniaxial harmônico) de flexão pura reversa ($\sigma_m=0$). O problema prático reduz-se, agora, ao emprego de um critério onde se estabeleça a equivalência entre um parâmetro, calculado para o caso em estudo, com o mesmo parâmetro obtido das experiências, de sorte a traduzir para termos comuns os efeitos da tensão média não nula e do estado multiaxial de tensões.

3.4.1 – Tensões Multiaxiais. Critérios de Resistência

O caráter uniaxial dos ensaios padrão de fadiga, em comparação com o caráter geralmente multiaxial de sollicitação da estrutura, leva à necessidade de utilização de um critério de resistência. A função deste critério é a de promover a tradução do caso real de esforços combinados em termos de uma quantidade uniaxial equivalente [14].

Considerando, portanto, a estrutura submetida a um estado tri-axial de tensões, ou seja, em cada ponto o estado de sollicitação fica univocamente determinado por três tensões principais (σ_1 , σ_2 e σ_3), sugere-se que cada ponto tenha seu estado de tensão caracterizado pelo valor de uma tensão equivalente σ_e .

A metodologia aplicada ao carregamento, na qual a roda executa rotação, submetida a uma carga constante, verifica-se que a tensão absoluta atuante num determinado ponto é função direta de sua posição angular, ou seja, este ponto é submetido a um ciclo de variação de tensões.

A técnica usualmente empregada em análise do fenômeno de fadiga cíclica submetida a tensões multiaxiais é o Critério de Sines [4], onde este utiliza o cálculo de uma tensão alternada equivalente (σ_e) e de uma tensão média equivalente (σ_m),

definidas a partir das tensões alternadas atuantes no componente, ao longo de um ciclo

de carregamento.

O critério usualmente empregado para calcular o estado de tensão caracterizado

pelo valor de tensão equivalente (σ_e) para cada ponto, é o Critério de Máxima Energia

de Distorsão de von Mises [14], onde sua formulação é dada pelas equações 3.1 e 3.2,

que são similares.

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (3.1)$$

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}{2}} \quad (3.2)$$

Sendo, σ_x , σ_y , σ_z (tensões normais) e τ_{xz} , τ_{xy} , τ_{yz} (tensões de cisalhamento),

definidas num termo arbitrário (x, y, z) de eixos cartesianos.

O Critério de von Mises estabelece que, num ponto da estrutura, o escoamento

inicia-se quando a energia de distorsão iguala-se àquela do instante de escoamento num

ensaio simples de tração-compressão do material. É particularmente empregado para

estruturas em aço, sendo recomendado para o caso da fadiga, para o qual é um método

considerado conservador, já que as tensões máximas para cada uma das seis

componentes de tensão alternada não são necessariamente simultâneas.

Nota-se que o procedimento caracterizado pela aplicação do critério de

resistência de von Mises sobre as amplitudes das componentes de tensões representa o

que, na literatura, se conhece como critério de Sines [14].

3.4.2 – Efeito do Valor Médio (Estatístico)

Não se deseja entrar, aqui, no mérito da mecânica pela qual o valor médio exerce influência sobre a fadiga. A nós nos basta, por ora, entender que uma tensão estática de tração oferece melhores condições para a propagação da fissura, reduzindo, por conseguinte, o número de ciclos até o rompimento final. Evidentemente, uma tensão média de compressão produz efeito inverso.

Com o intuito de prover ao analista condições de avaliar a influência do valor médio, várias leis têm sido propostas, Goodman, Gerber e Soderberg [8]. A idéia é usar o diagrama SN de um ensaio de tensão reversa ($\sigma_m = 0$), corrigindo seus resultados pelo emprego de uma das leis expressas nas Equações 3.3, 3.4 e 3.5.

$$\text{Goodman} \quad \left(\frac{\sigma_a}{\sigma}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma}\right) \left(\frac{S_n}{S_m}\right) = 1 \quad (3.3)$$

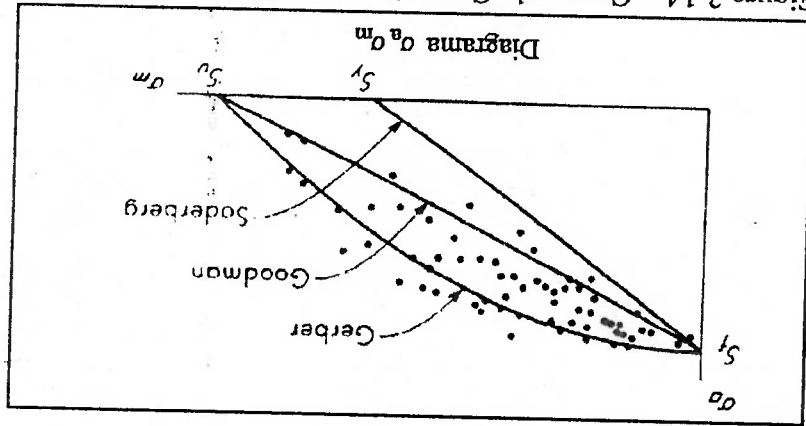
$$\text{Gerber} \quad \left(\frac{\sigma_a}{\sigma}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma}\right) \left(\frac{S_n}{S_m}\right)^2 = 1 \quad (3.4)$$

$$\text{Soderberg} \quad \left(\frac{\sigma_a}{\sigma}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma}\right) \left(\frac{S_y}{S_m}\right) = 1 \quad (3.5)$$

As mais comuns dessas leis podem ser postas na seguinte forma geral [14]:

$$\sigma'_a = \frac{\sigma}{\sigma_a} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma}\right)^r \right] \quad (3.6)$$

Figura 3.14 - Curvas de Correção para o Efeito do Valor Médio



A correção, representada nas três leis aqui consideradas, é útil para se incluir o efeito do valor médio naqueles casos onde não se dispõe de dados experimentais a este respeito. Contudo, o grau de precisão que se obtém é função de inúmeros fatores não considerados no método (veja Figura 3.14). Não há garantias, portanto, de que, mesmo tomando a mais conservadora das leis, ficaremos a favor da segurança [14].

Onde $r=1$ para Goodman e Soderberg e $r=2$ para Gerber

- σ_a - Tensão Alternada Corrigida
- σ_a - Tensão Alternada
- σ_m - Tensão Média
- S_m - Tensão S_u ou S_y
- S_u - Tensão Limite de Resistência à Tração ("Ultimate")
- S_y - Tensão Limite de Escoamento ("Yield")

Sendo:

Para o caso do estudo de fadiga em componentes fabricados com aço, a literatura indica que as relações de Gerber ou de Goodman (Goodman modificada) podem ser aplicadas na correção da curva SN. Fuchs [4] sugere, no caso específico da aplicação do critério de Sines, que a tensão média seja considerada de tração, uma vez que esta tende a acelerar o processo de nucleação e propagação de trincas. Então se aplicam as relações citadas para corrigir a resistência à fadiga do material.

O autor supracitado ressalta que quando a tensão média for de compressão, ainda que haja um aumento na resistência à fadiga do material, esta seja desconsiderada e o cálculo de fadiga seja executado considerando tensão média nula. Ainda com relação à tensão de compressão, deve-se verificar se a soma da tensão média com a tensão alternada não atinja valor superior ao do escoamento do material na condição de carregamento de compressão (já que a análise de tensões usada neste método é *linear elástica*).

Não há, ainda, uma lei que possa ser considerada tão boa que elimine a necessidade de resultados experimentais, ou a necessidade de se embutir no coeficiente de segurança uma parcela devida à incerteza deste cálculo. O analista, sempre que possível, deve partir da utilização de um diagrama SN mais apropriado ao seu caso, onde preferencialmente a questão do valor médio já tenha sido resolvida experimentalmente.

Geralmente, basta usar semelhança de triângulos para se obter a tensão totalmente alternada σ'_{ai} (com carga média $\sigma_m=0$) equivalente por Goodman à combinação $\sigma_{ai}\sigma_m$, conforme indicado na Figura 3.15.

3.5 – Representação Estatística da Curva SN no Cálculo do Colapso.

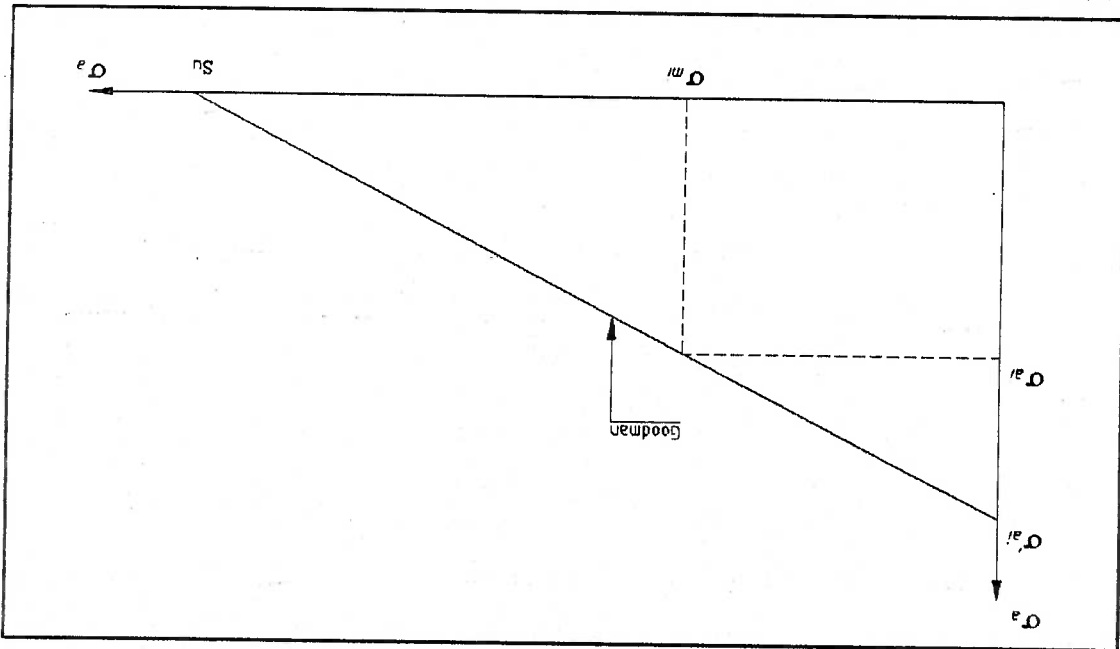


Figura 3.15 – Gráfico de Goodman Corrigido

Para retratar a curva SN através de parâmetros estatísticos, supõe-se que esta possa ser expressa pela seguinte expressão (Equação 3.7):

$$NS^b = c \quad (3.7)$$

Através da aplicação das propriedades de logaritmo, tem-se que:

$$\log N + b \cdot \log S = \log c$$

Onde:

b: coeficiente angular da reta SN

c: constante que define a posição em que a reta corta o eixo N

Quando uma estrutura é carregada externamente, esta apresenta uma "resposta", em termos de tensão e deformação, que será dependente do tipo e magnitude do carregamento, bem como dos limites de resistência mecânica da estrutura.

A resposta da estrutura é considerada satisfatória caso esteja de acordo com os requisitos do seu Critério de Projeto, que incluem considerações com relação à segurança da estrutura ou componente contra colapso, danos, deformações excessivas, etc. Cada um desses requisitos representa um "estado limite" de trabalho da estrutura. A violação destes "estados limites" representa uma condição de operação indesejável.

O estudo da confiabilidade estrutural esta relacionado ao cálculo e previsão da probabilidade de violação de um "estado limite" ao longo da vida prevista para uma estrutura ou componente analisado.

Nas análises probabilísticas, qualquer incerteza envolvendo uma variável de interesse no cálculo estrutural deve ser levada em consideração, através da utilização de uma "função densidade probabilística", contrariamente ao tradicional sistema determinístico de avaliação da segurança de uma estrutura, em que esta última é expressa através de um "coeficiente de segurança". Nesta análise, as características geométricas e de resistência estrutural são consideradas conhecidas, normalmente utilizando-se valores conservativos, principalmente para as propriedades dos materiais que compõem a mesma.

Não se deseja entrar, aqui, com maiores detalhes, no método probabilístico para determinação do colapso. Souza [15] apresenta o procedimento empregado na definição

da função densidade probabilística relacionada a uma determinada curva SN. O autor supracitado baseia-se na hipótese de que o coeficiente angular (b) da reta $\log S \times \log N$ é constante, sendo toda a variabilidade da curva associada à constante (c) e assume-se a função densidade de probabilidade como lognormal, caracterizado por um valor esperado e uma variância.

3.6 – Formulação da Função de Estado Limite

Em algumas situações práticas, é possível a identificação de ciclos de tensão, mesmo que a sua amplitude ou valor médio se altere ao longo do tempo. Baseado nesta hipótese, Palmgren e Miner, supracitados na referência [4], desenvolveram, independentemente, uma metodologia para a previsão da vida em fadiga, empregando-se a curva SN.

Para melhor exemplificar o critério de Palmgren-Miner, pode-se considerar a situação em que um corpo é submetido a n_1 ciclos de carregamento, com amplitude S_{a1} , n_2 ciclos, com amplitude de tensão S_{a2} , n_3 ciclos, com amplitude de tensão S_{a3} . Da curva SN obtém-se o número de ciclos N_i que o componente suportaria sob a ação da tensão cíclica S_i .

Neste critério considera-se que o fenômeno dos danos acumulados, isto é, a deterioração da resistência sob aplicação de carga cíclica, é proporcional à energia absorvida pelo material, sendo expresso pela relação (Equação 3.8):

$$D = \frac{N}{n} \quad (3.8)$$

Para condições de carga de amplitude constante, sendo T a tração da vida gasta pela aplicação de um certo número de ciclos a um dado nível de amplitude de tensão, sendo igual à razão entre o número de ciclos aplicados n e o número de ciclos total que provocaria a ruptura total N . Se W representa a energia total efetiva dispendida na ruptura, tem-se:

$$\frac{W_1}{n_1} = \frac{W}{N}, \quad \frac{W_2}{n_2} = \frac{W}{N}, \quad \frac{W_3}{n_3} = \frac{W}{N}, \quad \dots, \quad \frac{W_n}{n_n} = \frac{W}{N}$$

sendo $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ a energia dispendida durante $n_1, n_2, n_3, \dots, n_n$ ciclos para n níveis de tensão. Dado que:

$$W_1 + W_2 + W_3 + \dots + W_n = W$$

Temos:

$$\frac{W_1}{W} = \frac{W_2}{W} = \frac{W_3}{W} = \dots = \frac{W_n}{W} = 1$$

ou

$$\frac{n_1}{N} = \frac{n_2}{N} = \frac{n_3}{N} = \dots = \frac{n_n}{N} = 1$$

Portanto:

$$D = \sum_{i=1}^n T = \sum_{i=1}^n \frac{N}{n_i} = 1$$

A aplicação desta regra ao estudo do comportamento à fadiga de um componente sujeito a um espectro de carga de amplitude variável, implica que esses espectros sejam decompostos numa série de espectros parciais de amplitude constante.

Segundo esta regra, se $D > 1$ ocorrerá ruptura por fadiga ao longo da vida prevista para o componente e, se $D < 1$ o componente suportará o tempo previsto para sua utilização.

3.7 - Rotina de Dimensionamento

Para quantificar o dano à fadiga causado por cada evento $\{n_i, \sigma_{ai}, \sigma_{mi}\}$ de um carregamento complexo: $d_i = n_i/N_i$, onde n_i é o nº de ciclos durante os quais atua o evento s_{aism_i} , e N_i é o número de ciclos que a peça duraria se apenas este evento nela atuasse. Como $NS^b = c$, e como $\sigma_{ai}\sigma_{mi}$ equivale à σ_{ai} , é fácil calcular:

$$N_i = \frac{c}{(\sigma_{ai}')^b} \quad (3.9)$$

$$D_i = \frac{c}{n_i} (\sigma_{ai}')^b \quad (3.10)$$

Para quantificar o dano de todo o carregamento, basta usar a regra de acúmulo linear de dano, logo, é possível sintetizar *todo* o método SN de dimensionamento à fadiga numa *única* equação, prevendo que a falha ocorrerá quando:

$$\sum \frac{c}{n_i} \left(\frac{1 - \left(\frac{S}{\sigma_{mi}} \right)^r}{\sigma_{ai}} \right)^b = 1$$

Capítulo 4 – Análises e Procedimentos

4.1 – Considerações Iniciais

Neste Capítulo vamos demonstrar e avaliar o funcionamento do Programa de Modelagem Paramétrica de Rodas Automotivas, fabricadas com chapas finas de aço, na situação em que estão sujeitas ao ensaio normalizado SAE J328 [12], conhecido como “Radiga Rotativa de Disco”. Como esteio da demonstração, será desenvolvido um projeto analisando-se os parâmetros envolvidos.

Desta maneira, o objetivo deste Capítulo consiste na definição de um procedimento para geração do modelo de Elementos Finitos, obtendo um banco de dados para decisão do projeto final.

4.2 – Entrada de Dados

No programa de Modelagem Paramétrica de Rodas Automotivas, tal como implementado neste trabalho, temos como dados de entrada os seguintes parâmetros:

- a) Coordenadas cartesianas dos pontos A, B, C, D, E, F, G, H e I (veja Figura 2.4);
- b) Carga aplicada (Momento de Teste);
- c) Espessura do Disco;
- d) Raio da Janela de Ventilação;
- e) Número de Janelas de Ventilação (Angulo do Set de Geração);
- f) Tamanho Global do Elemento.

