

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE FALHA EM JUNTA SOLDADA

por

Luiz Gustavo Medeiros

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, setembro de 2008

ANÁLISE DE FALHA DE UMA JUNTA SOLDADA

por

Luiz Gustavo Medeiros
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. José Antonio E. Mazzaferro

Comissão de Avaliação: (na versão apresentada à banca) ou Aprovada por: (na versão final)

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez

Prof. Dr. Flavio Lorini
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, setembro de 2008.

RESUMO

O uso da bicicleta tem sido difundido, tanto para atividades de lazer quanto para a prática de esportes. Este meio de transporte tem ocupado grande espaço na sociedade, principalmente naquelas mais numerosas - Índia e China, por exemplo. Da segunda metade do século XX para o presente, o estudo da fadiga ganhou relevância para buscar o entendimento/explicação para algumas falhas catastróficas que ocorreram neste período. O ciclismo não poderia ser diferente, acompanhou a evolução, tanto de técnica quanto de materiais. Apesar deste desenvolvimento algumas estruturas - quadros de bicicleta sofrem falhas durante o uso, apresentando trincas ou até mesmo entrando em colapso súbito. Os esforços gerados durante a prática do ciclismo de estrada diferem daqueles gerados durante a prática do *mountain bike*. Tendo como ponto de partida um quadro de bicicleta que falhou – trincou, no desenvolvimento do trabalho simula-se um carregamento capaz de avaliar a resistência da junta soldada de fácil reprodução em teste, retratando uma condição de uso. O comportamento da estrutura com o carregamento proposto foi simulado utilizando a técnica de elementos finitos. A tensão máxima localizada coincidiu com o ponto em que surgiu a falha no quadro analisado, a magnitude da tensão naquele ponto também foi avaliada. Aplicando-se o procedimento de cálculo para a vida em fadiga de uma estrutura, obteve-se um resultado de tensão que atingiu 40% do valor necessário para desencadear o processo – fadiga, naquele ponto. A análise confrontou a resistência do projeto com o carregamento proposto para verificar sua capacidade para absorver esforços da ordem ou superiores ao analisado. Sabe-se que ciclistas mais radicais poderiam valer-se da combinação deste carregamento com outras situações onde a massa do ciclista pode facilmente ser amplificada por efeitos dinâmicos, altas velocidades e obstáculos diversos. Esta condição adversa é complexa para ser reproduzida em uma simulação porque se desconhecem os valores relativos às deformações, assim como as velocidades, ângulos e movimentos que o ciclista possa estar realizando durante este tipo de uso, comumente verificado durante a prática do esporte – *mountain bike*.

ABSTRACT

The bicycle use has been diffused among the population in general, the people started to see it as a way of transport. It has been used both for transportation and for professional cyclists who use it as tool to reach their goals or to win bicycle races.

The evolution, both on materials and cycling/bike riding techniques in the second half of last century has changed. In the other hand, fatigue cases which follow some disasters got some relevancy. The first goal was to find some explanation for what happened and how to avoid the problem – the crack, or in some cases the disaster.

The cyclism followed the evolution, both on materials, on the road bikes and off-road bikes. Actually many riders know that some samples of bike frames have failed during use or even worse the crack appeared and the frame broke down suddenly.

The discussion concerning the bicycle frame resistance doesn't look finished. The cyclists demands are different. The loads encountered during cycling can be very different comparing on and off-road bikes – Road and Mountain Bike.

The start point for the present work involved a sample of a Mountain Bike frame which had failed. The work development was to propose a kind of load which could test the fatigue strength of the material analyzed. The load proposed should be easy to simulate in finite element analysis – FEA, and it must reproduce a normal use condition.

The the load were defined, the structure were simulated using a specific software – FEA. Finite element analysis. After the test the responses were collected. The primary goals were to find the location of the main tensile and its measurement in the frame. It coincided exactly with the crack in the real bike frame.

Using the normal procedure to predict the fatigue life in the welded joint, the result reached 40% of the fatigue resistance for that joint, considering the load applied.

The analysis compared the project resistance to the load to check its capacity to absorb loads igual or above the one which were used. Some riders that are more strength, those who can apply more than the load proposed or even those who are more radical in their way of riding could use the combination of these situations making the load easily amplified by dynamics effects, bumps and high speed for example. This hard condition of use is complex to be reproduced because there isn't any information concerning strain, speed, angles and the motion that the rider could do when riding a mountain bike.

ÍNDICE

	Pág.
1. Introdução.....	1
1.1 Esportes Radicais e o Ciclismo – <i>Mountain Bike</i>	1
1.2 Objetivos do Estudo.....	3
2. A Evolução da Bicicleta.....	4
2.1 Histórico da Utilização dos Quadros de Alumínio.....	6
2.2 Critério de tensão e Resistência – Segurança no Dimensionamento.....	7
2.3 Energia de Deformação Aplicada na Estrutura – Quadro.....	8
2.4 Avaliação do Movimento.....	9
2.5 Eficiência e Desempenho no Movimento Humano.....	10
2.6 Dinamometria no Ciclismo.....	10
2.7 Biomecânica no Ciclismo.....	12
2.8 Escopo da Norma ASTM F2711.....	13
2.8.1 Resumo do método de teste.....	14
2.8.2 Uso e significado.....	15
2.8.3 Metodologia.....	15
2.8.4. Teste de fadiga com carregamento horizontal.....	15
3. Fadiga.....	17
3.1 Solicitação de Fadiga.....	19
3.2 Solicitações Combinadas.....	20
3.3 Fatores de correção usados para o cálculo do limite de fadiga.....	21
3.3.1 Efeito gerado pelo acabamento artificial.....	21
3.3.2 Efeito do tamanho e Gradiente de tensões.....	22
3.3.3 Efeito gerado pelo tipo de carregamento.....	23
3.4 Efeito gerado pela Concentração de Tensões.....	23
3.5 Fadiga de Baixo Ciclo.....	25
3.6 Fadiga em Estrutura de Alumínio.....	25
3.7 Ligas de Alumínio Para Fins Estruturais – Tratáveis Termicamente.....	26
3.8 Resistência a Fadiga.....	28
4. Metodologia e Objeto de Estudo.....	30
4.1 A relevância e o Objeto do Estudo.....	30
4.2 Magnitude e localização das tensões principais.....	31
4.3 Variáveis envolvidas no Ciclismo.....	32

4.4	O Modelo de Elementos Finitos.....	34
4.5	Resultado da Análise de Elementos Finitos.....	37
4.6	Cálculo da vida em fadiga para a junta soldada – Quadro de Bicicleta.....	37
5.	Discussão dos Resultados.....	47
5.1	Resultado dos Cálculos.....	47
5.2	Comparativo Tubo Frontal - <i>OverSize e Standard</i>	48
6.	Conclusão.....	49
7.	Referências Bibliográficas.....	51
Anexo I	53
Anexo II	54

LISTA DE SÍMBOLOS

σ	tensão	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
τ	tensão cisalhante	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
σ_a	tensão alternante	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
σ_m	tensão média	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
σ_a'	tensão alternante corrigida	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
σ_r	tensão última de tração	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
Se'	tensão teórica de fadiga	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
Se	tensão de fadiga calculada	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
Sa	amplitude de tensão corrigida pelo fator de segurança	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
Sm	tensão média corrigida pelo fator de segurança	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
Syt	tensão limite de escoamento	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
Sut	tensão última de tração	[MPa = $10^6 \times \text{N} \times \text{m}^{-2}$]
K_a	fator de acabamento superficial	[adimensional]
K_b	fator de correção para efeito de escala	[adimensional]
K_c	fator de correção para o tipo de carregamento	[adimensional]
K_f	fator de correção para o concentrador de tensões (axial)	[adimensional]
K_{f_c}	fator de correção para o concentrador de tensões (cisalhante)	[adimensional]
K_t	fator de concentração de tensões teórico	[adimensional]
q	índice de sensibilidade ao entalhe	[adimensional]
I	momento de inércia	[m ⁴]
D	diâmetro maior	[mm]
d	diâmetro menor	[mm]
F	carga transmitida para o volante	[N]
P	carga transmitida para a bicicleta	[N]
r	raio	[mm]
ω	velocidade angular	[rpm]
rl	relação entre Sm e Sa	[adimensional]
ε	deformação específica	[adimensional]
da	taxa de abertura por ciclos de carregamento	[mm]
dN	taxa de variação do número de ciclos	[adimensional]
Δk	taxa de abertura de trinca pelo número de ciclos	[mm]
nf	coeficiente de segurança para fadiga	[adimensional]
Pot	potência	[watt]