4.3 – Desenvolvimento e Análise dos Parâmetros de Projeto

Será apresentado neste capítulo um caso exemplo. Podemos visualizar nos itens

a seguir os parâmetros de entrada do programa:

a) Coordenadas cartesianas dos pontos A, B, C, D, E, F, G, H e I

A (28.8,25.9)

B (65.5,25.9)

C (71.3,30.9)

D (98.8,62.9)

E (107.2,61.5)

F (131.7,45.1)

G (142.9,28.1)

H (143.4,18.1)

I (143.4, 0.0)

b) Carga aplicada na forma de Força [N.m]

2000

c) Espessura do Disco [mm]

4.00

d) Raio da Janela de Ventilação [mm]

10

e) Número de Janelas de Ventilação (Angulo do Set de Geração)

20

f) Tamanho Global do Elemento [mm]

4

Idealizando um projeto real em que o cliente define o Momento de Teste e o Perfil da Roda (provavelmente limitada pelo "designer" e contorno do calíper de freio), analisa-se a seguir as influências que os parâmetros "Espessura do Disco, Raio da Janela de Ventilação, Número de Janelas de Ventilação (Angulo do Set de Ceração) e Tamanho Global do Elemento" exercem sobre a tensão global equivalente do modelo.

4.3.1 – Espessura do Disco

Para avaliar a influência da Espessura do Disco no comportamento do componente, variou-se a espessura de 3.25 a 5.00 mm, observando-se que estas espessuras são de uso comercial e comumente utilizados em projetos de rodas. Pode-se analisar os resultados obtidos na Tabela 4.1 e ilustrados nos Gráficos 4.1 e 4.2.

Embora a tensão de flexão tenha um comportamento parabólico, nota-se, por extrapolação, que a tensão tende a diminuir linearmente com o aumento da espessura para o trecho analisado.

PARÂMETRO: ESPESSURA DO DISCO			
MODELO	ESPESSURA [mm]	TENSÃO NA JANELA DE VENTILAÇÃO [Mpa]	TENSÃO NO CUBO [Mpa]
1	3.25	407	436
2	3.35	387	416
3	3.50	361	388
4	3.75	323	355
5	4.00	290	326
6	4.25	263	301
7	4.50	239	279
8	4.75	219	260
9	5.00	201	242

Tabela 4.1 – Influência do parâmetro "Espessura do Disco"

Para avaliar-se a influência do Raio da Janela de Ventilação no comportamento do componente, variou-se o raio de 6,0 a 14,0 mm. Como este parâmetro tem influência direta na geometria, influencia consequentemente na definição da malha de Elementos Finitos, como se visualiza pelas Figuras 4.1 e 4.2.

4.3.2 – Raio da Janela de Ventilação

Gráfico 4.2

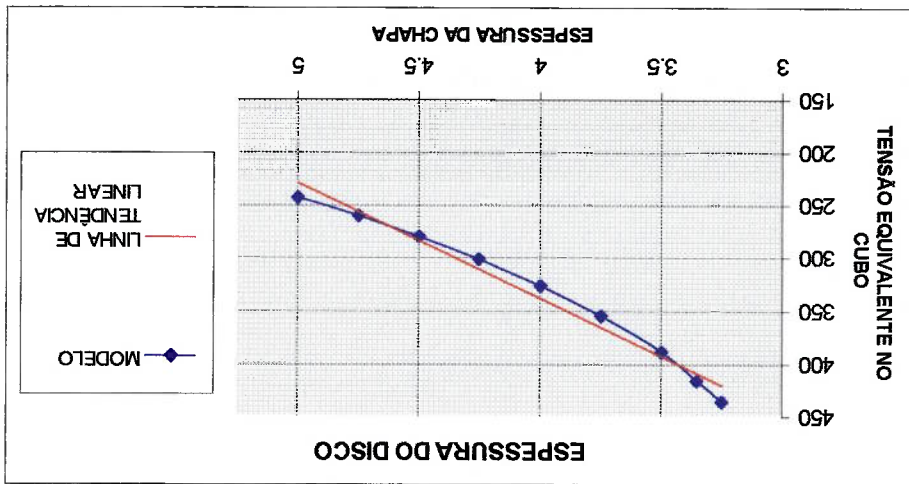
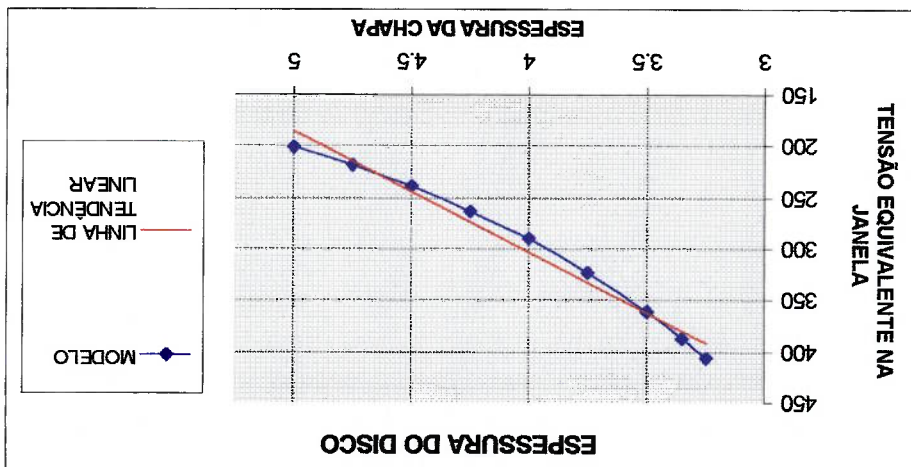


Gráfico 4.1



Podemos analisar os resultados obtidos na Tabela 4.2 e ilustrados nos Gráficos 4.3 e 4.4, concluindo-se pela grande influência da janela de ventilação sobre o nível de tensões, valores que podem comprometer seriamente a integridade estrutural.

Figura 4.2 – Influência da Geometria na Malha de Elementos Finitos

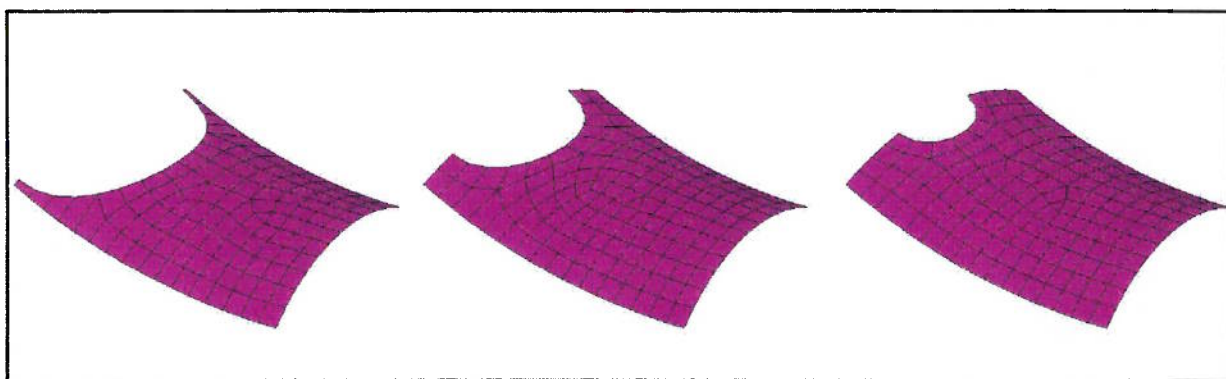
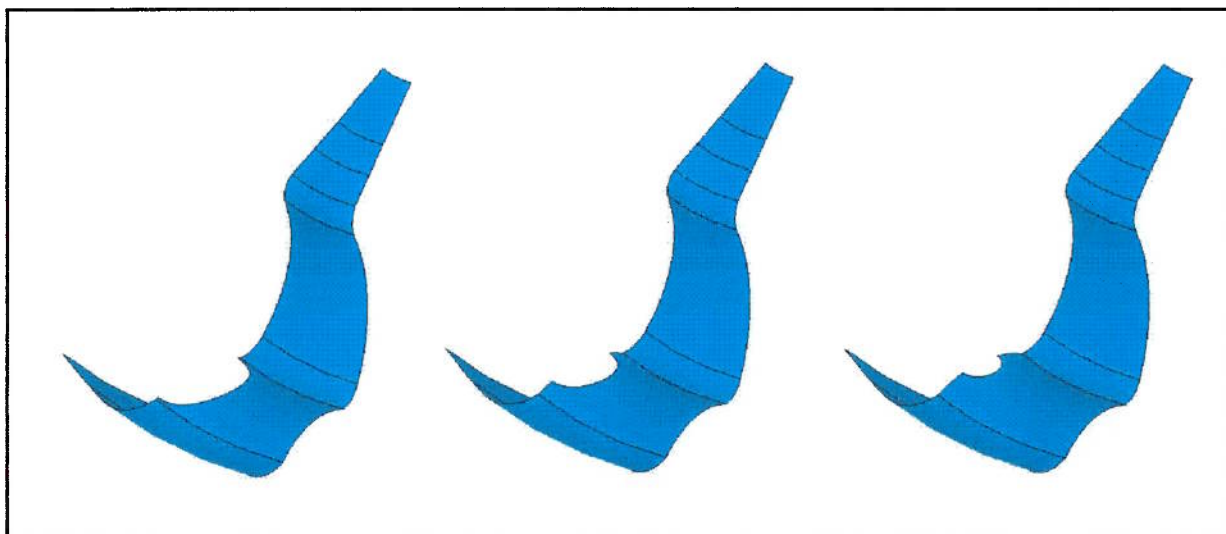


Figura 4.1 – Geometria da Janela de Ventilação



PARÂMETRO: RAI0 DA JANELA DE VENTILAÇÃO			
MODELO	RAIO [mm]	TENSÃO NA JANELA [Mpa]	TENSÃO NO CUBO [Mpa]
1	6	160	322
2	7	174	324
3	8	190	325
4	9	250	328
5	10	288	332
6	11	342	336
7	12	360	341
8	13	399	357
9	14	461	377

Tabela 4.2 – Influência do parâmetro “Raio da Janela de Ventilação”

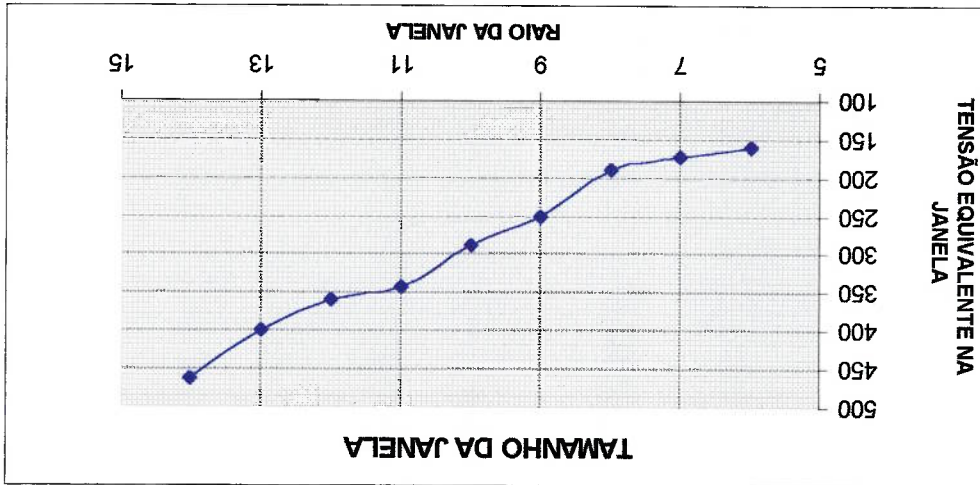


Gráfico 4.3

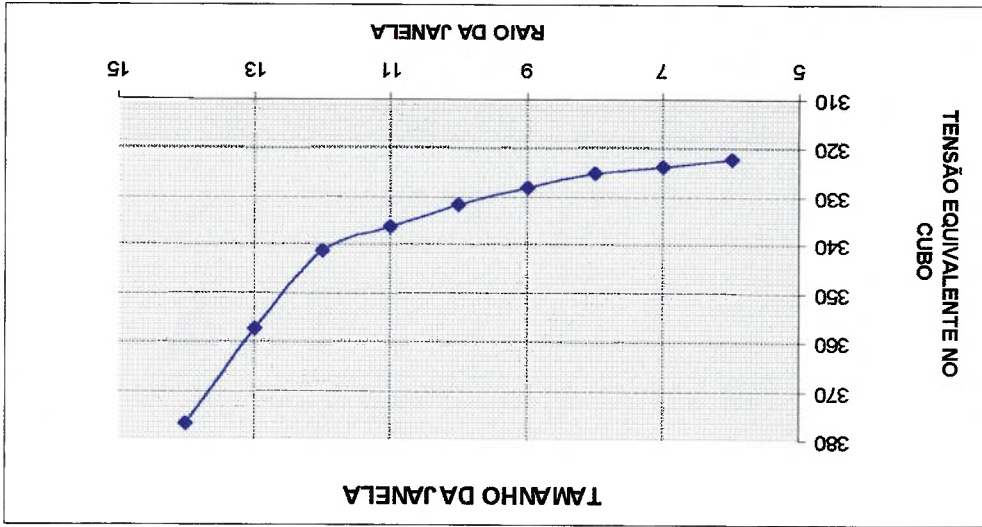


Gráfico 4.4

4.3.3 – Tamanho Global do Elemento

O tamanho global do elemento relaciona-se com o grau de refinamento da malha de E.F. (Figura 4.3) e deve ser avaliado de tal maneira que proporcione uma resposta de boa qualidade, a um custo suportável de processamento (veja Tabela 4.3).

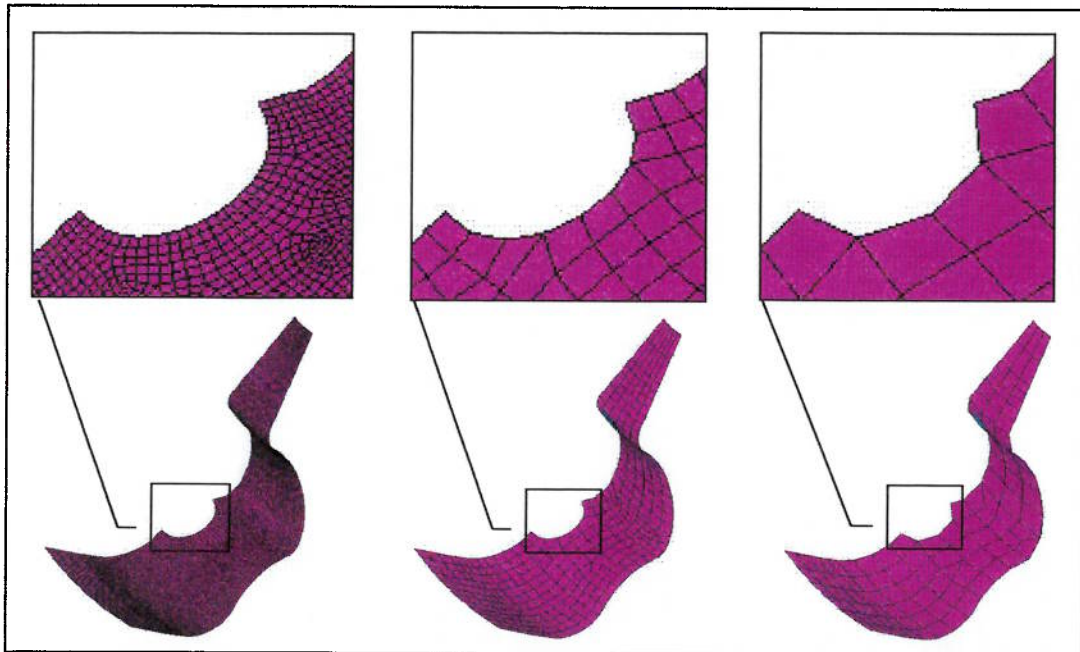


Figura 4.3 – Refinamento da Malha de Elementos Finitos (Teste de Convergência)

PARÂMETROS DE PROCESSAMENTO							
MODELO	MALHA [mm]	NÚMERO ELEMENTO	NÚMERO NÓS	D.O.F.	MEMÓRIA [Mb]	DISCO [Mb]	TEMPO DE PROCESSAMENTO [s]
1	1	93096	98172	548046	224,8	246,5	2143,7
2	2	27864	30501	161622	66,1	71,6	233,5
3	3	14310	16056	82080	33,8	36,6	101,3
4	4	9216	10521	52434	21,9	23,8	33,2
5	5	6912	8010	39150	16,3	17,6	20,9
6	6	5130	6003	28890	12,0	13,0	15,4
7	7	4770	5634	26676	11,2	12,1	14,2
8	8	3474	4131	19440	8,2	8,8	10,1
9	9	3204	3843	17712	7,4	8,0	9,7

Tabela 4.3 – Tempo de Processamento x Tamanho do Elemento

Para assegurar a acuidade dos resultados, testes de convergência, utilizando diferentes malhas de elementos finitos, em diferentes graus de refinamento foram executados. Como prática saudável e sempre que possível, este procedimento deve ser

aplicado, devendo-se avaliar nos em regiões distintas e com o cuidado de tomar sempre as mesmas coordenadas cartesianas, para evitar distorções nos resultados.

A seguir serão apresentados resultados de máxima tensão equivalente (veja tabela 4.4) e outros tomados, nas diversas malhas, sempre numa mesma coordenada nodal cartesiana (Tabela 4.5 e 4.6). Nota-se que a curva de convergência no Gráfico 4.5 não se apresenta estável, enquanto o mesmo não é observado nos Gráficos de 4.6 a 4.9, onde as coordenadas são fixas. Justifica-se tal efeito porque os pontos com as máximas tensões podem ter suas coordenadas variando sobre a superfície do disco.