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	TÍTULO	Pág.
Figura 1.1	Repack Downhill Mount Tamalpais, Califórnia.	2
Figura 2.1	A ordinária, primeira bicicleta.	4
Figura 2.2	A bicicleta com quadro diamante, dois triângulos.	5
Figura 2.3	Desenho esquemático dos eixos coordenados	9
Figura 2.4	Desenho esquemático das componentes de força do cicloergômetro	11
Figura 2.5	Potência desenvolvida por ciclistas em provas de 1000m e 5000m	12
Figura 2.6	Gráfico Velocidade x Potência para um ciclista movendo-se no plano	13
Figura 2.7	Bicicleta e a denominação dos seus tubos constituintes.	13
Figura 2.8	Desenho esquemático de um teste de fadiga horizontal	16
Figura 3.1	Solicitação de fadiga.	20
Figura 3.2	Tipo de solicitação de fadiga.	20
Figura 3.3	Efeito gerado pelo acabamento superficial.	22
Figura 3.4	Efeito da resistência na ZAC de uma peça soldada.	27
Figura 3.5	Diagrama de fadiga.	29
Figura 4.1	Recorte do quadro Caloi Aluminum com a falha – trinca.	30
Figura 4.2	Ciclista em piso irregular.	33
Figura 4.3	Salto realizado durante as filmagens do New World Disorder	33
Figura 4.4	Atleta subindo um aclave acentuado.	34
Figura 4.5	Detalhe dos carregamentos aplicados na simulação	36
Figura 4.6	Resultado da simulação (tubo frontal standard) Von Mises.	37
Figura 4.7	Coefficiente de concentração de tensão para solicitação de flexão.	40
Figura 4.8	Fator de sensibilidade ao entalhe, q (axial).	41
Figura 4.9	Fator de sensibilidade ao entalhe, q (cisalhante).	41
Figura 4.10	Resultado da simulação (tubo frontal standard) Tensão Plano Principal	43
Figura 4.11	Resultado da simulação (tubo frontal standard) Tensão Cisalhante.	44
Figura 5.1	Resultado da simulação (tubo frontal OverSize).	48

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela	DESCRIÇÃO	Pág.
2.1	Propriedades de fadiga	18
4.1	Relação entre velocidade e potência	32
4.2	Elementos constituintes da liga AA6061	38
4.3	Propriedades mecânicas da liga AA6061	38

1 - INTRODUÇÃO

Nos últimos anos, a taxa de motorização tem disparado a um ritmo crescente e continuado. Se for atingido um padrão próximo ao europeu, as viagens com menos de 8 quilômetros poderão constituir cerca de 70% do total das viagens realizadas. É sabido também que o setor de transportes é a segunda maior fonte de Gases de Efeito Estufa em alguns países da comunidade europeia, sendo 80% das emissões do setor imputáveis ao modo rodoviário. Se nada for feito para mudar a tendência atual, muitos países ultrapassarão as metas definidas pelo **Protocolo de Kyoto – 1997**.

A bicicleta é um veículo ideal para pequenas e médias distâncias, muito eficiente até 4 km. Tem uma média de velocidade urbana entre 12 e 18 km/h, dependendo do número de semáforos. Sua aceleração e manutenção de velocidade tornam incompatível o convívio do ciclista com trânsito de vias expressas. Portanto, é dentro dos bairros e suas ruas tranquilas onde existe a situação mais apropriada para estabelecer o uso da bicicleta.

Pensada com inteligência, a bicicleta pode trazer notáveis benefícios para o seu usuário, para a comunidade local e para a economia da cidade como um todo, conseqüentemente ao próprio país. Bicicleta abre as portas para um convívio/desenvolvimento urbano mais justo para todos os outros não-motorizados. O uso da bicicleta transforma e educa para a vida.

Não resta dúvida, o uso da bicicleta está e continuará crescendo, independente da presença ou vontade dos Governos, o que por si só não se constitui em uma situação ideal.

1.1 - Esportes Radicais e o Ciclismo – *Mountain Bike*

A crescente evolução dos materiais e a busca incessante por novos desafios, colocaram o uso da bicicleta em evidência. Os materiais ficaram mais leves, componentes mecânicos e estruturais ganharam precisão. O desejo das pessoas voltou-se para a utilização do consagrado meio de transporte em terrenos *off-road*. Até então, os anos 70, a incidência do uso da bicicleta estava limitado a pavimentos regulares.

O Mountain Bike, ou ciclismo de montanha surgiu em meados do século passado, quando um grupo de ciclistas começou a freqüentar as trilhas das montanhas da Califórnia, nos Estados Unidos. Eles procuravam um novo estilo no ciclismo através de brincadeiras, alguns estavam em busca de desafios diferentes das competições de estrada tradicionais. Os surfistas procuravam outras atividades para os dias sem ondas. As trilhas e estradas de terra logo conquistaram o grupo de jovens. Como não existiam quadros apropriados, para poderem descer morro abaixo, eles

começaram a utilizar quadros de bicicletas do tipo cruisers acrescidos de alguns componentes como: câmbio, pneus maiores e freios mais eficientes para iniciarem nesse novo esporte. Com o tempo, os grupos de praticantes do *mountain bike* foram aumentando e aos poucos, algumas provas foram sendo organizadas. Uma das primeiras competições de *mountain bike* de que se tem registro foi o *Repack Downhill*, um tipo de competição realizado nos finais de semana em Mount Tamalpais, na Califórnia - MOORE (2004).



Figura 1.1 - Repack Downhill Mount Tamalpais, Califórnia. (Fonte: Moore 2004)

Os primeiros nomes que apareceram foram: James Finley Scott "provavelmente" a primeira pessoa a modificar uma bicicleta exclusivamente para andar na terra - em 1953. Ele utilizou um quadro Schwinn, pneus balão, guidão reto/"flat", freios "*cantilever*" e passadores de marcha. Tom Ritchey e Gary Fisher foram pioneiros na prática do esporte e no desenvolvimento de componentes em série. Joe Breeze confeccionou a primeira bicicleta para a prática do Mountain Bike, a Breezer # 1 em outubro de 1977.

Um divisor de águas no esporte foi a criação da Mountain Biker, a primeira empresa a produzir bicicletas especiais. As bicicletas eram fabricadas no Japão e o sucesso de vendas foi mundial. No Brasil, o esporte surgiu no final dos anos 80, quando ocorreram os primeiros campeonatos. Atualmente muitas disputas acontecem pelo país, com um nível técnico cada vez melhor. Hoje, o *mountain bike* é um esporte praticado em quase todas as regiões do mundo. A modalidade se espalhou rápido, talvez pelo fato de aproximar as pessoas cada vez mais da natureza e do prazer de pedalar.

1.2 - Objetivos do Estudo

O objetivo geral do trabalho foi verificar se a estrutura é susceptível a falha por fadiga para a bicicleta analisada, Caloi Aluminum *Mountain Bike*. O uso do método dos elementos finitos – MEF serviu para fornecer os dados de saída: magnitude e localização da tensão principal encontrada na estrutura analisada. A aproximação considerou um determinado valor de potência aplicado pelo ciclista e dividiu esta carga em componentes vertical e horizontal. Os objetivos da análise contemplam os seguintes passos:

1 – construir um modelo de elementos finitos para o quadro. As características dessa estrutura servirão como dados de entrada (dimensões, diâmetros, espessura de parede e ângulos formados pelos tubos constituintes o quadro da bicicleta).

2 – Aplicar as condições de carregamento citadas acima, calcular suas respostas características – magnitude das tensões e suas localizações.

3 – Localizar a tensão máxima e realizar o cálculo analítico para a vida em fadiga no ponto da estrutura onde surgiu a trinca.

2 - A EVOLUÇÃO DA BICICLETA

A Ordinária - quando a maioria das pessoas pensam acerca das primeiras bicicletas, aquelas com a roda grande do final dos 1800 vem a suas mentes. Estes exemplares tinham nomes tais como “Ordinário” ou “Extraordinário”. Na Inglaterra, estas bicicletas também eram conhecidas como “*penny farthings*” em virtude do conjunto formado pela roda grande e pequena. As duas rodas formavam o remanescente de uma moeda grande de um “centavo” e a pequena correspondente a um quarto de “centavo”.

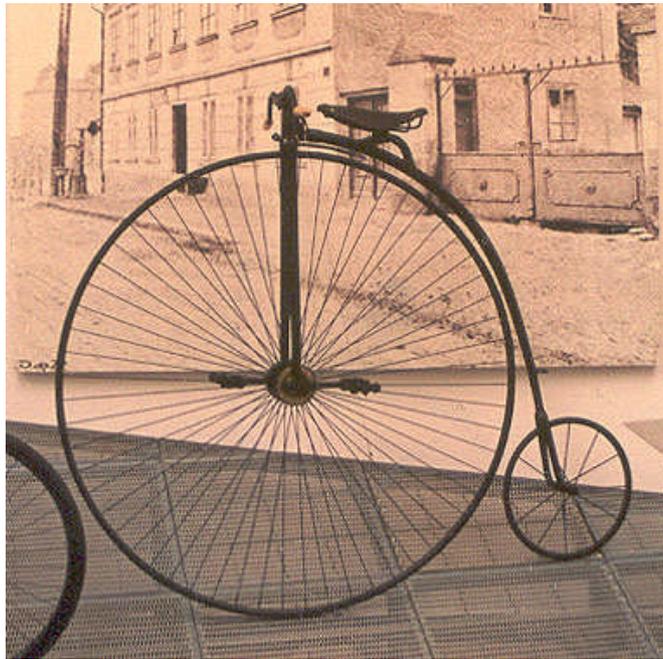


Figura 2.1 - A ordinária, primeira bicicleta. (fonte: Adams 1996)

Os pedais eram montados diretamente na roda dianteira, a roda maior. Quanto maior o diâmetro da roda, maior era a distância percorrida em um giro dos pedais. Esta combinação tornou possível atingir grandes velocidades no plano, ao passo que, em terrenos acidentados – subidas/descidas, o esforço era demasiado.

Embora, as bicicletas de rodas grandes tenham se mostrado eficientes, elas eram perigosas. O ciclista permanecia muito afastado do chão e precariamente posicionado sobre a roda dianteira. Então, enquanto estes modelos de bicicleta quebravam novos recorde de velocidade e distância, sua notoriedade era observada nos casos associados aos perigos envolvidos, por quem nelas andava. O menor obstáculo em um pavimento poderia resultar na queda do ciclista, com primeiro impacto sobre a cabeça. O alto centro de gravidade e pneus confeccionados de borracha maciça, o que ocasionalmente poderia desmontar do aro, consistiam

riscos eminentes. As bicicletas de rodas grandes foram concebidas para velocidade, não para segurança.

A roda - é o elemento crucial em uma bicicleta. Permite que o ciclista “role” sobre o pavimento com grande velocidade e eficiência. Os historiadores acreditam que a roda é originária da Mesopotâmia, algo como 3500 AC.

No século XIX, durante a revolução industrial, acontece um avanço no desenvolvimento dos materiais e a engenharia torna possível o uso da roda de maneira mais eficiente em máquinas movidas pelo esforço humano. A bicicleta moderna, completa com quadro de aço, corrente, roda de aço e raios, montadas em pneus pneumáticos emergiria no final do século XIX conforme ADAMS (1996).

A bicicleta segura (quadro diamante) – a segurança da bicicleta começou a ser desenvolvida a partir de 1880, apresentando muita similaridade com o modelo de hoje. O ciclista é suspenso em um quadro de metal, montado sobre duas rodas de mesmo tamanho. Um mecanismo formado por corrente, coroa e pinhão, liga o esforço aplicado aos pedais ao movimento da roda traseira. A estabilidade e o conforto deste desenho são superiores ao modelo da roda grande passando a receber o nome de “**bicicleta segura**”.



Figura 2.2 - A bicicleta com quadro diamante, dois triângulos. (fonte: Moore 2004)

Rodas e pneus inflados com ar comprimido - Quase todos os modelos de bicicleta têm um tipo de pneu de borracha com uma câmara de ar ou pneu *tubeless* montado no seu aro. Esta “novidade” foi uma marca importante para o desenvolvimento da bicicleta moderna. Anteriormente à invenção de *John Boyd Dunlop* – 1888, as bicicletas eram desconfortáveis.

Os pneus eram feitos de couro, posteriormente borracha maciça, montados em um aro de metal ou madeira. O pneu inflado com ar trouxe o conforto e o deslocamento estável para o ciclista.

2.1 - Histórico da utilização dos quadros de Alumínio

No início da década de 70, os quadros de alumínio não tinham a reputação de serem rígidos, muitos usuários afirmavam que o quadro de alumínio não era confiável. Alguns entusiastas do esporte assumiram a responsabilidade de provar que este material – Al, poderia ser rígido em um quadro de bicicleta. Para fazer com que um tubo de alumínio seja rígido e forte, como um tubo de aço de mesmo diâmetro, é necessário que seja usado três vezes a quantidade de alumínio. Isto significa que a parede do tubo de alumínio deve ser três vezes mais espessa do que um tubo de aço. Este procedimento funciona bem, exceto porque ele acaba sendo tão pesado quanto o tubo de aço, se não um pouco superior.

Com o incremento da pesquisa, verificou-se que quanto maior o diâmetro do tubo, mais rígido ele é, até mesmo com a mesma espessura de parede. A rigidez à flexão de um tubo aumenta quatro vezes com o aumento do seu diâmetro. Deste modo, um tubo com diâmetro 50% maior é cerca de cinco vezes mais rígido, sem alterar qualquer detalhe a mais. O tubo foi projetado de modo que este trabalhe dentro dos limites do material. O alumínio não é rígido, mas tubos deste material com diâmetros superiores são. Através das fórmulas é possível calcular a tensão (1) e a rigidez (2), ou o valor do momento de inércia de uma seção transversal de um [tubo circular](#).

$$\sigma = \frac{M.c}{I} \therefore [N / m^2] \quad (1)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \therefore [m^4] \quad (2)$$

Onde σ = tensão [MPa], M = momento fletor [N.m], c = distância do centro geométrico da peça até o ponto desejado [m], I = momento de inércia, D = diâmetro externo do tubo [m] e d = diâmetro interno.

Comparando a rigidez – I, de um tubo de 1” – *medida standard*, e um tubo de 1 1/8” – medida *oversize* de aço. O tubo maior é cerca de 1,6 vezes mais rígido, para uma mesma espessura de parede, aplicando a fórmula do momento de inércia (2).

Um tubo de alumínio de 1 1/2” é cerca de cinco vezes mais rígido do que o mesmo tubo de 1” usado naquelas bicicletas de alumínio “macias” e “moles” da década de 70. Se o tubo de alumínio for concebido com espessura de parede apropriada, respeitando as diferenças do material – o tubo de 1 1/2” será três vezes mais rígido, como um tubo de aço de 1 1/8”. Isto significa que é possível encontrar a mesma rigidez reduzindo a espessura da parede do tubo. A estrutura seria, teoricamente mais leve para a mesma rigidez.

Em se tratando de alumínio, não se pode ignorar a resistência e a fadiga. Este material apresenta baixa resistência à fadiga quando comparado com o aço ou o titânio, usados para o mesmo fim. O projetista terá de aumentar a espessura do tubo para tornar o quadro forte, e resistente o suficiente. O resultado é uma bicicleta com tubo “gordo” a qual é mais rígida do que uma similar com o quadro de aço com resistência e durabilidade adequadas, ainda assim mais leve do que a bicicleta de aço. A adequação do uso dos tubos de alumínio pode ser observada pelo emprego da fórmula do momento de inércia (2) para um tubo.