PARÂMETRO: GRAU DE REFINAMENTO - MÁXIMA TENSÃO		
MODELO	MALHA [mm]	TENSÃO [Mpa]
1	9	311
2	8	285
3	7	283
4	6	286
5	5	297
6	4	287
7	3	303
8	2	288
9	1	293

Tabela 4.4 – Grau de Refinamento (Máxima Tensão de von Mises)

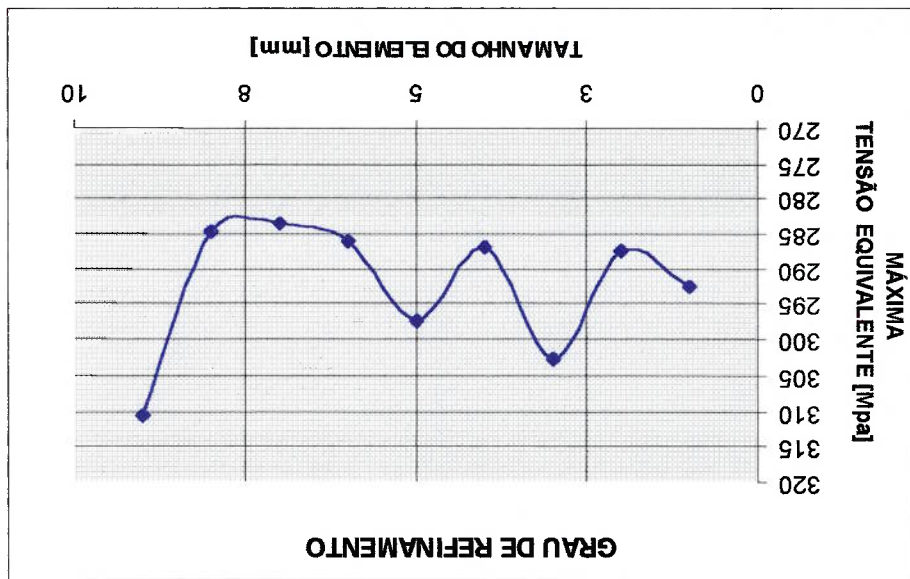


Gráfico 4.5

PARÂMETRO: GRAU DE REFINAMENTO - COORDENADA 1

MODELO	MALHA	S1	S2	S3	SEQV	SX	SY	SZ
1	9	-12	-120	-355	303	-13	-355	-120
2	8	-3	-115	-319	277	-5	-319	-113
3	7	-3	-114	-323	281	-5	-323	-112
4	6	-2	-84	-287	254	-7	-287	-80
5	5	-2	-83	-286	254	-6	-286	-78
6	4	-1	-81	-292	260	-5	-292	-78
7	3	-1	-77	-277	247	-6	-277	-72
8	2	0	-78	-277	247	-7	-277	-71
9	1	0	-77	-277	248	-8	-277	-70

Tabela 4.5 – Teste de Convergência com Coordenada Nodal Definida

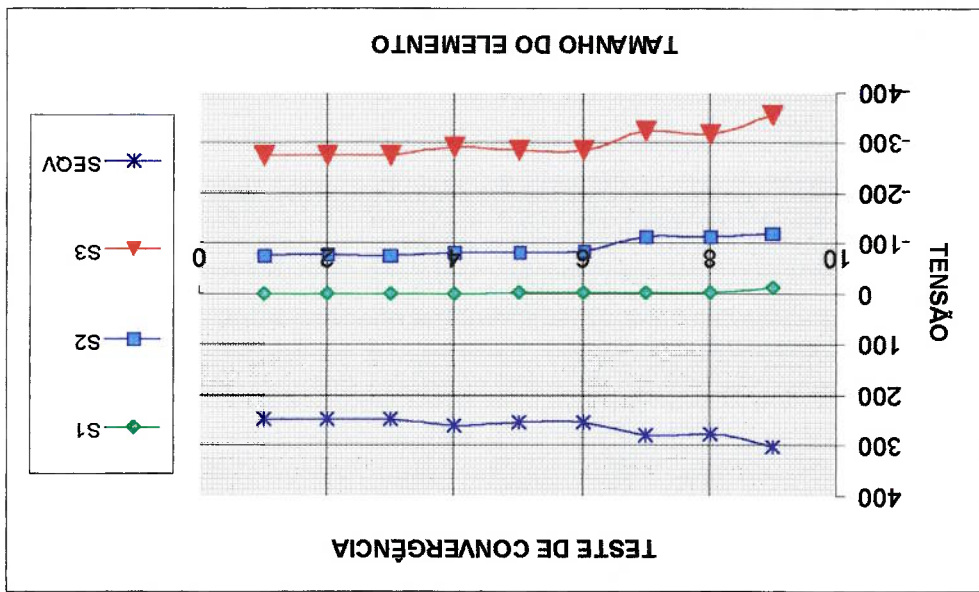


Gráfico 4.6

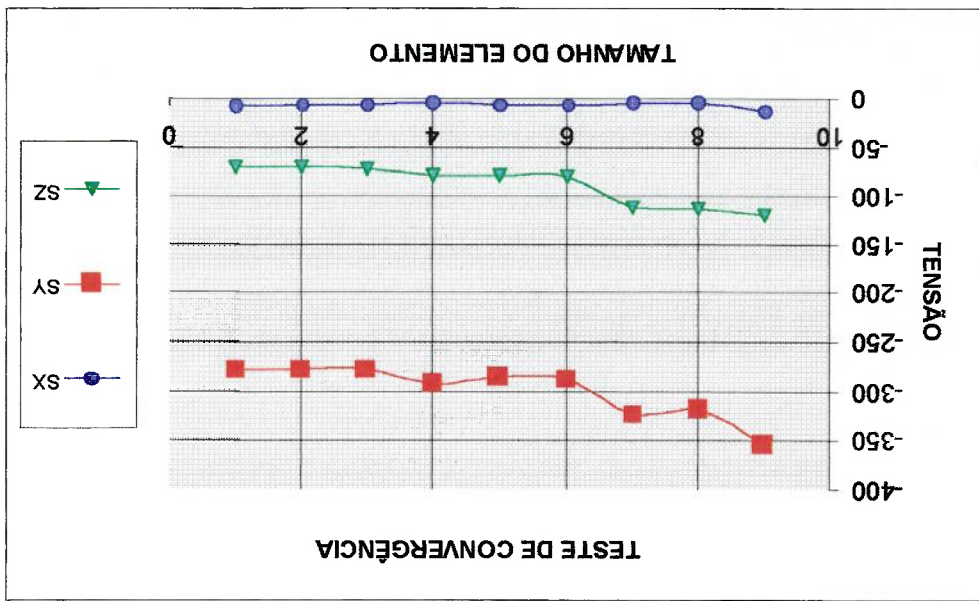


Gráfico 4.7

PARÂMETRO: GRAU DE REFINAMENTO - COORDENADA 2

MODELO	MALHA	S1	S2	S3	SEQV	SX	SY	SZ
1	9	-9	-92	-272	232	-96	-107	-170
2	8	-3	-88	-245	213	-94	-82	-159
3	7	-2	-87	-247	215	-96	-84	-157
4	6	-1	-64	-220	195	-83	-68	-135
5	5	-1	-63	-220	195	-83	-68	-133
6	4	-1	-62	-224	199	-86	-71	-130
7	3	-1	-59	-212	189	-82	-64	-125
8	2	0	-60	-212	190	-84	-64	-124
9	1	0	-59	-212	190	-85	-63	-124

Tabela 4.6 – Teste de Convergência com Coordenada Nodal Definida

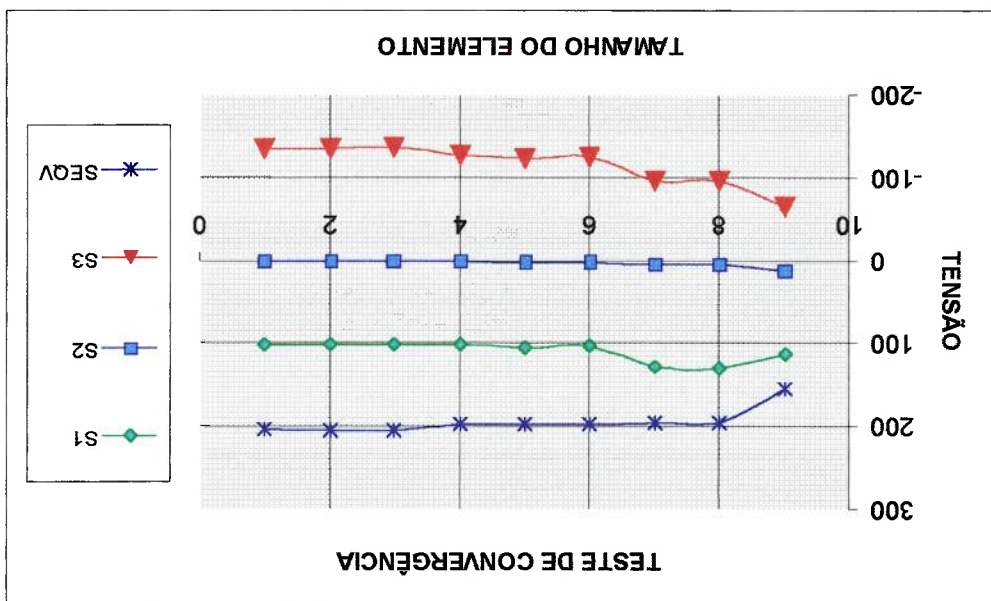


Gráfico 4.8

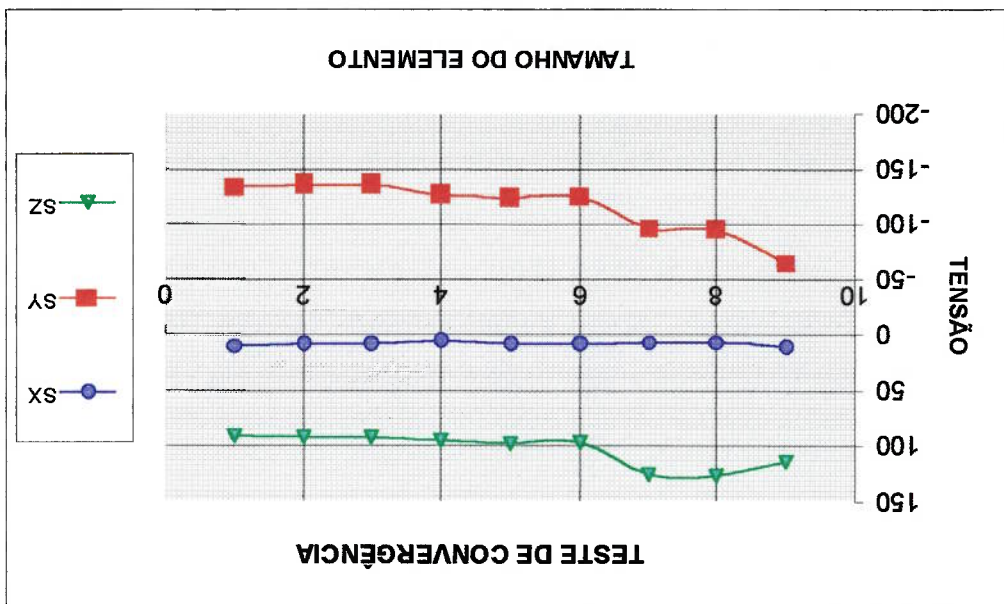


Gráfico 4.9

4.3.4 – Número de Janelas de Ventilação (Ângulo do Set de Geração)

Este parâmetro tem influência muito forte no comportamento da roda, podendo redefinir as regiões de maior ou menor tensão, evidenciando-se duas iniciais definidas: modelos com número de janelas pares e ímpares, conforme ilustrado nas Figuras 4.4 e 4.5 (veja Tabela 4.7).

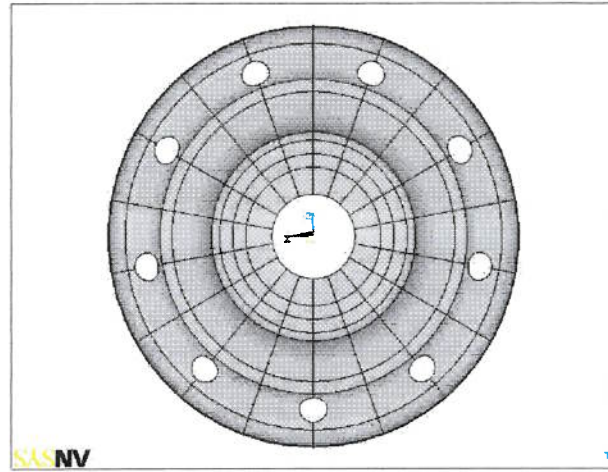


Figura 4.4 – Janelas Ímpares

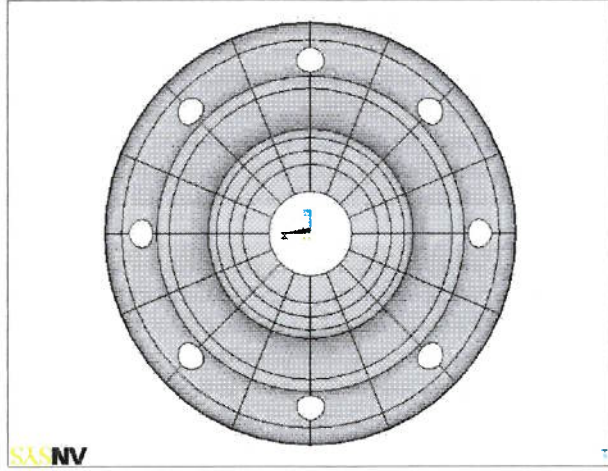


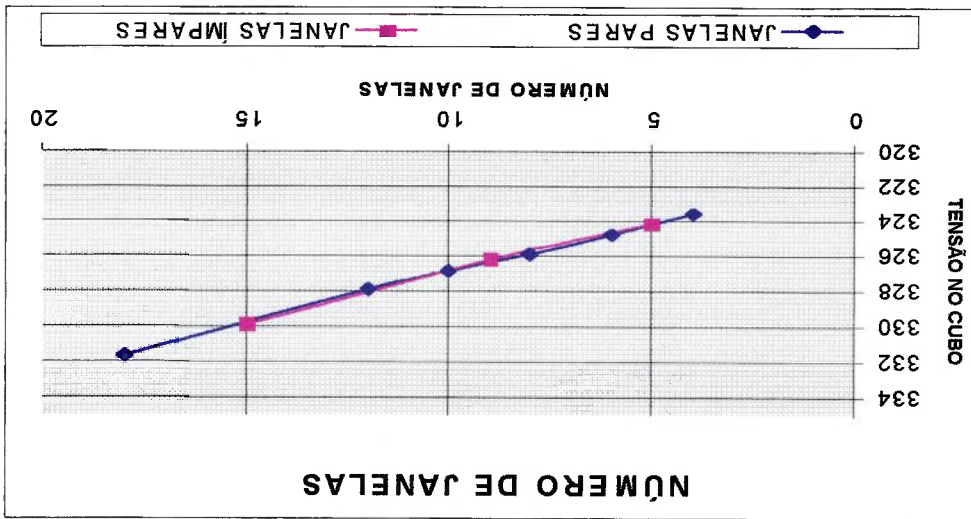
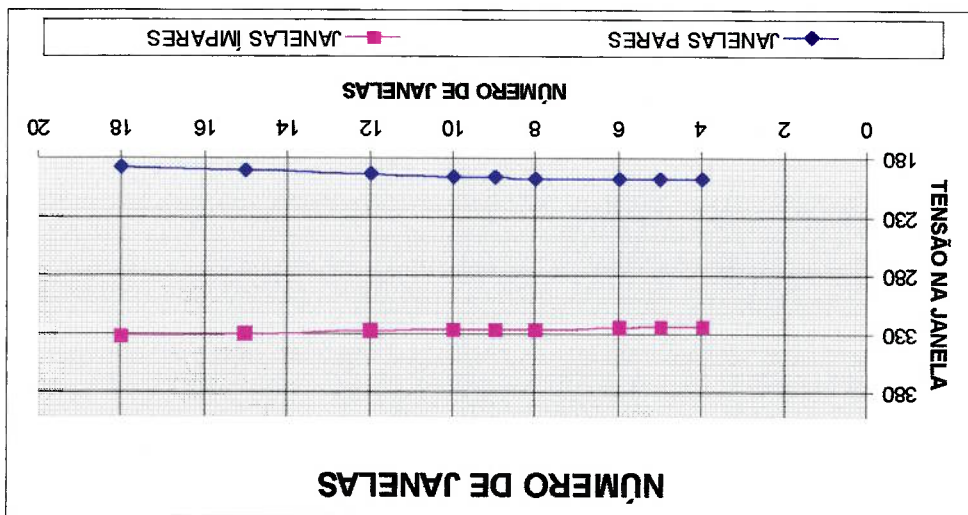
Figura 4.5 – Janelas Pares

Nota-se que nos modelos de janelas pares, duas janelas sempre ficam alinhadas ao carregamento, o que não acontece com modelos de janelas ímpares (veja Gráficos 4.10 e 4.11).

PARÂMETRO: NÚMERO DE JANELAS DE VENTILAÇÃO

MODELO	NÚMERO DE JANELAS	TENSÃO MÁX. NA JANELA DE VENTILAÇÃO [Mpa]	TENSÃO MÁX. NO CUBO [Mpa]
1	18	189	332
2	15	191	330
3	12	193	328
4	10	196	327
5	9	197	326
6	8	197	326
7	6	197	325
8	5	197	324
9	4	198	324

Tabela 4.7 – Influência do Parâmetro “Número de Janelas de Ventilação”



De modo geral, pode-se notar duas regiões de tensões distintas: uma próxima da

janela de ventilação e a outra junto ao cubo da roda.

Considerando o teste de "Fadiga Rotativa do Disco", como apresentado no

Capítulo 2 (item 2.2.1), tem-se uma rotação completa da roda, sempre implicando um

carregamento constante. Assim, tomando-se pontos fixos na roda, a variação da tensão

dependerá da posição angular relativa ao ponto de aplicação do carregamento, de modo

que a solicitação cíclica atuante no modelo é definida pela variação das tensões atuantes

no ponto ao longo de uma rotação completa da roda.