2.2 - Critérios de tensão e Resistência – Segurança no Dimensionamento

Para um projeto seguro, é desejado que o estado de tensão, no caso tensão máxima - no ponto de solicitação máxima do quadro enquadre-se dentro de um valor aceitável da resistência para a liga correspondente, considerando todos os modos de falhas possíveis – falha estática, fadiga, etc. – no elemento/ponto considerado. A análise que utiliza o método dos elementos finitos - MEF, permite calcular a tensão no elemento para a condição de carregamento proposta.

Usando diferentes configurações: espessura de parede, diâmetro dos tubos e ângulos é possível verificar o comportamento da estrutura frente a uma mesma condição de carregamento. O problema deste método é que alterando estas características – diâmetro e espessura de parede, de qualquer um dos tubos do quadro, o seu comportamento acaba alterando as tensões e as deflexões ao longo de toda a estrutura. A razão para este fenômeno considera que o quadro de bicicleta é estaticamente indeterminado em alto grau. A distribuição das tensões muda com a alteração das características da estrutura. Deste modo, se torna difícil a descoberta de qual o tubo deveria ser alterado na tentativa de obter progresso em direção à otimização da estrutura.

2.3 - Energia de Deformação Aplicada na Estrutura – Quadro

Um problema com o esboço das tensões e deformações é que elas fornecem informações limitadas entre as características de rigidez e distribuição interna de carregamentos. Existe um outro método de avaliação o qual revela esta informação. Ele está baseado na rigidez do quadro – transferência efetiva de energia do ciclista para a roda traseira. Este procedimento implica no uso da minimização da energia de deformação.

Conforme BURKE (2003) o objetivo da rigidez do quadro está na transferência eficiente de energia do ciclista para a roda traseira. É desejado que a estrutura minimize a quantidade de energia que é convertida na flexibilização/deformação do quadro. Parte desta energia de deformação poderia ser reaproveitada – liberada de maneira que ela fosse convertida para a propulsão da roda traseira. Infelizmente não existe método para medir ou esboçar qual a fração desta energia que é recuperada. Deste modo, a melhor maneira é minimizar a energia de deformação absorvida pela estrutura.

Quando um quadro de bicicleta sofre deflexão sob a aplicação de um determinado carregamento, o trabalho é realizado no quadro, resultando no armazenamento da energia humana na forma de energia potencial pelo quadro (3). Um exemplo simples seria a compressão de uma mola helicoidal por uma força axial. A energia armazenada é igual a metade da força aplicada vezes o deslocamento até o ponto de aplicação, na direção da deflexão:

$$E = \frac{1}{2} f x \quad (3)$$

Onde:

f = força aplicada [N]

x = deslocamento [m]

Força e deflexão estão relacionadas com a rigidez ($f = kx$, da equação acima), a equação da energia de deformação pode ser re-escrita exibindo a influência da rigidez k, na energia armazenada (4) e (5):

$$E = \frac{1}{2} k x^2 \quad (4)$$

$$E = \frac{1}{2} (f^2/k) \quad (5)$$

Se duas molas diferentes foram submetidas a esforços iguais, a mola mais rígida armazena menos energia. O mesmo princípio também é aplicado para a estrutura complexa,

como é o quadro de uma bicicleta. Para o quadro, é possível calcular a energia de deformação armazenada em cada elemento através de matriz análoga, com as equações de energia anteriormente descritas. Esta distribuição de energia dentro da estrutura é um indicador válido para o perfil de rigidez geral.

2.4 - Avaliação do Movimento

Para entender a aplicação da força simulada na estrutura, é conveniente realizar algumas afirmações assim como definir os três eixos principais em relação ao quadro da bicicleta, figura 2.3. Segundo NABINGER (2006) a avaliação quantitativa do movimento humano engloba fases de medição, descrição, monitoramento, análise, diagnóstico e interpretação dos dados. A medição envolve um conjunto de operações que têm por objetivo a determinação do valor de uma grandeza. A descrição combina os dados medidos em relação ao movimento. O monitoramento controla os parâmetros, registrando interferências no movimento. A análise é um arranjo de operações que é aplicada a um conjunto de dados produzindo uma variável não medida diretamente. O diagnóstico e a interpretação são abordagens que motivam uma conclusão em relação ao movimento descrito.

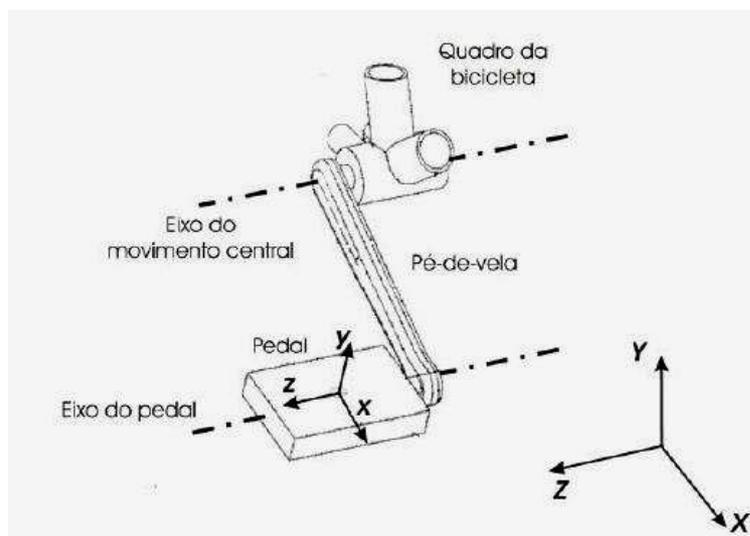


Figura 2.3 - Desenhos esquemáticos dos eixos e coordenados. (fonte: Stone 1993)

2.5 - Eficiência e Desempenho do Movimento Humano

NABINGER (2006) também cita que a avaliação do movimento pode ser realizada através de seu desempenho ou eficiência. A performance representa o desempenho atingido, podendo ser obtido diretamente pela mensuração do tempo ou pela carga da atividade. A eficiência é a forma com que foi atingido o desempenho, onde são avaliadas todas as energias envolvidas para a execução do movimento. A correta utilização do termo eficiência depende da correta definição e obtenção das variáveis utilizadas.

Atualmente é impossível calcular a eficiência metabólica dos movimentos, pois não é possível medir o trabalho de cada músculo, já que seriam necessários diagramas individuais de força/velocidade para cada músculo envolvido no movimento. A eficiência metabólica depende da condição de transmissão de cada músculo e também da condição metabólica (descrito por seu estado de fadiga). Para que o corpo humano exerça um movimento, este deve converter a energia metabólica em energia mecânica. Para a obtenção da eficiência mecânica, relaciona-se o custo metabólico com o trabalho mecânico medido, conforme a equação (6), WINTER (1997) apud NABINGER (2006).

$$efici\ênc\i a _mec\^a n\i ca = \frac{trabalho _mec\^a n\i co(interno + externo)}{custo _metab\^o l\i co - custo _metab\^o l\i co _basico} \quad (6)$$

2.6 - Dinamometria no ciclismo

Conforme NABINGER (2006), quantificar as cargas no pedal é um importante passo para compreender o movimento da pedalada dos ciclistas. Uma melhor compreensão desta relação habilita aos projetistas desenvolverem bicicletas mais eficientes e ergonômicas.

Quando um ciclista se desloca com uma bicicleta em linha reta, dois tipos de forças estão envolvidas, as que produzem movimento e as que retardam o movimento. As forças resistentes ao movimento ocorrem devido ao atrito do rolamento dos eixos da bicicleta, atrito entre o solo e o pneu, da resistência aerodinâmica do conjunto e devido ao peso do ciclista e da bicicleta. O movimento formado pelo ciclista/bicicleta ocorre quando estas forças são superadas pelo ciclista. Em ciclo-ergômetro, as forças resistentes estão relacionadas com a inércia dos volantes envolvidos e as cargas de frenagem aplicadas.