Para avaliar a tendência das tensões em função da variação angular,

considerando a aplicação do carregamento em diferentes posições angulares, um nó

aleatoriamente escolhido foi analisado.

Os resultados desta simulação estão expressos na Tabela 4.8 e na sequência de

Gráficos 4.12 a 4.21.

COMPONENTE DAS TENSÕES ATUANES X POSIÇÃO ANGULAR

ÂNGULO	0°	20°	40°	60°	80°	100°	120°	140°	160°	180°	200°	220°	240°	260°	280°	300°	320°	340°	360°
S1	271	255	209	141	63	11	0	0	0	0	0	0	0	11	63	141	209	255	271
S2	27	25	18	8	0	-8	-18	-25	-27	-27	-25	-18	-8	0	0	8	18	25	27
S3 SEQV	0	0	0	0	-11	-63	-141	-209	-271	-258	-255	-201	-137	69	69	137	201	243	258
SX	1	1	1	0	0	0	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0	0	0	0	1	1	1
SY	271	254	207	135	47	-47	-135	-254	-271	-254	-207	-135	-47	47	47	135	207	254	271
SZ	26	25	20	13	5	-5	-13	-25	-26	-25	-20	-13	5	5	13	20	25	26	26
SXY	0	-2	-3	-4	-5	-5	-4	-3	-2	0	2	3	4	5	5	4	3	2	0
SYZ	0	-10	-20	-26	-30	-30	-26	-20	-10	0	10	20	26	30	30	26	20	10	0
SXZ	164	137	95	258	69	69	137	243	258	243	201	137	69	69	137	201	243	258	164
VALOR MÉDIO	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
AMPLITUDE	4	4	3	2	1	-1	-2	-3	-4	-4	-4	-3	-2	-1	1	2	3	4	4

Tabela 4.8 – Resultado da Análise das Tensões Atuantes no Modelo de EF [MPa]

Sendo

Tensões principais: σ_1, σ_2 e σ_3 – S1, S2 e S3.

Tensão equivalente: σ_e – SEQV.

Tensões normais: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – SX, SY e SZ.

Tensões de cisalhamento: $\tau_{xz}, \tau_{xy}, \tau_{yz}$ – SXZ, SXY e SYZ.

Gráfico 4.19

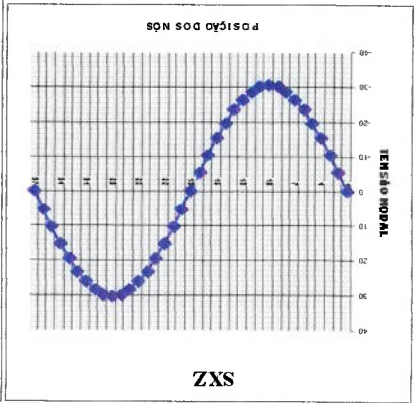


Gráfico 4.20

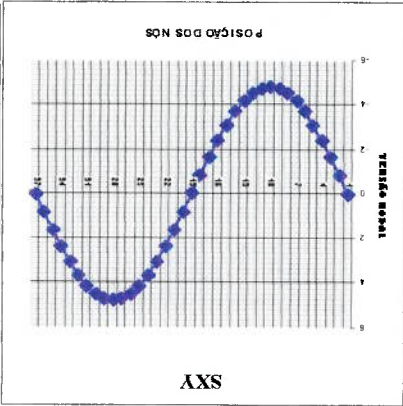


Gráfico 4.21

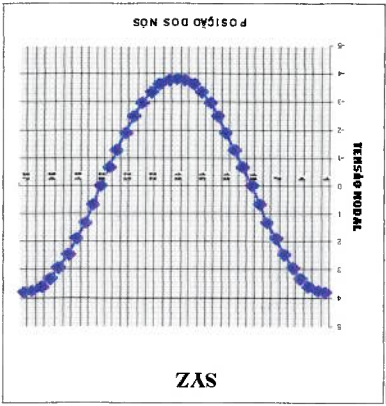


Gráfico 4.16

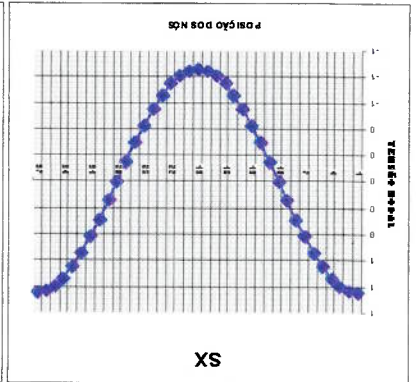


Gráfico 4.17

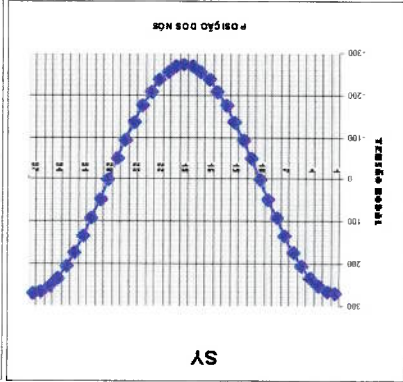


Gráfico 4.18

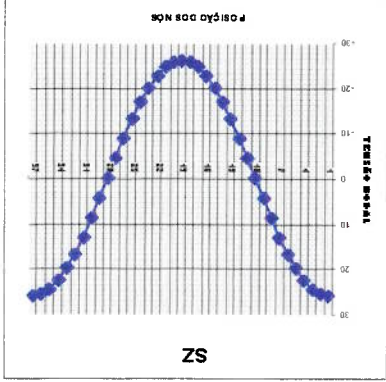


Gráfico 4.13

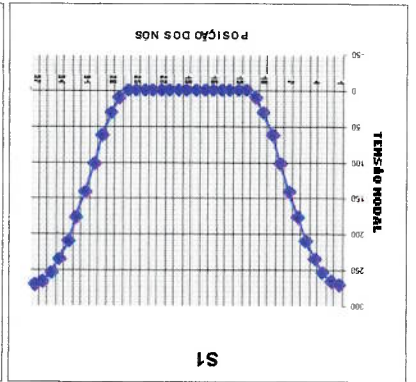


Gráfico 4.14

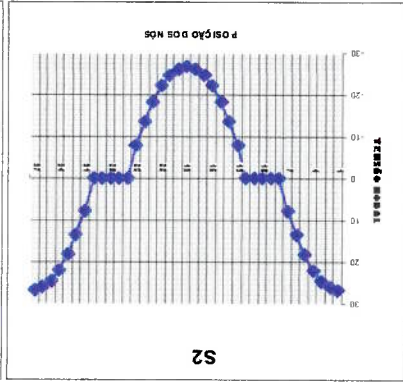


Gráfico 4.15

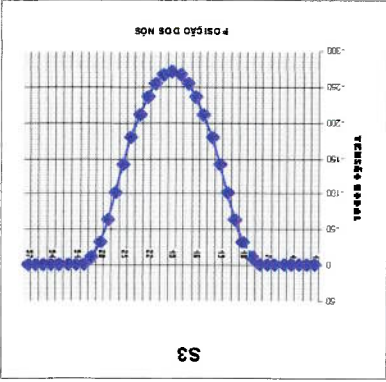
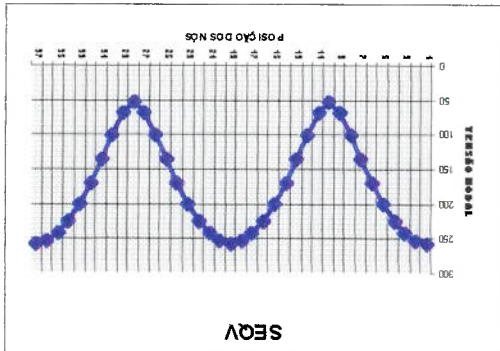


Gráfico 4.12



A influência da posição relativa da janela de ventilação pode ser analisada,

considerando o esquema ilustrado na figura 4.6.

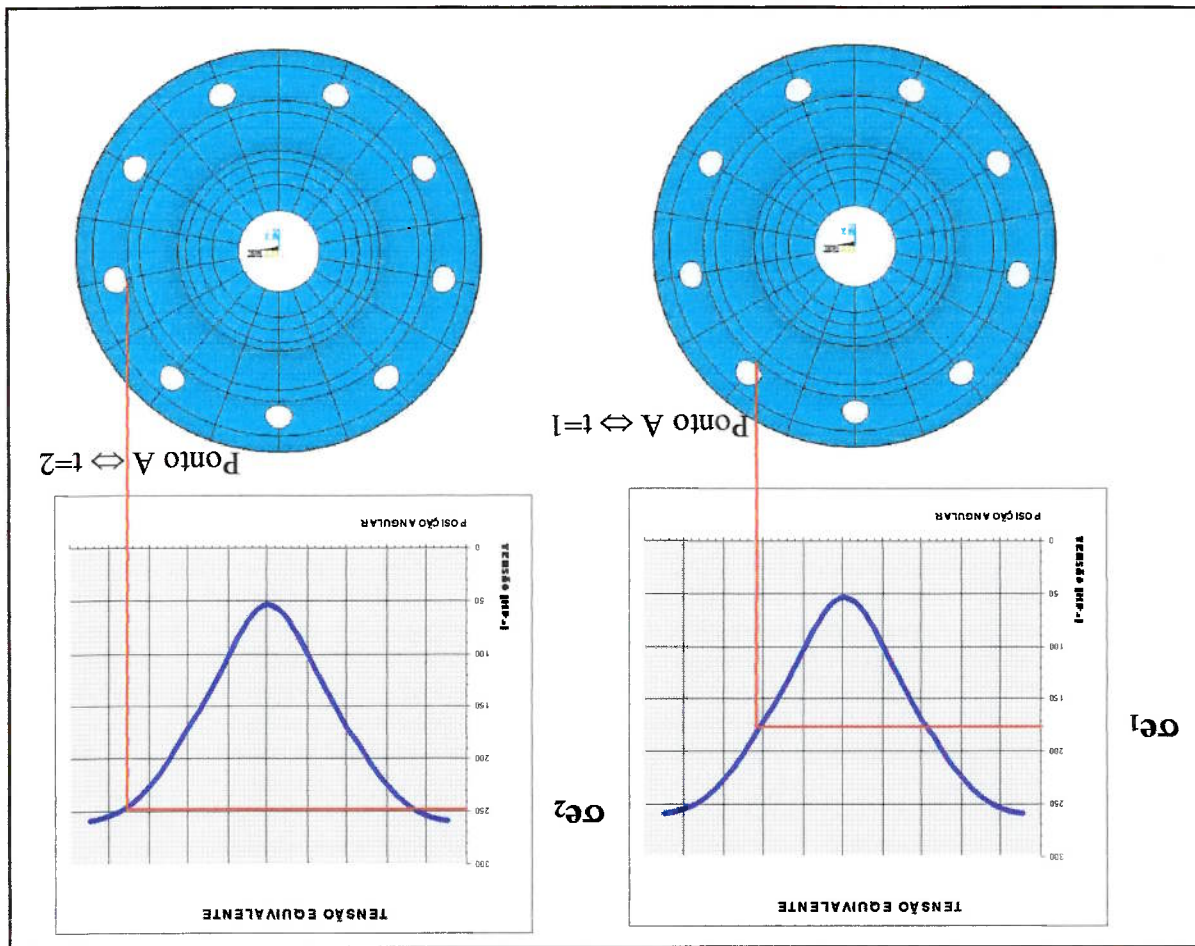


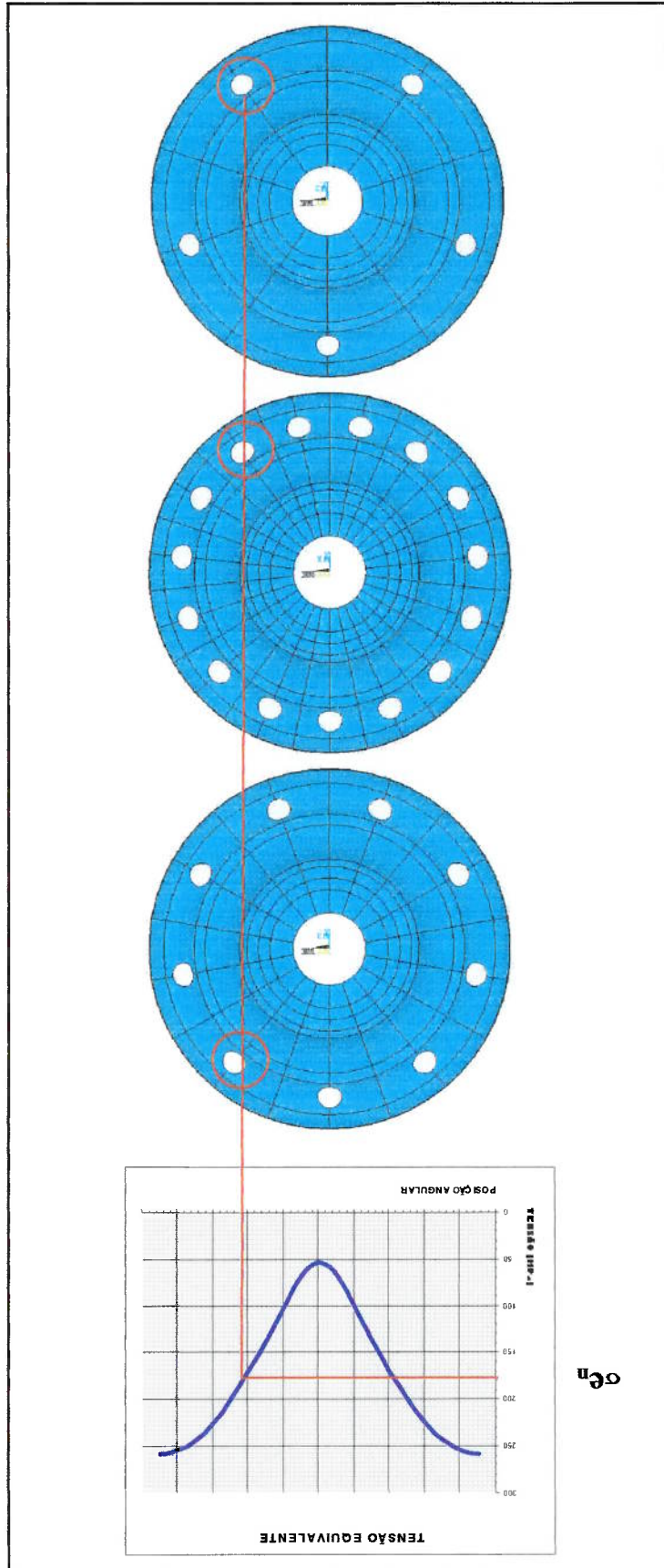
Figura 4.6 – Tensão x Posição angular da Janela de Ventilação

Considerando um ponto efetuando uma revolução ao longo do tempo, percebe-se que a tensão sofre variação, sendo $\sigma_1 < \sigma_2$.

Pode-se avaliar esta mesma situação considerando um modelo com diferentes

números de janelas, conforme ilustrado na figura 4.7.

Figura 4.7 – Tensão x Número x Janelas de Ventilação



Capítulo 5 – Análise da Vida em Fadiga

5.1 – Análise de Tensões

Após a avaliação do programa e a análise dos parâmetros e sua variações, obtêm-se o modelo ideal de projeto. Neste Capítulo vamos analisar as Tensões Atuantes no Modelo de Elementos Finitos e preparar os dados para avaliar a Vida em Fadiga do componente.

Aplicando o critério de Sines, já descrito no Capítulo 3 (item 3.4.1), demonstra-se a seguir os resultados das análises de tensões para o modelo padrão citado no Capítulo 4 (item 4.2). Para a definição das tensões médias e alternadas no modelo, empregou-se o seguinte procedimento:

a) Análise Estrutural do componente considerando a aplicação do carregamento em diferentes posições angulares, variando-se de 10 em 10 graus.

b) Determinação das componentes de tensões atuantes no modelo em uma coordenada específica. Os resultados obtidos através de análises pelo Método dos Elementos Finitos fornecem tensões nodais em forma de componentes σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , e τ_{yz} .

c) Cálculo do valor médio e da amplitude de cada uma das componentes das tensões ao longo da variação do carregamento.

d) Cálculo da tensão equivalente para as componentes de tensão média e alternada.

e) Caso a tensão média seja nula, aplica-se as correções da curva SN.

Segundo os procedimentos descritos, realizou-se a Análise Estrutural pelo Método dos Elementos Finitos utilizando o Programa de Modelagem Paramétrica de Rodas Automotivas. Pode-se visualizar na Figura 5.1 a posição base de 0° e nas Figuras

5.2 a 5.21 o diagrama de tensões para o modelo padrão . Nota-se que nas referidas figuras os termos BOT e TOP referem-se às tensões em ambos os lados da chapa do disco, tensões essas que se diferenciam como função da composição entre tensões de flexão e de membrana.

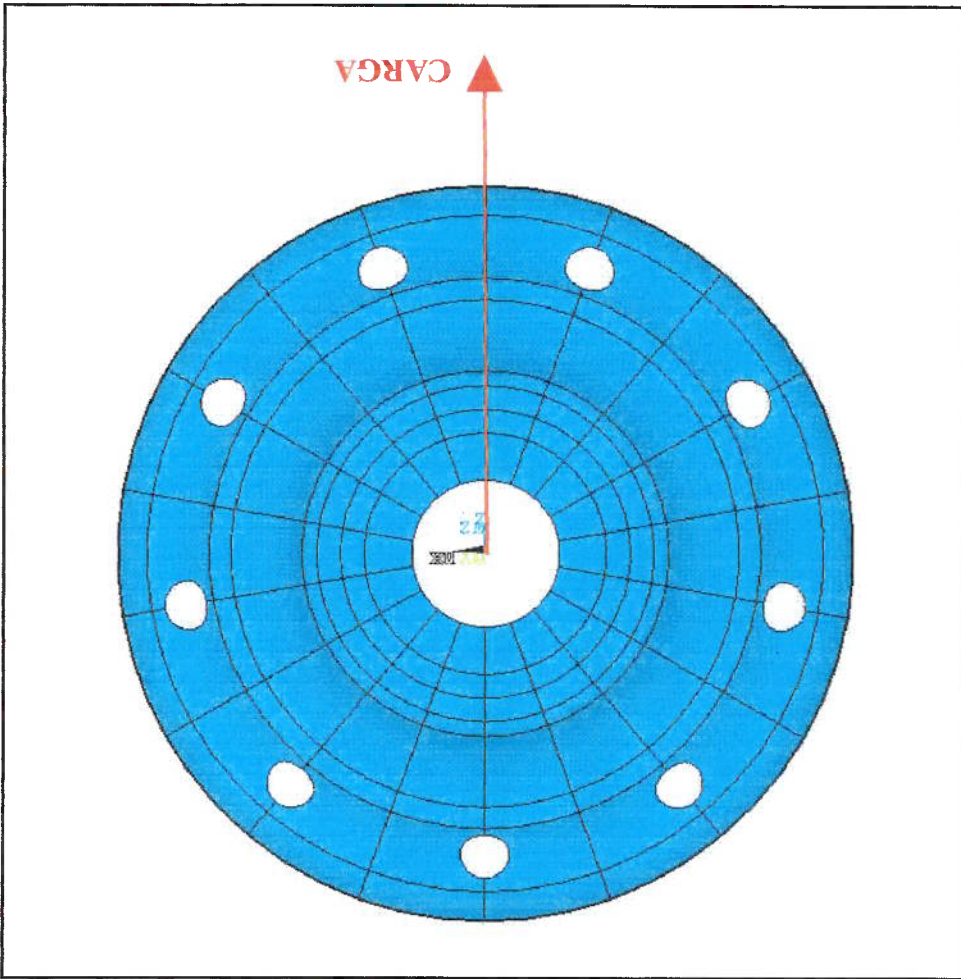


Figura 5.1 – Modelo Padrão: posição angular 0°

Figura 5.3 – Tensão de von Mises (TOP)

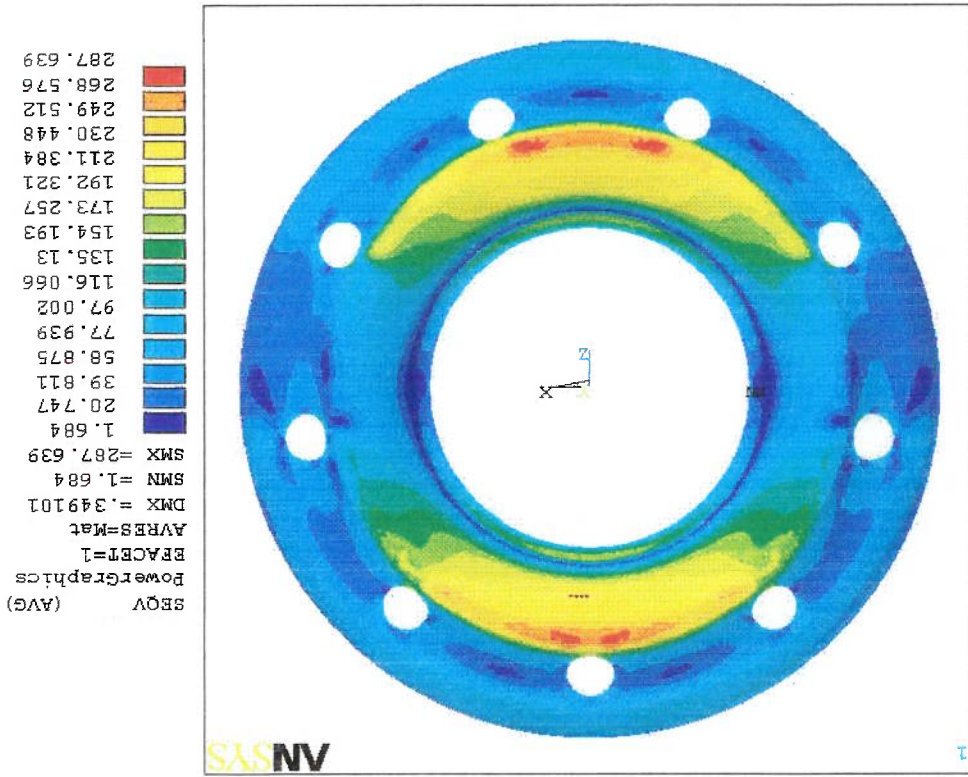


Figura 5.2 – Tensão de von Mises (BOT)

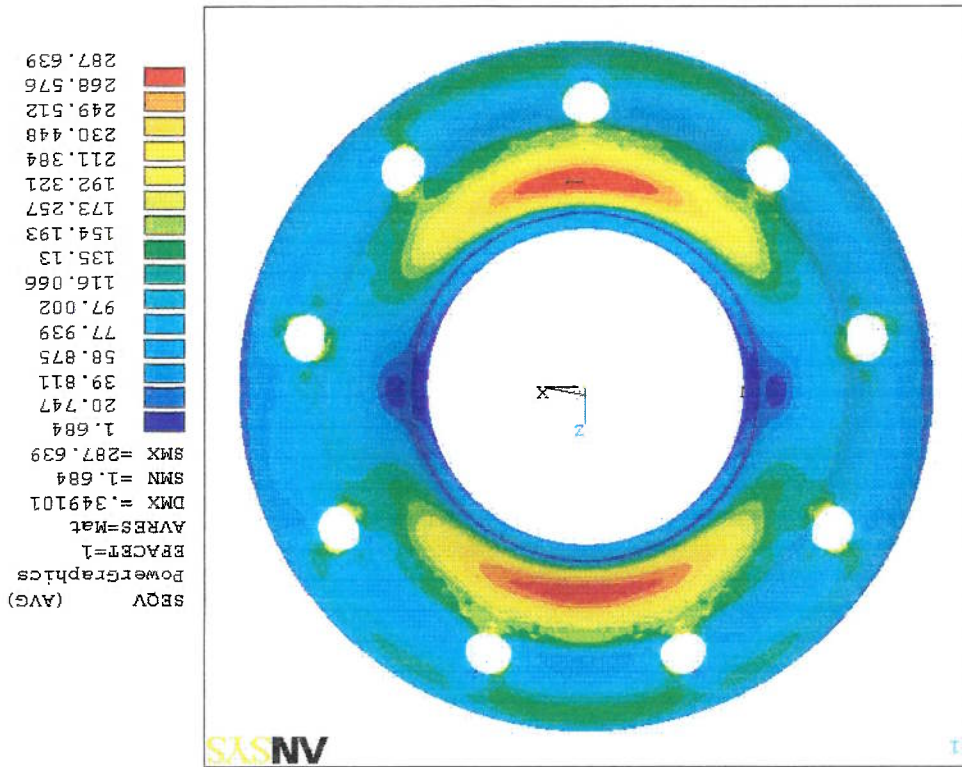


Figura 5.5 – Tensão Normal S_x (TOP)

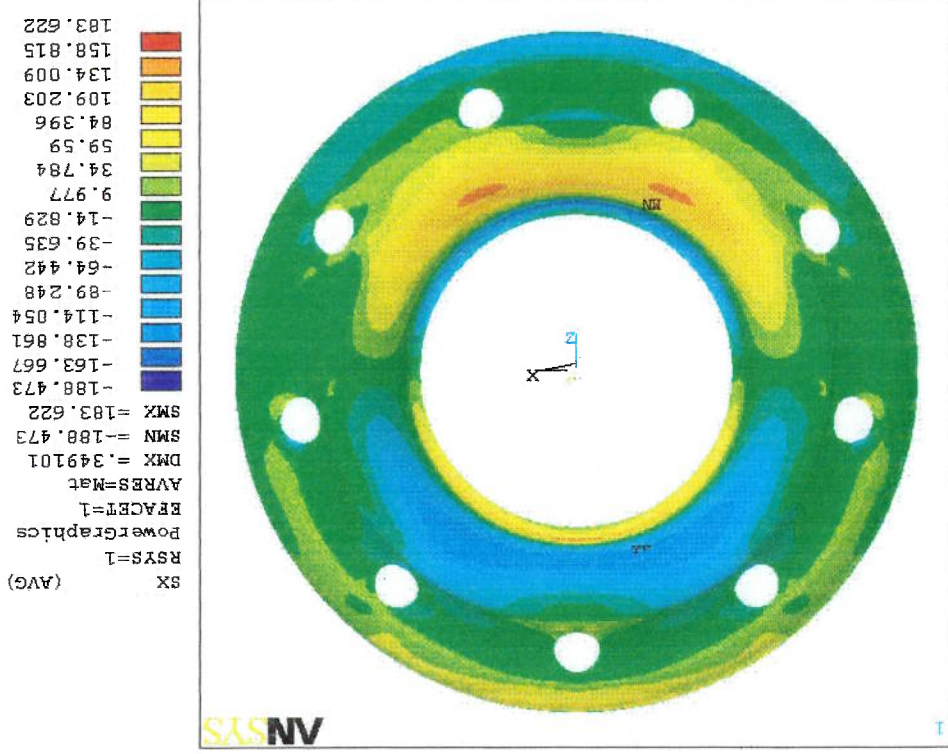


Figura 5.4 – Tensão Normal S_x (BOT)

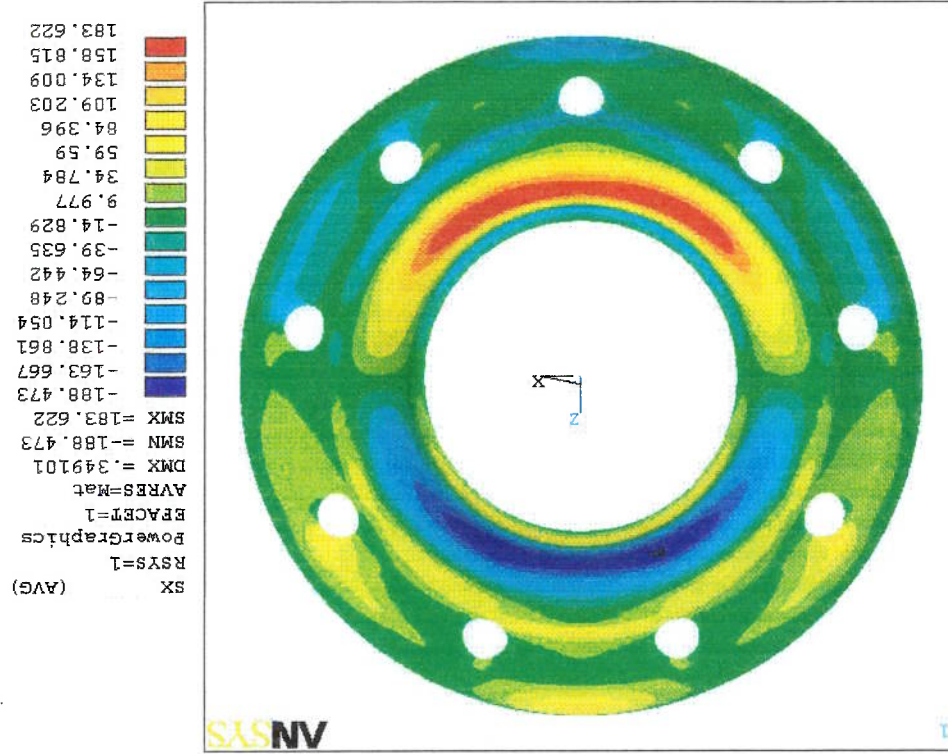


Figura 5.7 – Tensão Normal S_y (TOP)

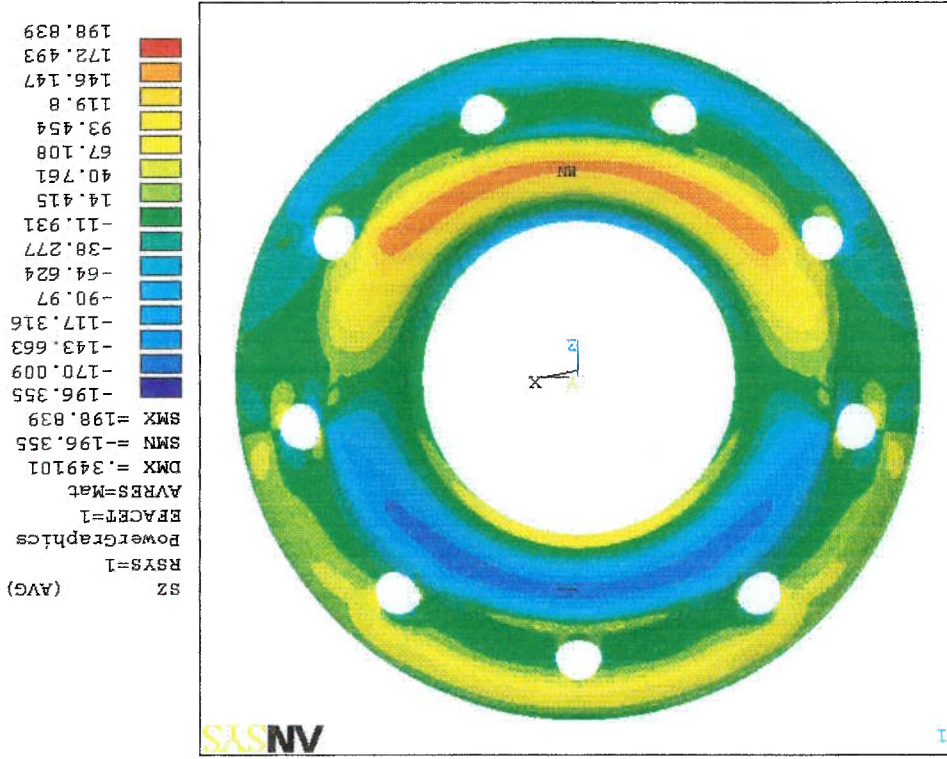


Figura 5.6 – Tensão Normal S_y (BOT)

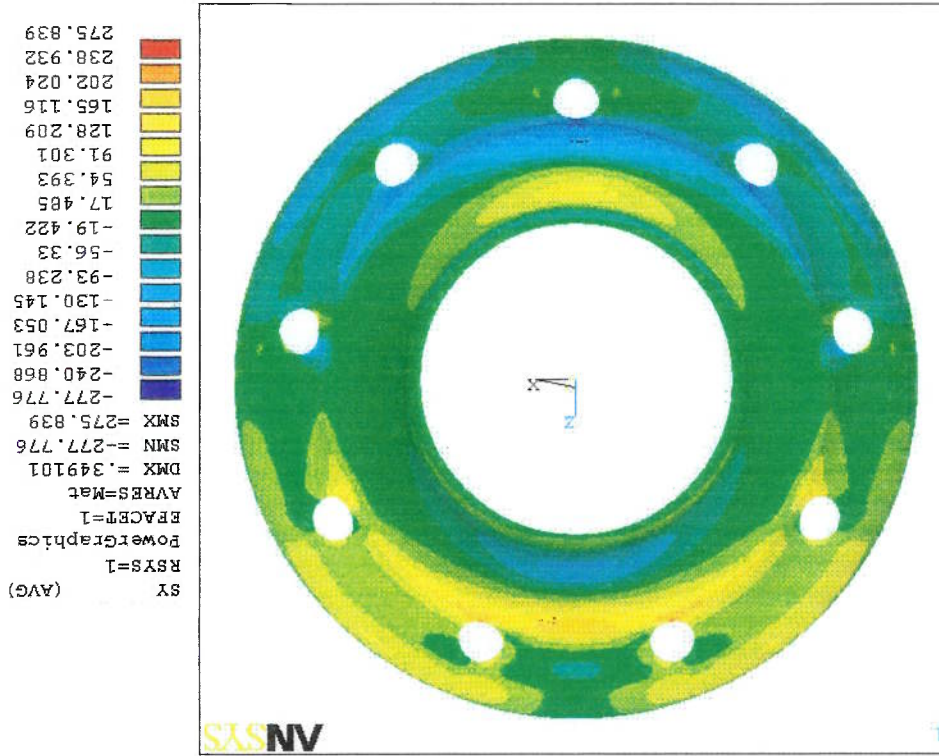


Figura 5.9 – Tensão Normal S_z (TOP)

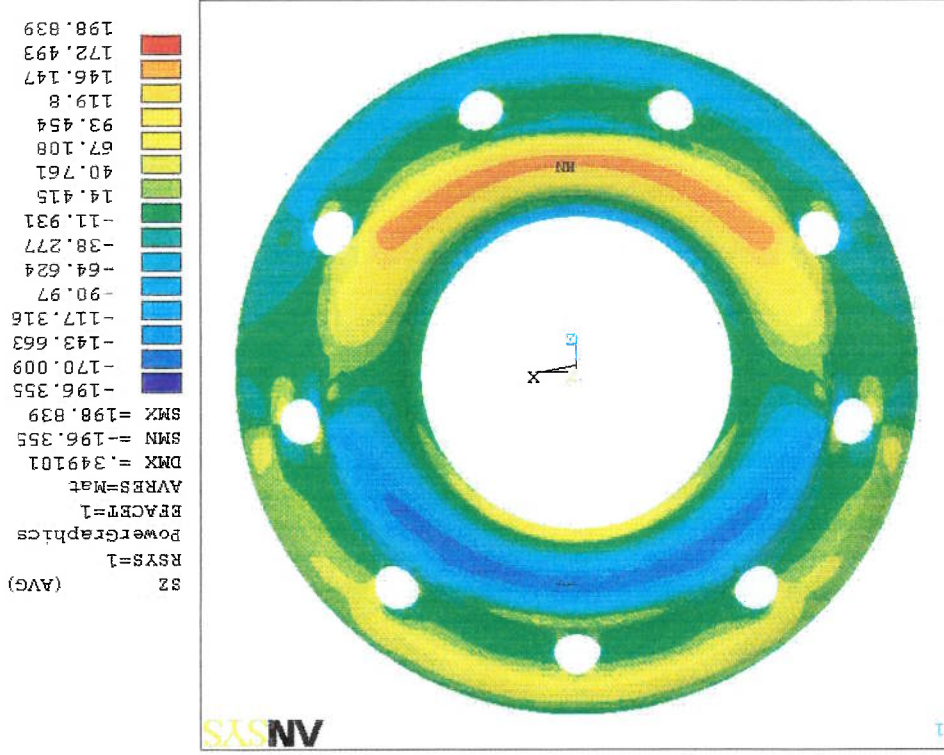


Figura 5.8 – Tensão Normal S_z (BOT)