A dinamometria no pedal de bicicleta consiste na medição da força aplicada sobre o pedal (resultante) utilizando um pedal instrumentado e o cálculo da força transmitida para o

movimento (força efetiva). A descrição da força aplicada é realizada pela medição de suas componentes de força cartesianas e seus respectivos momentos em um sistema de coordenadas local (definida pela orientação do pedal).

O trabalho externo realizado pelo ciclista durante uma revolução completa do pé-de-vela é função do torque ao longo do ciclo. A potência relaciona o trabalho externo produzido em relação ao tempo do ciclo, uma revolução completa do pé-de-vela. No ciclismo, a potência pode ser descrita de uma maneira instantânea ou por um valor médio de um determinado número de revoluções.

A potência resistente é a energia que restringe o movimento. Os ciclos ergômetros utilizam esta resistência para que o ciclista possa simular os movimentos da pedalada de uma maneira estacionária. Os ciclos ergômetros de fricção apresentam um volante, uma cinta de fricção e um sistema para aplicação de carga. A potência resistiva (7) é medida através da velocidade angular do volante e o torque resistente.

$$P_{resistiva} = (P - F) \times 2 \times \pi \times r \times \omega \quad (7)$$

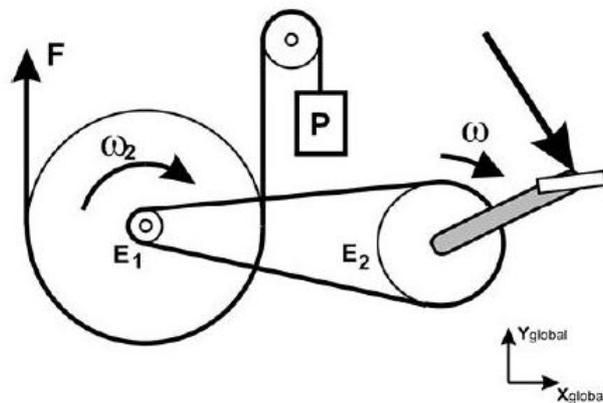


Figura 2.4 - Desenho esquemático das componentes de força do cicloergômetro de fricção.

Onde $P_{resistiva}$ = potência aplicada no cicloergômetro [W], F = carga aplicada no volante [N], P = carga transmitida à bicicleta [N], r = raio do volante [m], ω = velocidade angular do volante [rad/s].

2.7 - Biomecânica no Ciclismo

O ciclismo é uma atividade que tem por objetivo o deslocamento do conjunto ciclista/bicicleta através da superação das resistências ao movimento pela energia aplicada sobre os pedais. Segundo GREGOR (2000) apud NABINGER (2006), os pesquisadores de ciclismo de alto rendimento focam seus trabalhos nas respostas fisiológicas e mecânicas quando submetidos a diferentes cadências, esforços, cargas, posições corporais e regulagens da bicicleta.

No ciclismo a velocidade do movimento (cadência) pode ser selecionada pelo ciclista. Quando o usuário da bicicleta pedala a uma velocidade determinada, existe uma variedade de engrenamentos disponíveis para produzir um dado rendimento (potência). Segundo KAUTZ et al (1991) apud NABINGER (2006), a curva de torque pode ser considerada como uma característica individual de cada ciclista.

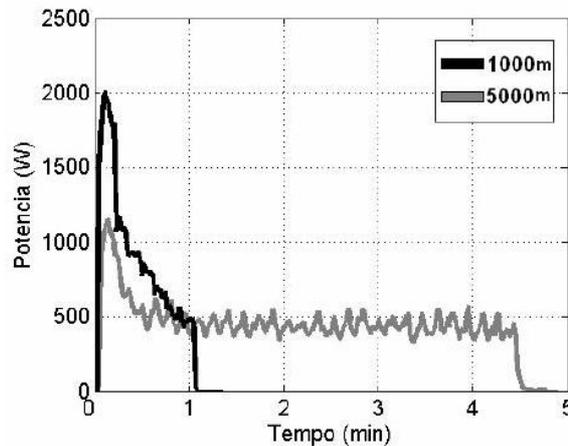


Figura 2.5 - Potência desenvolvida por ciclistas em prova de 1000m e 5000m.

(Fonte: SRM. Training)

A figura 2.5 esboça a potência que um determinado ciclista é capaz de impor aos pedais em condições especiais. Através de um procedimento matemático que relaciona as forças geradas pelo arraste aerodinâmico, resistência ao rolamento e inclinação do terreno com a velocidade de deslocamento do ciclista chega-se a seguinte relação: Velocidade x Potência. O gráfico da figura 2.6 foi gerado considerando os seguintes dados de entrada: tipo de bicicleta – *mountain bike*, largura dos pneus 44,45mm, 0° para inclinação do terreno, altura e peso do ciclista 173cm e 74kg, peso da bicicleta 12kg, altitude 90m, temperatura 20 °C e cadência de pedalada igual a 60rpm. Segundo KREUZOTTER (2008) a relação: velocidade x potência para este caso segue o gráfico da figura 2.6.

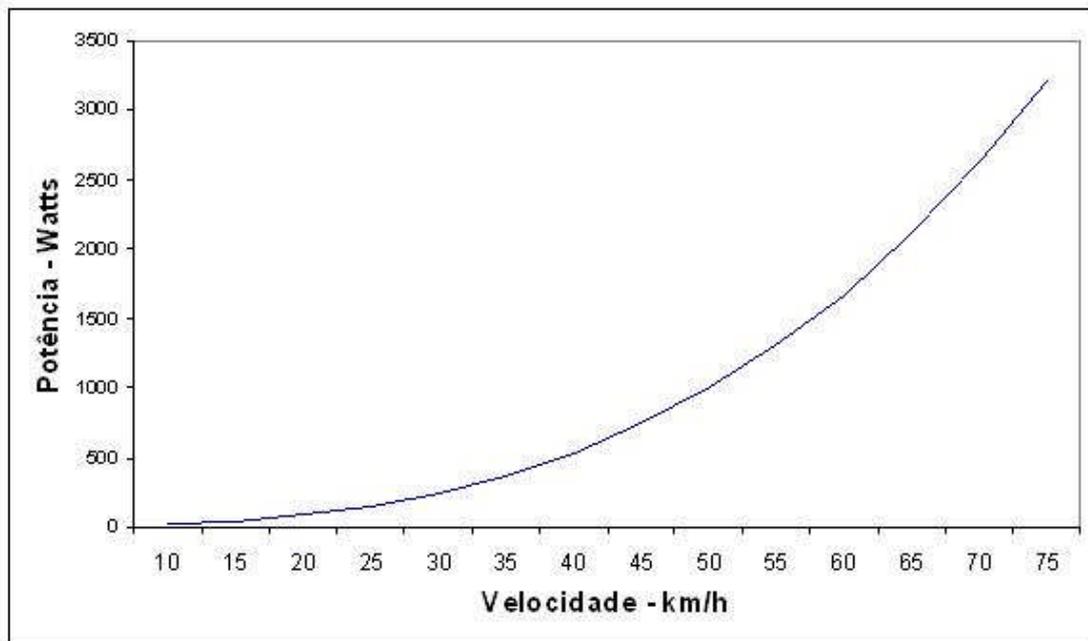


Figura 2.6 - Gráfico Velocidade x Potência para uma bicicleta de *mountain bike* se deslocando no plano

2.8 - Escopo da norma ASTM F2711

A metodologia do teste estabelece procedimentos para a condução e determinação das características mecânicas do quadro de uma bicicleta. Os testes contidos na norma ASTM F2711 (2008) descrevem procedimentos para a determinação das seguintes propriedades de performance: fadiga horizontal, fadiga vertical e teste de impacto.

O procedimento descrito pela norma não serve para todas as questões de segurança envolvidas.



Figura 2.7 - Bicicleta e a denominação dos seus tubos constituintes.