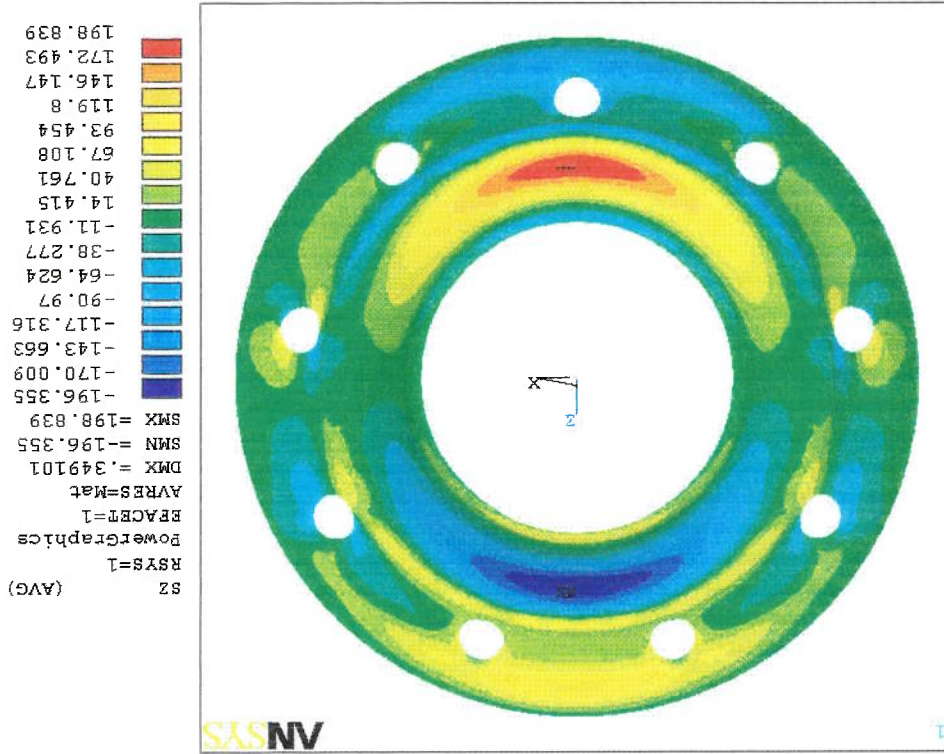


Figura 5.11 – Tensão de Cisalhamento τ_{xy} (TOP)

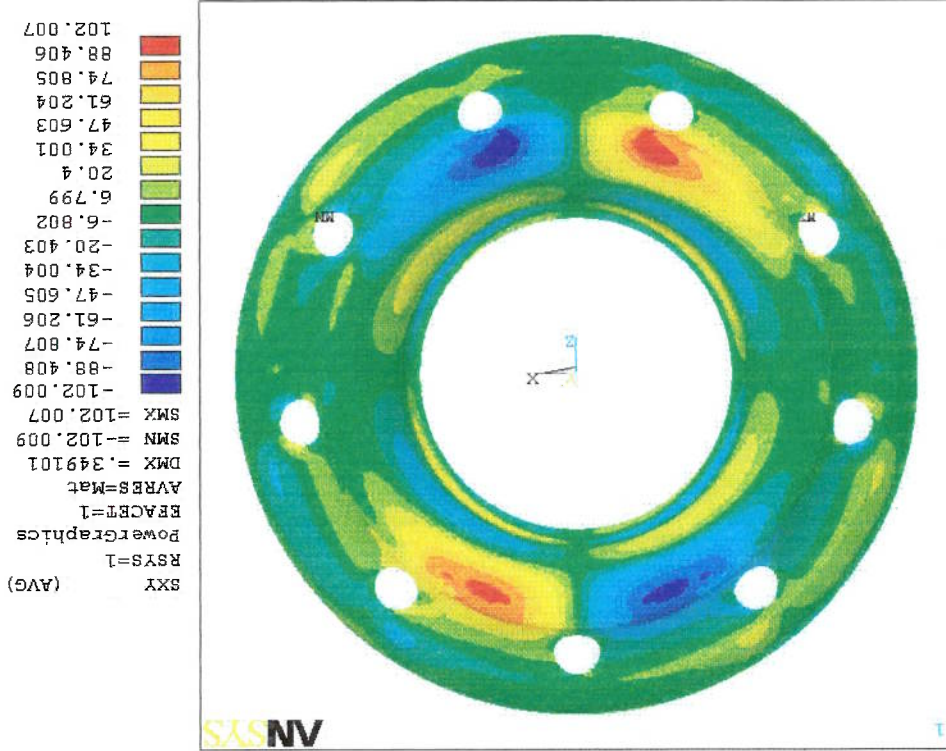


Figura 5.10 – Tensão de Cisalhamento τ_{xy} (BOT)

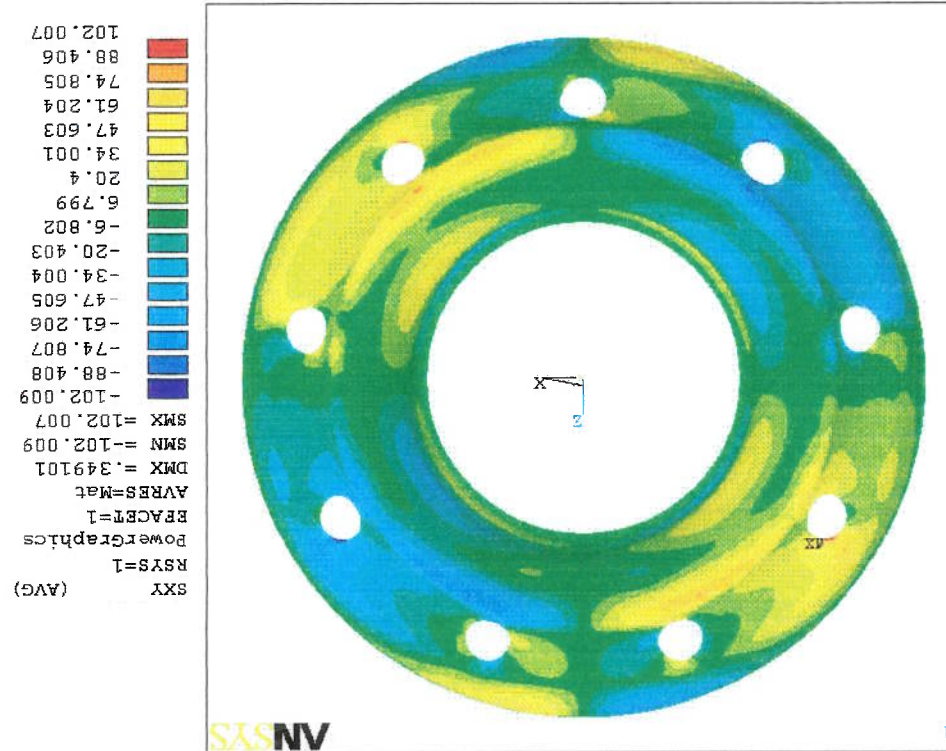


Figura 5.13 – Tensão de Cisalhamento τ_{xz} (TOP)

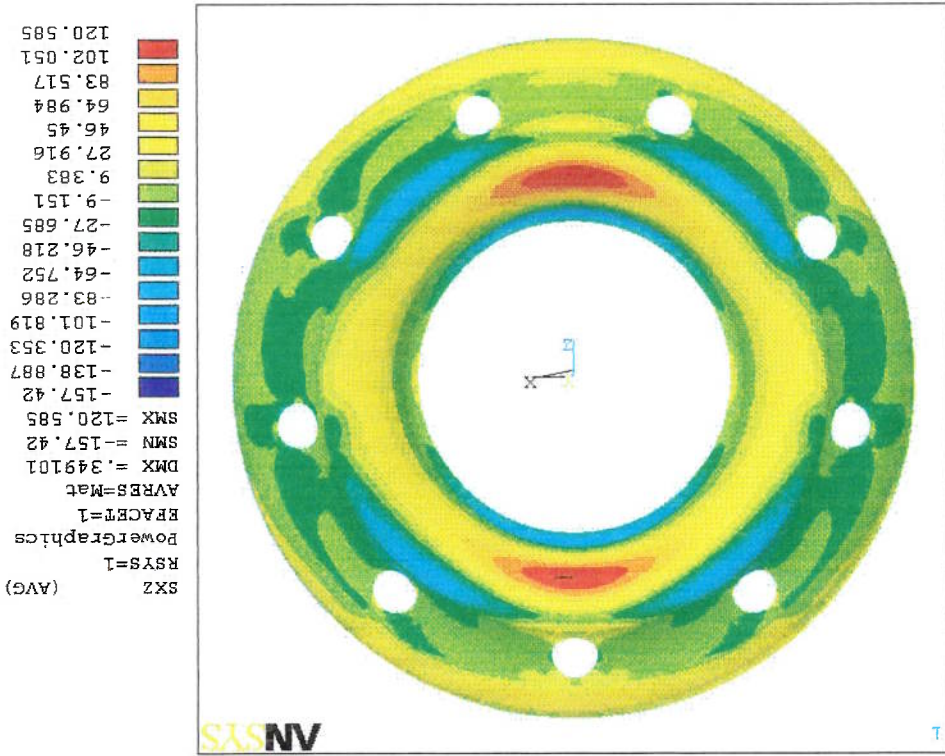


Figura 5.12 – Tensão de Cisalhamento τ_{xz} (BOT)

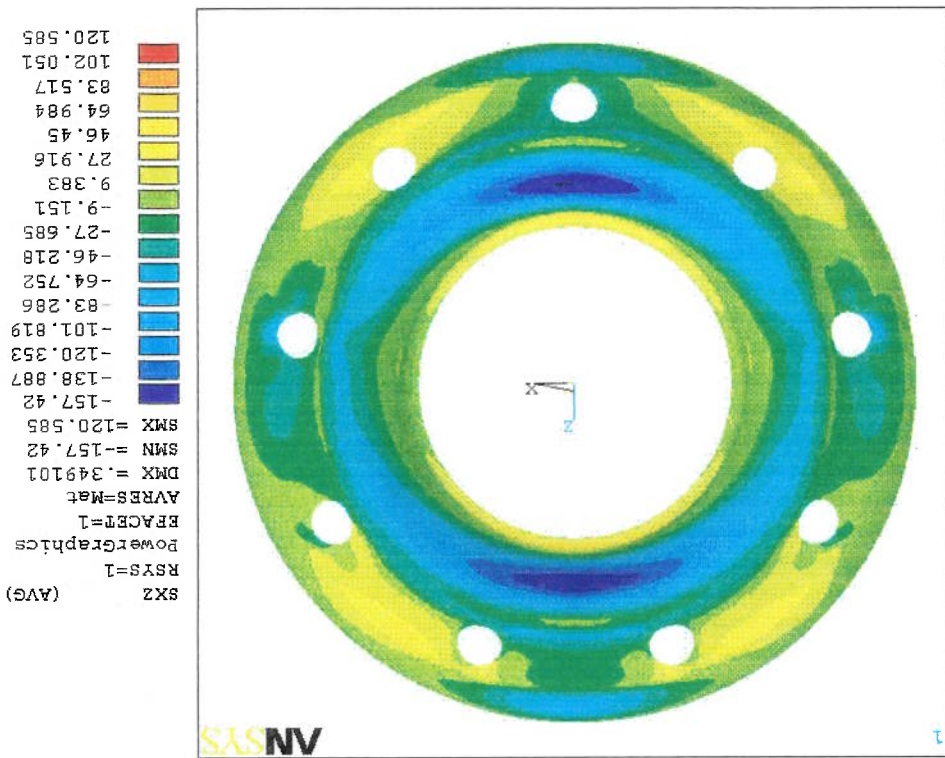


Figura 5.15 – Tensão de Cisalhamento τ_{yz} (TOP)

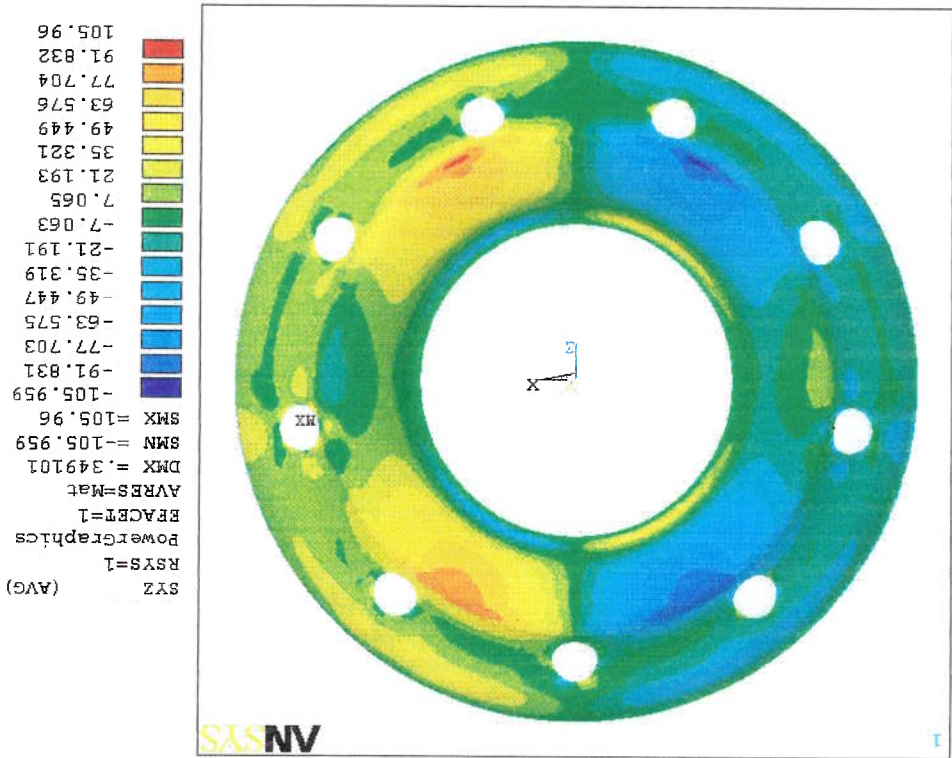


Figura 5.14 – Tensão de Cisalhamento τ_{yz} (BOT)

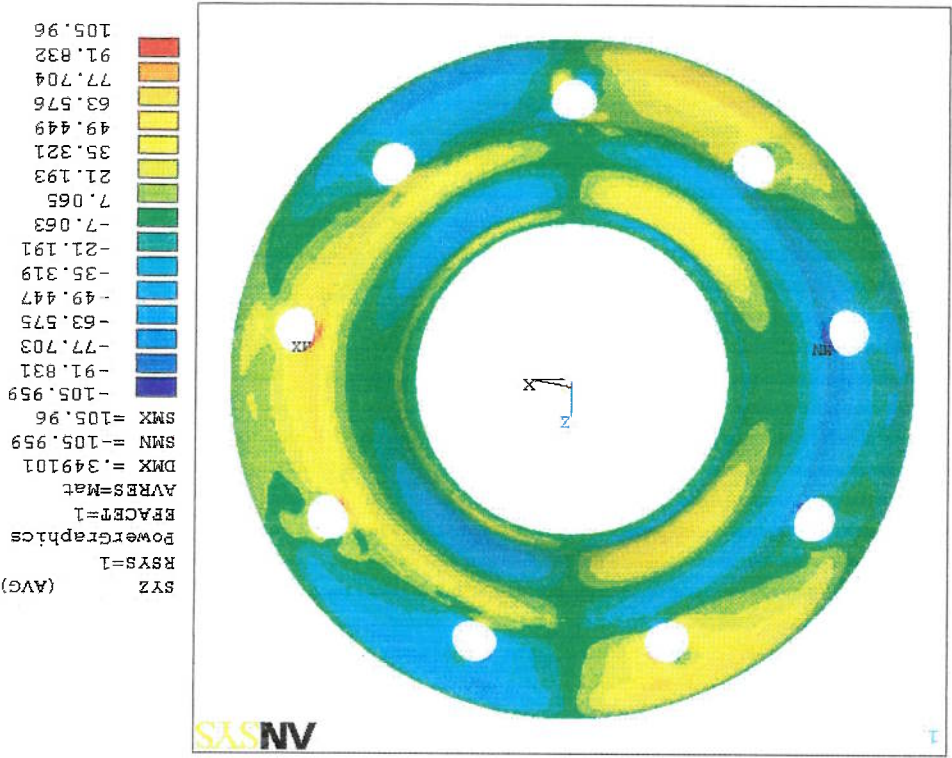


Figura 5.17 – Tensão Principal S₁ (TOP)