- Uma bicicleta com quadro diamante - dois triângulos, é composta das seguintes partes:

tubo frontal – é o tubo que liga os tubos superior e inferior. Neste componente é montado o conjunto de rolamentos – inferior e superior, que sustentam o garfo através da espiga.

tubo superior – liga o tubo frontal ao tubo do selim pela parte superior.

tubo inferior – liga o tubo frontal ao tubo do movimento central pela parte inferior.

* O conjunto formado pelo tubo frontal, tubo superior e inferior mais o tubo do selim constituem o que é chamado de triângulo dianteiro.

tubo do selim – recebe a conexão dos tubos superior e inferior, triangulo dianteiro. Pela região anterior são ligadas as barras superiores. Na parte superior deste componente é montado a presilha que restringe o “canote do selim”.

tubo do movimento central - pequeno tubo transversal aos outros tubos maiores, é soldado na região inferior onde é montado o movimento central. Recebe a ligação do tubo do selim por cima, e barras inferiores pela lateral.

barras superiores – duas pequenas barras que ligam as duas fendas onde é montado o eixo da roda traseira. Para promover o correto afastamento destas duas peças existe uma terceira, chamada ponte superior. Dependendo do tipo de freio - se for uma ferradura, esta pode ser montada na ponte superior.

barras inferiores – duas barras de seção transversal geralmente mais resistente do que as superiores. Ligam o tubo do movimento central às duas fendas onde é montado o eixo da roda traseira.

** O conjunto formado pelas barras superiores, inferiores e o tubo do selim constituem o que é chamado de triângulo traseiro.

**** O tamanho do quadro de uma bicicleta é a medida do centro tubo onde está montado o movimento central até o ponto onde é introduzido o canote que sustenta o banco no tubo do selim.

2.8.1 - Resumo do método de teste

Teste de fadiga aplicando carregamento horizontal: este método de teste sustenta o quadro da bicicleta pela fenda onde é montada a roda traseira. Um carregamento cíclico é aplicado ao longo do eixo-x, através da fenda para a montagem do eixo da roda dianteira. O número de ciclos e a deflexão são mensurados. O número mínimo de ciclos é determinado pela especificação do procedimento de teste, dependente do tipo de quadro de bicicleta analisado.

2.8.2 Uso e significado

O teste é usado para verificar a durabilidade e a resistência de um quadro de bicicleta.

2.8.3 Metodologia

Requerimento para o garfo de teste:

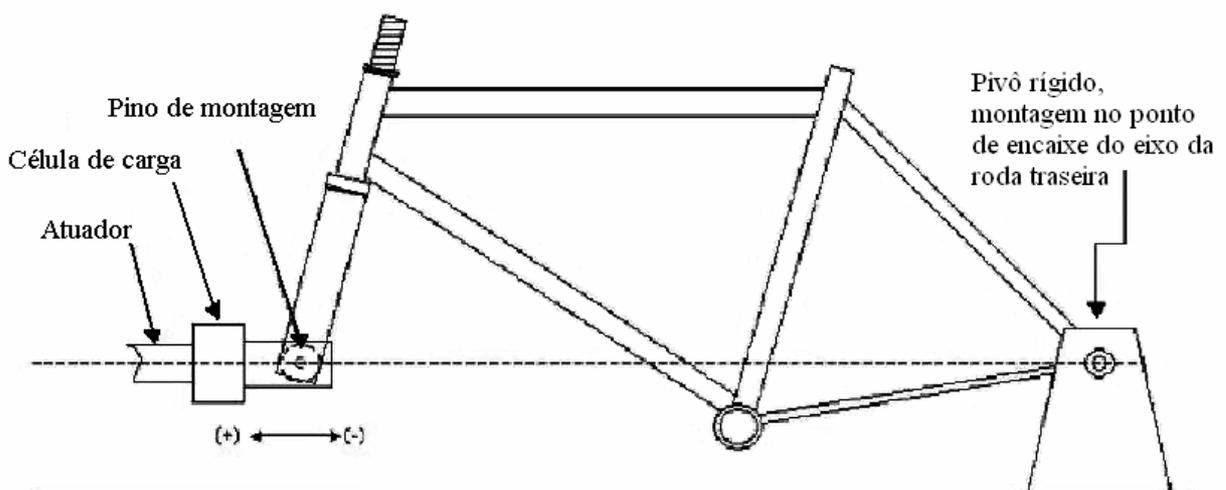
- O garfo usado deve ser dimensionado para ser montado de maneira análoga ao garfo original da bicicleta..

- O valor de deflexão gerado pelo teste é medido na fenda onde é montado o eixo da roda dianteira, resultado da aplicação de uma carga de 1200N naquele ponto. O garfo é fixado na posição somente pela sua espiga e fixado horizontalmente com outra fixação adjacente ao rolamento inferior da caixa de direção (ver descrição Anexo - I).

2.8.4 Teste de fadiga com carregamento horizontal:

A fenda para montagem da roda traseira no quadro deve ser usada para fixar a estrutura permitindo a sua rotação ao redor do eixo.

- O garfo de teste deve ser usado.
- O garfo deve ser montado no tubo frontal do quadro da bicicleta conforme as práticas características de montagem deste componente.
- A montagem do garfo deve ser restringida pela fenda onde é anexada a roda dianteira, de tal maneira que permita a translação ao longo do eixo-X e rotação ao redor do eixo-Z.
- As fendas onde são montadas as rodas, dianteira e traseira, devem estar niveladas, na mesma altura quando o quadro e garfo estiverem fixados.



Teste de fadiga horizontal

Figura 2.8 - Desenho esquemático de um teste de fadiga horizontal. (Fonte: ASTM F2711 - 2008)

3 - FADIGA

Segundo ANDERSEN et al. (1996), fadiga é um processo progressivo, localizado e um defeito estrutural permanente que ocorre quando um material é submetido a tensões nominais de deformação cíclicas ou flutuantes que apresentam magnitude inferior aquela na qual o material sofreria escoamento em um ensaio de tração. Já BRANCO (1999) afirma que o estudo do fenômeno é de importância crucial na concepção de máquinas e estruturas, visto que a grande maioria das rupturas observadas em serviço envolvem fadiga.

A iniciação de uma trinca de fadiga verifica-se normalmente na superfície do corpo, visto que neste ponto a concentração de tensões é máxima. Por outro lado, os grãos da superfície possuem menor apoio mútuo do que os grãos do interior estes estão, portanto mais sujeitos à ocorrência de deformação plástica sob tensão – finalmente é na superfície que se verifica o possível efeito de deterioração causado pelo meio ambiente. ANDERSEN et al. (1996) também acrescenta que o processo de falha por fadiga pode ser dividido em diferentes estágios, os quais sob o ponto de vista de processos metalúrgicos podem ser divididos em cinco etapas:

- 1 – deformação plástica cíclica anterior a iniciação de trinca por fadiga;
- 2 – iniciação de uma ou mais microtrincas;
- 3 – propagação ou coalescência de micro trincas para formar uma ou mais microtrincas;
- 4 – propagação de uma ou mais macrotrincas;
- 5 – falha final.

A divisão é definida pela caracterização de danos não aparentes do material. O processo também é claramente definido pela deformação plástica que antecede a iniciação de uma trinca. Em geral três condições simultâneas são requeridas para a ocorrência de uma falha por fadiga: tensão cíclica, tensão de tração e deformação plástica. Se qualquer uma das três condições não está presente, não haverá iniciação ou propagação de trinca. A deformação plástica resultante de tensões cíclicas inicia a trinca, a tensão de tração – a qual pode ser localizada, proveniente de uma carga de compressão – promove a propagação da trinca.

Os estágios da fadiga podem ser definidos também de modo mais genérico sob a perspectiva do comportamento mecânico do crescimento de trincas. Como exemplo, outra classificação da evolução dos processos de fadiga é definida abaixo como:

- nucleação (iniciação de uma trinca de fadiga),
- taxas de crescimento de trinca dependentes estruturalmente (freqüentemente chamado de trincas curtas ou fase das pequenas trincas),

- taxas de crescimento de trinca que podem ser caracterizadas tanto pela mecânica da fratura elástica, mecanismos de fratura elasto-plástico ou mecanismos de fratura totalmente plásticos,

- instabilidade final.