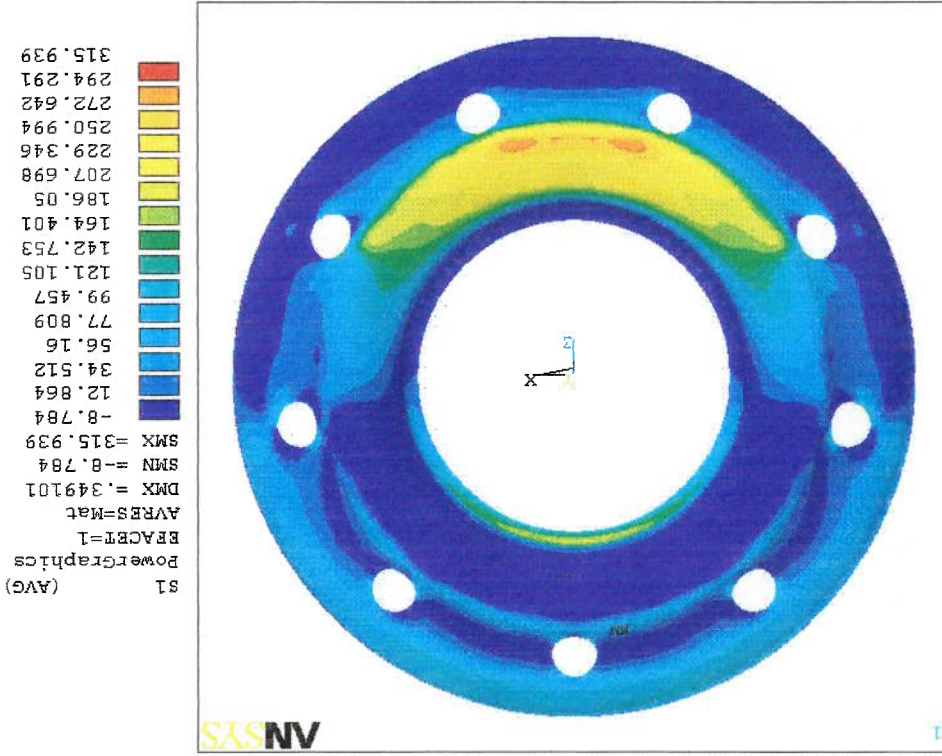


Figura 5.16 – Tensão Principal S₁ (BOT)

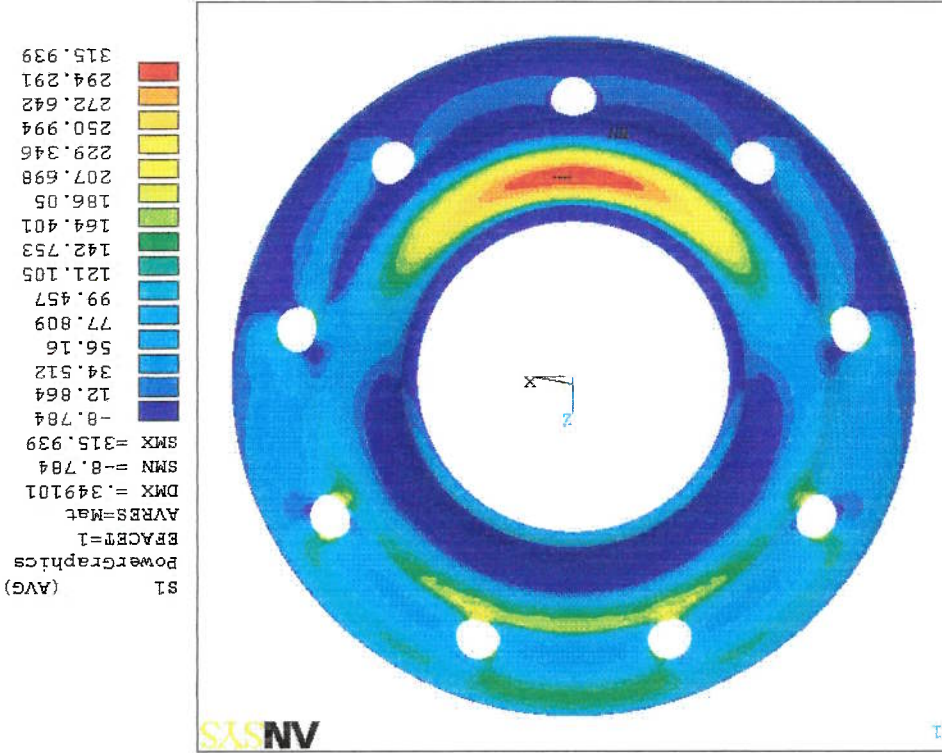


Figura 5.19 – Tensão Principal S_2 (TOP)

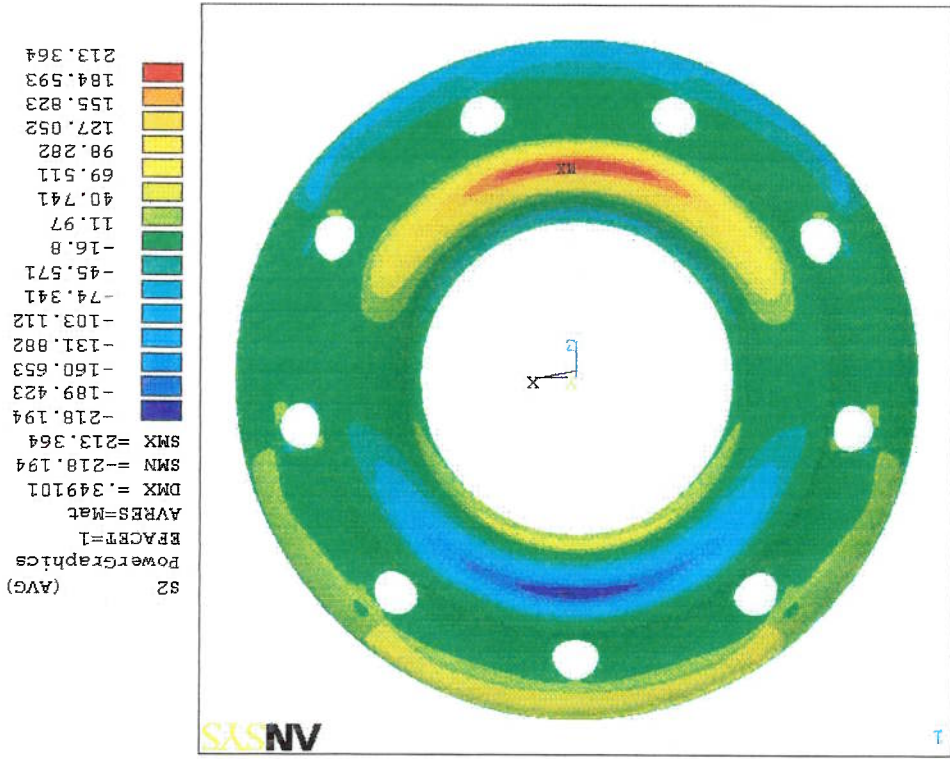


Figura 5.18 – Tensão Principal S_2 (BOT)

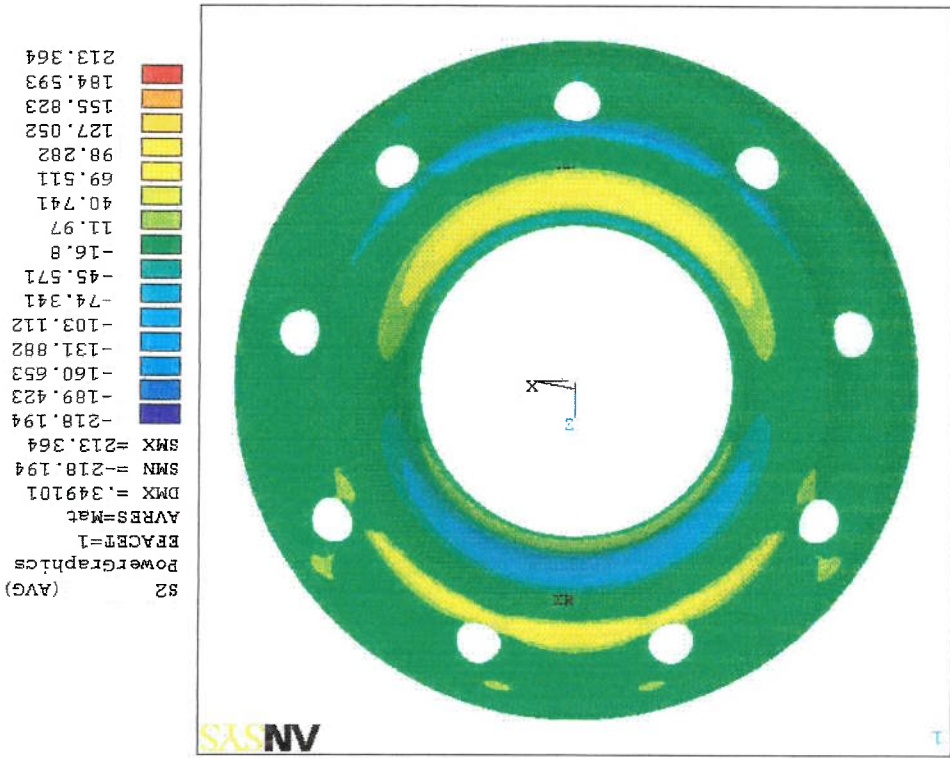


Figura 5.21 – Tensão Principal S_3 (TOP)

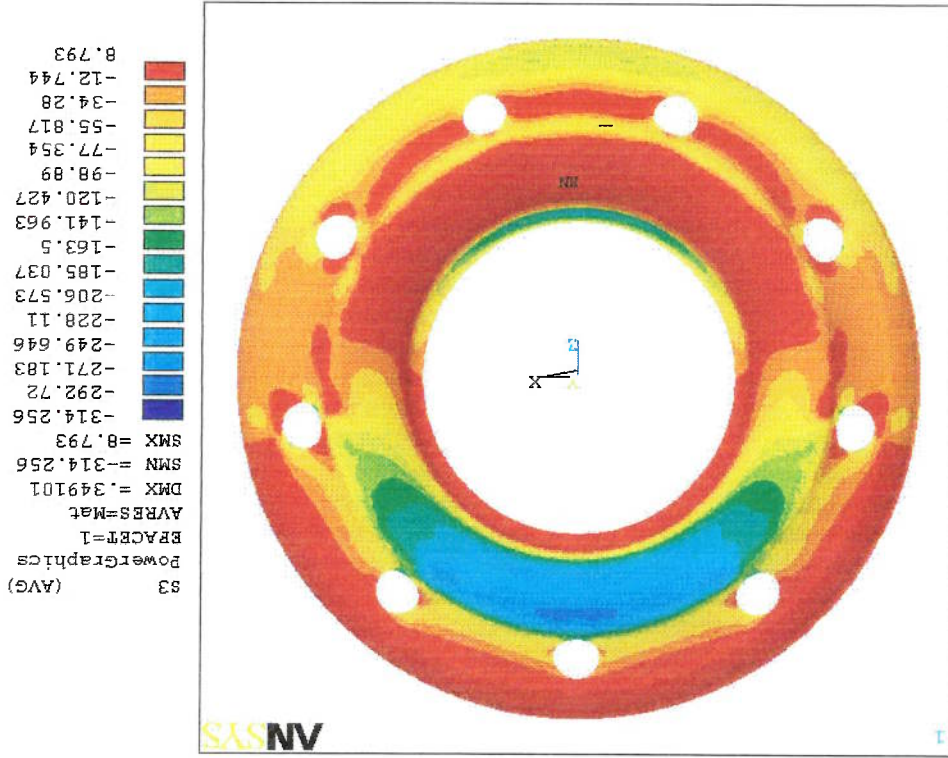
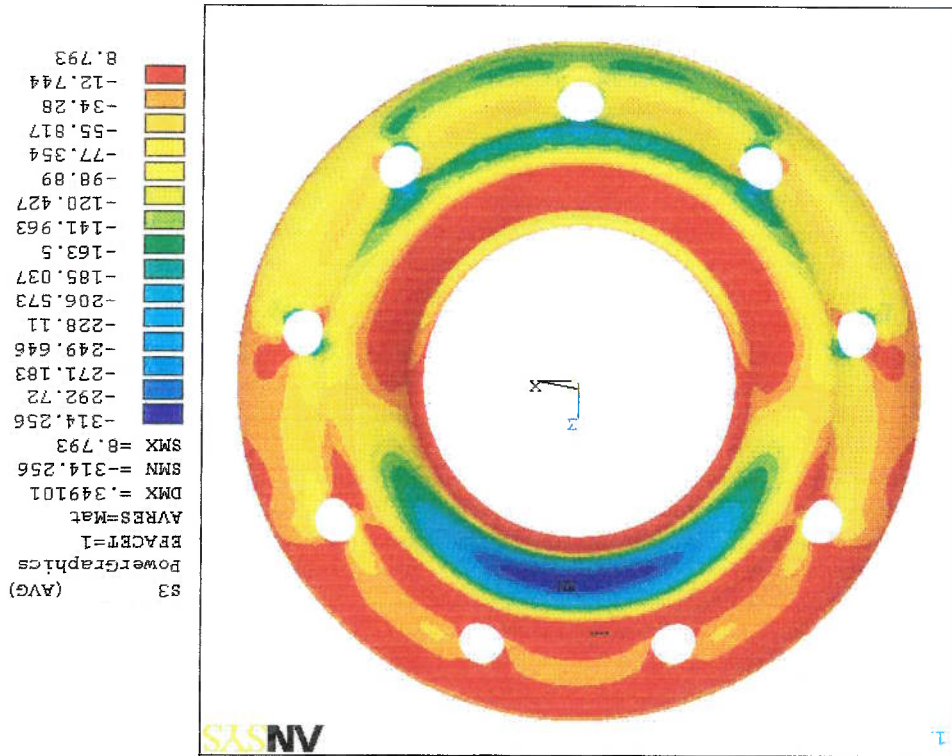


Figura 5.20 – Tensão Principal S_3 (BOT)



Foram escolhidos os nós com os menores e maiores valores de tensões para cada uma das componentes σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xz} , τ_{xy} , e τ_{yz} , considerando a variação da posição angular de aplicação da carga. Os valores de mínima e máxima tensão global estão expressos na Tabela 5.1.

VALORES DE TENSÃO POR COMPONENTE [Mpa]

Nº	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ
564						157
824		-278				
824		278				
5614			-272			
7137	308					
7825						-119
11175				102		
11998				-114		
19465			272			
19999					108	
20592	-308					
25585						-146

Tabela 5.1 – Valores de Mínima e Máxima Tensão

A próxima etapa foi agrupar os valores de tensão σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xz} , τ_{xy} , e τ_{yz} para cada nó de mínima e máxima tensão. Estes valores estão expressos na Tabela 5.2. Em seguida, após o cálculo do valor médio e da amplitude de tensão para cada componente, pela aplicação do Critério de von Mises calcula-se a Tensão Equivalente Média e a Tensão Equivalente Alternada. Estes valores estão expressos na Tabela 5.3.

TOP													BOT			
NO 564	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ				
0°	146	82	170	0	0	-157	-112	-129	-130	0	0	0				
30°	126	71	147	3	-3	-136	-97	-111	-113	-12	13	104				
60°	73	41	85	5	-5	-79	-56	-64	-65	-20	22	60				
90°	0	0	-1	0	-6	0	0	0	1	-24	25	0				
120°	-73	-41	-85	5	-5	79	56	64	65	-20	22	-60				
150°	-126	-71	-147	3	-3	136	97	111	113	-12	13	-104				
180°	-146	-82	-170	0	0	157	112	129	130	0	0	-121				
NO 824	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ				
0°	0	-156	43	-15	0	-6	-3	-278	-37	-24	-21	2				
30°	1	-130	39	-9	-27	-8	-3	-269	-34	-24	-14	3				
60°	1	-69	25	-1	-46	-8	-2	-189	-23	-18	-4	3				
90°	1	10	4	7	-53	-6	-1	-57	-6	-7	7	2				
120°	1	87	-18	13	-46	-2	1	89	13	6	17	0				
150°	1	141	-35	16	-26	2	2	212	29	17	21	1				
180°	0	156	-43	15	0	6	3	278	37	24	21	-2				
NO 5614	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ				
0°	-6	-3	3	-5	-26	-50	-10	-3	-119	-5	-7	-6				
30°	8	0	-74	1	-30	-55	-27	-8	-226	-15	-24	-33				
60°	20	3	-131	8	-27	-45	-38	-12	-272	-20	-35	-52				
90°	26	6	-154	12	-16	-23	-38	-12	-245	-21	-36	-56				
120°	26	7	-134	13	-1	5	-27	-9	-153	-16	-27	-45				
150°	19	6	-79	10	14	32	-10	-4	-19	-6	-12	-23				
180°	6	3	-3	5	26	50	10	3	119	5	7	6				
NO 7137	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ				
0°	8	0	1	-1	2	-19	-1	0	1	0	-5	39				
30°	161	3	-20	33	-20	-17	-120	-2	-74	15	-4	33				
60°	271	5	-34	57	-34	-10	-207	-3	-130	26	-2	19				
90°	308	5	65	65	-39	0	-239	-4	-151	30	1	0				
120°	263	4	56	56	-33	-1	-206	-3	-131	26	2	-19				
150°	147	2	32	32	-19	-2	-118	-2	-77	15	4	-33				
180°	-8	0	-1	1	-2	19	1	0	-1	0	5	-39				
NO 7825	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ				
0°	-9	-101	-111	-29	-106	-31	-4	-11	-130	-7	-43	-22				
30°	-10	-118	-149	-34	-119	-37	-4	9	-173	-3	-41	-27				
60°	-9	-104	-147	-29	-99	-34	-3	26	-170	1	-28	-25				
90°	-5	-62	-106	-17	-54	-22	-1	37	-122	6	-7	-15				
120°	0	-4	-36	0	6	-3	1	37	-41	8	16	-2				
150°	5	56	43	17	65	16	3	28	51	9	34	12				
180°	9	101	111	29	106	31	4	11	130	7	43	22				
NO 11175	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ				
0°	113	93	4	102	-5	-7	70	52	15	60	-9	-14				
30°	92	69	7	79	-15	-18	81	64	13	71	-5	-9				
60°	46	27	9	35	-20	-25	70	58	7	63	1	-1				
90°	-13	-23	8	-18	-21	-24	40	36	-1	38	7	7				
120°	-68	-66	5	-67	-16	-17	0	5	-9	3	11	13				
150°	-105	-92	1	-97	-6	-6	-41	-27	-14	-33	11	16				
180°	-113	-93	-4	-102	5	7	-70	-52	-15	-60	9	14				
NO 11998	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ				
0°	25	75	-61	52	-36	-54	69	137	102	91	-75	-28				
30°	31	59	-58	48	-8	-28	31	72	70	44	-50	-18				
60°	29	27	-40	31	23	5	-14	-12	18	-15	-12	-4				
90°	19	-12	-11	6	47	37	-56	-93	-38	-70	30	12				
120°	4	-48	21	-21	59	59	-83	-149	-84	-106	63	24				
150°	-12	-71	47	-42	55	65	-88	-165	-108	-114	80	30				
180°	-25	-75	61	-52	36	54	-69	-137	-102	-91	75	28				