A definição dos estágios do processo de fadiga é fortemente ligado a primeira, exceto que a propagação é expressa em termos de taxas de crescimento e a nucleação significa incluir todos os processos que levam a iniciação de uma trinca.

Em geral, o processo de fadiga consiste da iniciação da trinca e a fase da propagação dessa trinca. Não existe acordo quanto ao tamanho da trinca que caracterizaria o encerramento do processo de iniciação de trinca e quando o processo de crescimento inicia.

BRANCO (1999) cita que uma vez iniciada a propagação da trinca de fadiga, o fenômeno ocorre em três fases. A fase I consiste num crescimento a 45° relativamente à direção da sollicitação, o que corresponde à propagação do defeito inicial em planos sujeitos a valores elevados de tensão cisalhante. Na fase II a trinca tende a propagar-se perpendicularmente à sollicitação externa, comportamento provavelmente governado pelo valor da tensão normal. A transição I – II é geralmente atribuída à redução do quociente tensão de cisalhamento/tensão normal em torno da ponta da trinca. A velocidade de propagação na fase II é função da amplitude do fator de intensidade de tensão. Finalmente atingido um valor crítico do comprimento da trinca, acontece a ruptura instável final. A fase II apresenta normalmente estrias perpendiculares à direção de propagação, especialmente em materiais dúcteis.

ANDERSEN et al. (1996) revisa de modo breve os três tipos básicos das propriedades de fadiga, temos os seguintes:

- vida x tensão (S-N)

- vida x deformação

- fratura e mecanismo de crescimento de trinca ($da/dN - \Delta k$) ou taxa de abertura de trinca pelo número de ciclos a qual foi submetida.

Tabela 3.1 – Propriedades de fadiga. (Fonte: Andersen 1996)

Filosofia do dimensionamento	Metodologia do dimensionamento	Descrição dos dados de teste principal
Vida infinita	Tensão – vida	S-N
Vida finita	Deformação – vida	ϵ -N
Tolerância de defeito	Mecânica da Fratura	$Da/dN-\Delta K$

As técnicas que consideram os métodos S-N e ϵ -N são usualmente apropriadas para situações onde um componente estrutural pode ser considerado contínuo – isto é, aqueles que

assumem que não existem trincas. No evento de uma trinca de descontinuidade, os métodos S-N ou ε -N – exceto através do teste de vida residual – oferecem entendimento restrito ou base quantitativa limitada no entendimento da vida em fadiga.

Uma outra limitação dos métodos S-N e ε -N reside na incapacidade de controle das quantidades – pequenas trincas, que fazem sentido para a presença de uma trinca. Uma breve revisão de cálculos elásticos mostra que tensão e deformação tendem ao infinito em uma descontinuidade tal como uma trinca, excedendo qualquer nível de propriedade que poderia oferecer alguma limitação. Até mesmo a plasticidade ainda deixa um largo número de carregamentos em tensões elevadas, mesmo considerando carregamentos extremamente baixos.

A solução para esta situação é a caracterização e quantificação do campo de tensões na ponta da trinca em termos da intensidade de tensões na mecânica de fratura linear elástica. É reconhecido a singularidade das tensões na ponta da trinca e fornece uma quantidade de controle para a extensão da trinca sob carregamentos cíclicos deste modo enriquecendo a análise de engenharia do processo de fadiga.

3.1 - Solicitação de Fadiga

Conforme SHIGLEY (1996) o valor médio da solicitação, esta é designada alternada pura, alternada, repetida ou ondulada. Em casos práticos o espectro de carga pode ser distinto de qualquer um destes casos propostos e apresentar distribuições porventura aleatórias. Estes casos podem ser tratados agrupando as solicitações semelhantes em blocos. Este procedimento facilita, torna possível o estudo de caso prático, mas pode introduzir erros na análise se não considerar o possível efeito da interação de ciclos no aspecto real. Considerar: $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ (8) | $\sigma_a = |(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})|/2$ (9). Onde σ_m = tensão média e σ_a = amplitude de tensão.

O alumínio apresenta comportamento distinto, pois, por menor que seja a tensão aplicada σ , o corpo de prova acaba por fraturar ao fim de um determinado número de ciclos. Nestes casos define-se Se ou tensão limite de fadiga convencionalmente como a tensão correspondente a um determinado número de ciclos de vida, tipicamente 5×10^8 – no caso do alumínio.

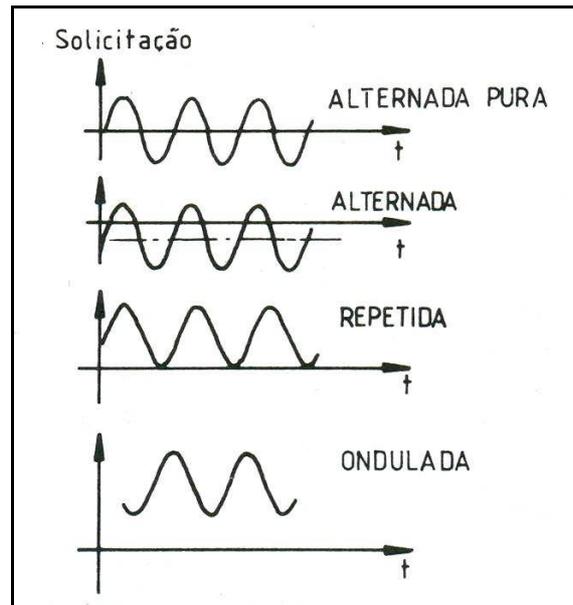


Figura 3.1 - Solicitação de fadiga (fonte: Branco, 1999)

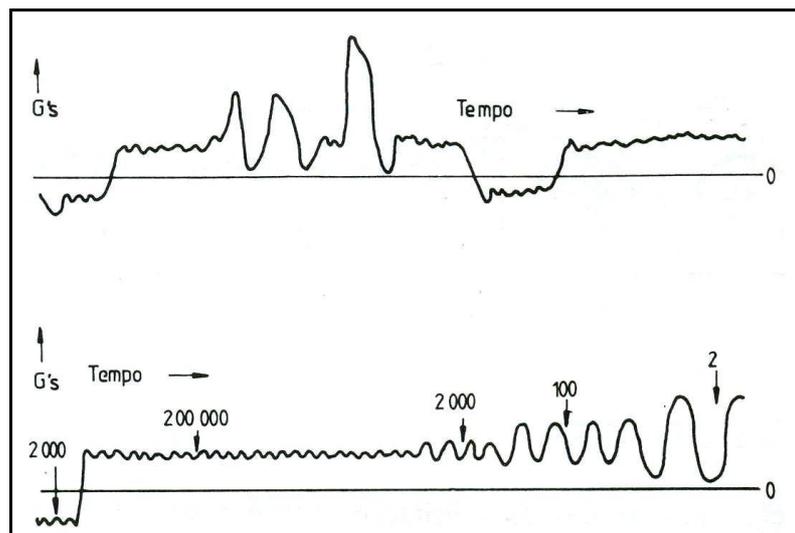


Figura 3.2 - Tipo de solicitação de fadiga (fonte: Branco, 1999)

3.2 - Solicitações Combinadas

Conforme SHIGLEY (1996) o problema do comportamento à fadiga de materiais sob a ação de solicitações combinadas (flexão e torção, por exemplo) está menos esclarecido do que no caso das solicitações uniaxiais. Os dados experimentais são relativamente escassos, e existe uma diversidade de opinião acerca do tratamento dado ao caso e como interpretar o efeito da resultante das tensões em componentes de tensões axiais e cisalhantes. Aumentando a complexidade do problema introduzido pelo fato de que o limite de vida é calculado em função

do tipo de carregamento, podem existir ainda fatores concentradores de tensão para cada um dos tipos de carregamento.