Tabela 5.2 - Valores de Tensão $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xz}, \tau_{xy},$ e τ_{yz}

NO	19465	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ
0°	-6	-3	3	5	26	-50	-10	-3	4	19	-119	5	7
30°	-19	-6	79	10	14	-32	10	4	4	19	-119	-6	-12
60°	-26	-7	134	13	-1	-5	27	9	153	-16	-27	-27	45
90°	-26	-6	154	12	-16	23	38	12	245	-21	-36	-36	56
120°	-20	-3	131	8	-27	45	38	12	272	-20	-35	-35	52
150°	-8	0	74	1	-30	55	27	8	226	-15	-24	-24	33
180°	6	3	-3	-5	-26	50	10	3	119	-5	-7	-7	6
NO	19999	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ
0°	0	47	101	5	80	4	1	12	93	3	28	11	11
30°	1	74	172	6	108	11	3	-6	160	4	18	24	24
60°	2	81	198	5	107	15	4	-22	184	5	4	30	30
90°	2	66	170	2	78	16	4	-33	158	4	-11	29	29
120°	2	34	97	-1	28	12	3	-34	91	2	-24	19	19
150°	1	-8	-2	-4	-30	5	1	-26	-1	-1	-30	5	5
180°	0	-47	-101	-5	-80	-4	-1	-12	-93	-3	-28	-11	-11
NO	20592	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ
0°	8	0	1	-2	-19	-1	-1	0	1	0	5	39	39
30°	-147	-2	-32	-19	-2	-17	118	2	77	15	4	33	33
60°	-263	-4	-56	-33	-1	-10	206	3	131	26	2	19	19
90°	-308	-5	-65	-39	1	0	239	4	151	30	0	0	0
120°	-271	-5	-57	-34	1	10	207	3	130	26	-2	-19	-19
150°	-161	-3	-33	-20	2	17	120	2	74	15	-4	-33	-33
180°	-8	0	-1	2	19	1	19	0	-1	0	-5	-39	-39
NO	25585	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ
0°	-143	-53	-170	7	-30	-143	121	120	142	-33	50	102	102
30°	-148	-52	-169	12	-25	-146	130	118	135	-44	37	104	104
60°	-114	-37	-123	13	-13	-110	104	84	91	-43	14	78	78
90°	-49	-12	-44	10	2	-44	51	27	24	-31	-13	31	31
120°	29	16	47	5	17	34	-16	-36	-50	-10	-36	-24	-24
150°	99	40	125	-1	27	102	-79	-90	-111	13	-50	-73	-73
180°	143	53	170	-7	30	143	-121	-120	-142	33	-50	-102	-102

Tabela 5.3 – Tensão Média e Tensão Alternada

31	75	61	52	80	30
29	59	47	48	75	28
25	27	21	31	63	24
19	-12	-11	6	30	12
4	-48	-40	-21	-12	-4
-12	-71	-58	-42	-50	-18
-25	-75	-61	-52	-75	-28
3	0	0	0	2	1
28	75	61	52	77	29
6	3	154	13	7	56
-6	0	134	12	-7	52
-8	-3	131	10	-12	45
-19	-3	79	8	-24	33
-20	-6	74	5	-27	23
-26	-6	3	1	-35	6
-26	-7	-3	-5	-36	-6
16	5	78	9	21	31
2	81	198	6	28	30
2	74	172	5	18	29
2	66	170	5	4	24
1	47	101	2	-11	19
1	34	97	-1	-24	11
0	-8	-2	-4	-28	5
0	-47	-101	-5	-30	-11
1	17	48	0	-1	10
1	64	149	6	29	21
8	-5	1	1	5	39
-8	-5	-1	-1	4	33
-147	-4	-32	-19	2	19
-161	-3	-33	-20	0	0
-263	-2	-56	-33	-2	-19
-271	0	-57	-34	-4	-33
-308	0	-65	-39	-5	-39
-150	-3	-32	-19	0	0
158	-3	33	20	5	39
143	53	170	13	50	104
99	40	125	12	37	102
29	16	47	10	14	78
-49	-12	-44	7	-13	31
-114	-37	-123	5	-36	-24
-143	-52	-169	-1	-50	-73
-148	-53	-170	-7	-50	-102
3	0	0	3	0	1
146	53	170	10	50	103
AMPLITUDE					
VALOR MEDIO					
Nº 25585					
AMPLITUDE					
VALOR MEDIO					
Nº 20592					
AMPLITUDE					
VALOR MEDIO					
Nº 19999					
AMPLITUDE					
VALOR MEDIO					
Nº 19465					
AMPLITUDE					
VALOR MEDIO					
Nº 11998					
AMPLITUDE					
VALOR MEDIO					

Considerando-se o efeito da tensão média não nula, aplica-se as correções da curva SN, citadas no Capítulo 3 (item 3.4.2).

Um outro método de resolução é optar não pela correção da curva SN mas pela correção da tensão alternada equivalente, de forma a considerar o efeito da tensão média e utilizar esta tensão para determinar a vida em fadiga para o componente. Podemos adaptar a Equação 3.6, executando-a da seguinte maneira:

$$\sigma'_{CORRIGIDA} = \frac{\sigma_{vMa}}{\left(I - \frac{\sigma_{vMm}}{S_m} \right)^r} \quad (5.1)$$

Obtendo-se a tensão alternada equivalente corrigida para cada n^o, escolhe-se o maior valor de tensão para verificar a vida em fadiga. Assim, tomando os resultados das figuras 5.22, 5.23 e 5.24, os valores de máxima tensão equivalente do modelo estão expressos na Tabela 5.4.

* TENSÕES EXPRESSAS EM MPa							
276		294		277		305	
Tensão de von Mises		Tensão Alternada Corrigida por Goodman		Tensão Alternada Corrigida por Gerber		Tensão Alternada Corrigida por Soderberg	
N ^o 536	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	
VALOR MÉDIO	0	0	0	6	-10	0	
AMPLITUDE	80	5	198	6	10	125	

Tabela 5.4 – Máxima Tensão Equivalente Corrigida

5.2 – Vida em Fadiga

Através das análises obtidas no Capítulo 5, foi possível identificar quais os pontos mais solicitados na roda, segundo o carregamento aplicado. Devemos, portanto, estimar a possibilidade de iniciação de trincas induzidas pelo processo de fadiga cíclica. Tal como apresentado no Capítulo 3 deste presente trabalho, os valores obtidos podem ser comparados diretamente com os valores limites de resistência à tração e de escoamento do material utilizada na fabricação do componente. Para o desenvolvimento do modelo de análise de fadiga far-se-á o emprego da curva SN. Tem-se então:

$$\sigma'_{\text{CORRIGIDO}} + \sigma'_{\text{aCORRIGIDO}} < S_y$$

$$\sigma'_{\text{CORRIGIDO}} + \sigma'_{\text{aCORRIGIDO}} < S_u$$

Aplicando a tensão corrigida:

$$20+276=296 < S_y$$

$$20+276=296 < S_u$$

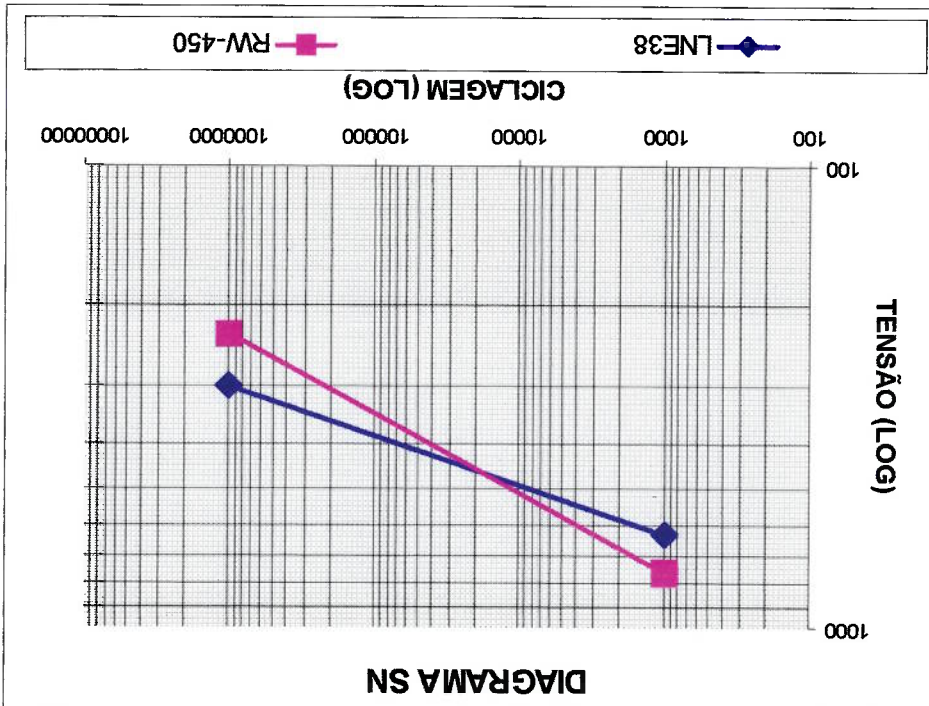
Comparando os valores encontrados com os limites de resistência à tração e de escoamento, indicados na Tabela 3.1, encontra-se dois materiais possíveis para a fabricação do produto: RW-450 ou LNE38.

Utilizando a Equação 3.8, reteratemos a curva SN através de parâmetros estatísticos. Podemos visualizar a curva SN para os materiais em questão no Gráfico

5.1.

Utilizando uma planilha eletrônica para a verificação da vida em fadiga, obtém-se o número de ciclos necessário para ocorrer à fadiga da roda em projeto. Fuchs [4] sugere para componentes fabricados em aço, as correções de Goodman e Gerber. Para o caso em estudo sugere-se a correção de Goodman, por ser mais conservadora. Para o aço RW-450, obtém-se uma vida de 175000 ciclos e para o aço LNE38, obtém-se uma vida de 560000 ciclos.

Gráfico 5.1 – Diagrama SN



Capítulo 6 – Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

O objetivo principal deste trabalho, qual seja: o de criar um programa paramétrico que pudesse ao mesmo tempo controlar a geometria, o carregamento e a malha de elementos finitos, foi executado.

Conclui-se que os investimentos necessários para o desenvolvimento desta ferramenta de projeto foram justificados:

a) Facilidade e agilidade na quantidade de soluções testadas, pois reduz-se o tempo de geração de sucessivas geometrias e malhas de Elementos Finitos para cada verificação de projeto realizada;

b) Torna-se ainda viável otimizar o grau de refinamento da malha (análise de convergência), que fornecerá resultados satisfatórios com o menor custo possível em termos de tempo de processamento;

c) Confiabilidade dos modelos de Elementos Finitos, pois uma vez definidas as hipóteses que regem o problema, tais como condições de contorno e carregamentos, todos os modelos serão criados sob as mesmas premissas, contribuindo assim para o controle de qualidade das análises;

d) Uma interface amigável possibilita aos profissionais de grande conhecimento do produto, mas com pouco conhecimento no MEF, executar análise, reduzindo-se custos de mão-de-obra, já que se reduz a demanda por pessoas com a qualificação mais elevada, tal como seria necessário para preparar modelos e analisar resultados segundo o procedimento usual;

e) Utilização do Método dos Elementos Finitos como ferramenta de projeto minimiza a necessidade de fabricação de vários protótipos, permitindo que de uma ampla gama de

alternativas de projeto, algumas poucas, e as melhores, sejam confeccionadas e selecionadas para a realização de fadiga em laboratório.

Durante o desenvolvimento da dissertação, foram verificados pontos que poderiam ser melhor avaliados, ou desenvolvidos, em etapas futuras, os quais são:

a) A checagem de dados é uma etapa importante e bastante presente nos programas atuais. A coerência dos dados de entrada pode ser verificada de duas maneiras:

a.i.) individualmente, verificando se o valor existe como grandeza física ou enumerativa, como por exemplo, números reais, não negativos, etc.

a.ii.) coletivamente, verificando a compatibilidade entre os dados de entrada fisicamente, como por exemplo, dimensões da janela de ventilação.

Estas duas etapas permitem uma aproximação entre o usuário final e o programa, reduzindo tempo de treinamento e risco de erros, bem como facilitando a identificação dos erros ou avisos.

b) A criação de uma biblioteca para as geometrias existentes da janela de ventilação, minimizando trabalho para avaliar modelos comumente fabricados.

c) Estudo dos diversos fatores k_i que quantificam o efeito de todos os parâmetros que podem afetar a vida em fadiga da peça, quando comparada com a dos corpos de provas padrão, como o acabamento superficial, gradiente de tensões, tipo de carregamento, tamanho e sensibilidade ao entalhe, temperatura e confiabilidade.

d) A elaboração de um programa computacional que tratasse os dados de saída do Programa de Elementos Finitos, selecionando automaticamente os nós que apresentassem a máxima e mínima tensão em cada componente e calculasse as tensões médias e alternadas.

e) Extensão ao caso de rodas de liga, não confeccionadas em chapa, com elementos sólido.

f) Aplicação de simulação de outros tipos de testes que apenas o de fadiga rotativa do

disco.

Finalmente, a partir das análises executadas nesta dissertação, pode-se afirmar

que o programa de Modelagem Paramétrica de Rodas Automotivas satisfaz os objetivos

pretendidos.

Capítulo 7 – Referências Bibliográficas

7.1 – Bibliografia Básica

- [1] K. J. Bathe, *Finite Element Procedures*, Prentice Hall, New Jersey, 1996
- [2] Zeid, *CAD/CAM Theory and Practice*, McGraw-Hill, Singapore, 1991
- [3] J. F. Knott, *Fundamentals of Fracture Mechanics*, Halsted Press, John Wiley and Sons, New York, 1973
- [4] H. O. Fuchs and R. I. Stephens, *Metal Fatigue in Engineering*, Halsted Press, John Wiley and Sons, New York, 1980
- [5] J. E. Shigley and C. R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, New York, 1989
- [6] Van Vlack, L. H., *Princípios da Ciência dos Materiais*, Edgard Blücher, São Paulo, 1970
- [7] Collins, J. A., *Failure of Materials in Mechanics Design – Analysis, Prediction, Prevention*, Wiley Interscience Publication, John Wiley and Sons, New York, 1981
- [8] Juvinall, R. C., *Stress, Strain, and Strength*, McGraw-Hill, New York, 1967
- [9] ALAPA – Associação Latino Americana de Pneus e Aros, Normas Técnicas, São Paulo, 1999
- [10] American Society for Testing and Metals – Metals Handbook – *Properties and Selection: Steels*, Vol 19a, Metals Park, Ohio 1979.
- [11] American Society for Testing and Metals – *Atlas of Fatigue Curves*, Metals Park, Ohio 1979.

- [12] SAE International – *Surface Vehicle Recommended Practice: J238* – ver. Jun/94, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001
- [13] Dias, C. A. N., *Introdução ao Estudo de Vibrações da Viga Navio*, Tese de Mestrado, EPUSP, São Paulo, 1978.
- [14] Dias, C. A. N em., *Método para Prevenção de Vibrações da Estrutura do Navio*, Tese de Doutorado, EPUSP, São Paulo, 1984.
- [15] Souza, G. F. M., *Análise de Confiabilidade Estrutural à Fadiga de "RISEERS"* *Rígidos*, Tese de Doutorado, EPUSP, São Paulo, 1994.
- [16] ANSYS Inc. – *ANSYS Theory Manual*, version 5.6, 1999
- [17] Mitchell, M. R., *Fatigue Analysis for Design*, Rockwell Science Center, Thousand Oaks, 1987
- [18] J. T. P. de Castro e M. A. Meggiolaro, *Automation of the Fatigue Design Under Complex Loading*, PUC RJ, Rio de Janeiro, 1998.
- [19] K. N. Smith, P. Watson, and T. H. Topper, *A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals*, Journal of Materials, Vol 5, No. 4, 1970.
- [20] AWS (American Welding Society) – *Structural Welding Code: Steel*, ed. 11, Miami 1990
- [21] Cunha, C. C., *Modelagem Paramétrica de Abertura em Casco Resistente de Submarino*, Tese de Mestrado, EPUSP, São Paulo, 1999.
- [22] Fallani, R. A., *Desenvolvimento de Rodas Através do M.E.F.- Hayes-Lemmerz*, IX Seminário de Elementos Finitos & Encontro de Usuários do ANSYS - Smarttech, São Paulo, 1999

7.2 – Bibliografia Complementar

[23] Santana, F. A., *Análise de Fadiga de Rodas para Veículos de Transporte de*

Carga, Tese de Mestrado, EPUSP, São Paulo, 2000.