- para a resistência, utiliza-se o limite de resistência à fadiga teórico, S_e' ;
- aplicam-se os fatores de concentração de tensão apropriados para o carregamento alternante - seja ele axial, flexão ou cisalhamento;
- multiplicam-se as componentes de tensão pelo fator $k_{c,ax}$
- encontra-se a tensão de Von Mises e tensão alternada σ_a' ;
- compara-se σ_a' com S_a para a correta determinação do coeficiente de segurança, com relação à fadiga.

Este procedimento assume que todas as componentes de tensão são completamente reversas – para o caso do trabalho, elas estão em planos diferentes – uma é repetida, figura 3.1 (axial) e a outra alternada pura figura 3.1 (cisalhante) e estão sempre em fase umas com as outras. Se a tensão média for diferente de zero a tensão média - σ_m , deverá ser usada com σ_a de forma a obter a solução de Goodman.

É importante observar que a análise descrita acima assume o mesmo fator de escala para uma componente de carregamento axial, torcional ou flexão. Quando a flexão estiver presente, a existência de uma componente axial é relativamente pequena. Na maioria dos casos essa perda de precisão é pequena e nem sempre conservativa.

3.3 - Fatores de correção usados para o cálculo do limite de fadiga

Conforme TERANCE (1977) os fatores de correção aplicados no cálculo para o limite de fadiga podem ser entendidos como:

3.3.1 - Efeito gerado pelo acabamento superficial - k_a : Os testes de fadiga realizados em corpos de prova são cuidadosamente monitorados com alto grau de precisão e usualmente apresentam acabamento final polido. Na prática, um componente real de uma máquina ou estrutura apresentará um acabamento superficial diferente daquele corpo de prova usado no teste. Esta diferença no acabamento superficial pode reduzir consideravelmente a resistência à fadiga de um determinado componente.

O acabamento superficial de um componente depende do método de produção. Considerando que a falha por fadiga geralmente se origina na superfície, isto torna evidente que

a superfície apresente acabamento superficial adequado quando a peça em questão será submetida a carregamentos flutuantes.

Para o propósito de uma aplicação, é conveniente que seja utilizado um fator de acabamento superficial e que este fator seja dependente, tanto da resistência à tração como do tipo de acabamento superficial.

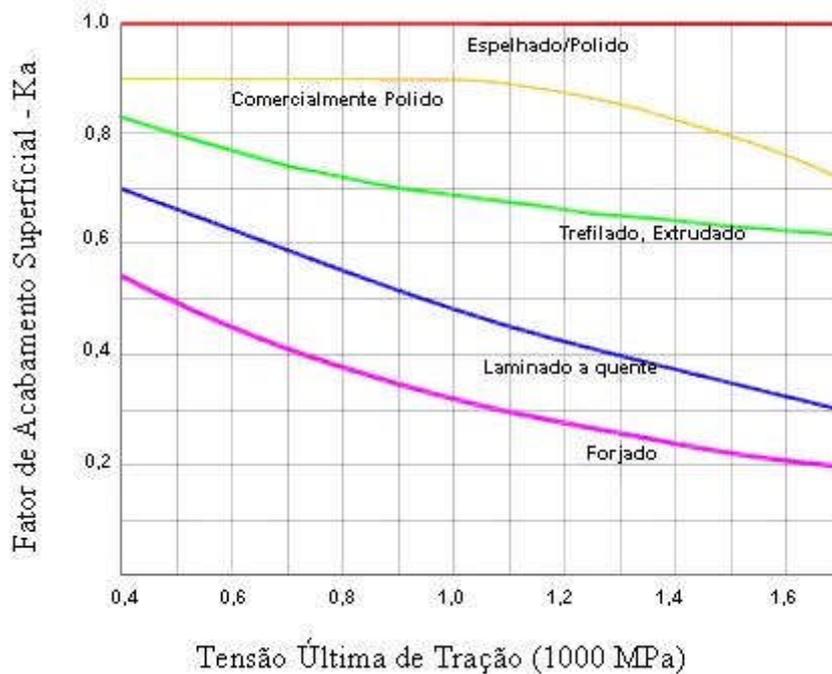


Figura 3.3 - Efeito gerado pelo acabamento superficial (Fonte: Terance 1977)

3.3.2 - Efeito do tamanho e Gradiente de tensões - k_t : A resistência à fadiga dos materiais sob condições de flexão e torção, foi observada e comprovou-se que este valor varia conforme o tamanho da peça (10). É assumido que esta observação está ligada com o gradiente de tensão, desde que nenhum efeito aparente tenha sido observado em um carregamento direto. Sob torção em um carregamento estático, alguns resultados foram obtidos por MORRISON (1939) apud TERANCE (1977) e indicaram que existe um considerável efeito do tamanho da amostra a ser analisada sob uma tensão alternante. Esta evidência apareceria para confirmar o fato de que o gradiente de tensões é responsável por qualquer efeito no tamanho da peça analisada.

Tem sido sugerido que a deformação plástica não pode prontamente ocorrer em um único grão rodeado por grãos que não sofreram qualquer tipo de deformação, porém, somente um número de grãos os quais ocupam volume suficiente para permitir uma re-acomodação. É assumido ainda que o efeito provocado pelo tamanho sob condições estáticas ou de fadiga estão relacionadas pelo fato de que a falha deve ocorrer em um volume finito de material.

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} \quad mm \therefore 2,79 \leq d \leq 51mm \quad (10)$$

Onde, K_b – fator de escala [adimensional] e d – diâmetro do tubo [mm]

3.3.3 - Efeito gerado pelo tipo de carregamento - k_c : Para a consideração presente, somente o carregamento unidimensional será tratado. A maioria dos dados de testes é obtida sob condições de rotação e dobramento/flexão, entretanto é conveniente relacionar outras formas de carregamento unidimensional para este caso. Na prática, três são os casos encontrados: flexão, esforço axial e torcional. Desta forma é considerado que o tipo de carregamento pode ser convenientemente contabilizado por um fator de correção para o carregamento, chamado K_c . Para a condição de rotação sob flexão, que é geralmente o teste aplicado para este tipo de avaliação o coeficiente usado é 1. Deste modo, por definição o fator de correção para a carga será contabilizado para situações diferentes da rotação sob flexão.

O limite de fadiga para a condição direta de tração/compressão é em geral, para a maioria dos materiais, menor do que o limite obtido em um ensaio de rotação sob flexão. Embora a diferença não seja plenamente entendida. Sem dúvida, o problema está relacionado com dois fatores. É difícil aplicar um carregamento axial sem que exista qualquer excentricidade, o que fornecerá tensões de flexão além da tensão axial direta. Segundo, com um carregamento axial verdadeiro todo o volume da região crítica estará sujeito ao mesmo nível de tensão máxima, o que nada mais é do que a condição de gradiente de tensão nulo. Desta forma a distribuição estatística dos resultados de resistência à tensão esperados por carregamentos axiais do tipo tração/compressão serão menores do que a rotação sob flexão.

3.4 - Efeito gerado pela concentração de tensões

No projeto de componentes estruturais, os pontos que apresentam mudanças na seção, causados por um canto vivo, furo, cordão de solda entre outros, estão sujeitos ao fenômeno conhecido por concentração de tensões.

Sob o ponto de vista de considerações estáticas, é conveniente definir um fator concentrador de tensões K_t (algumas vezes relacionado com o fator de concentrador de tensões teórico ou geométrico) como a taxa da tensão elástica máxima localizada para uma tensão nominal ou mediana das tensões. Desta forma a relação pode ser escrita como (11):

$$k_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}xima} \text{ el\acute{a}stica Localizada}}{\sigma_{no\ min\ al} \text{ tens\~{a}o M\acute{e}dia}} \quad (11)$$

A tensão média pode ser obtida utilizando-se as equações elementares da mecânica dos sólidos, porém a tensão máxima localizada não é fácil de ser mensurada.

Segundo MORRISON (1939) apud TERANCE (1977) alguns resultados foram obtidos por inúmeros investigadores para determinar a concentração de tensões geométrica ou teórica para uma grande variedade de diferentes geometrias. O fator concentrador de tensões definido pela equação acima está limitado a considerações estáticas onde a deformação plástica não está presente. Os materiais dúcteis apresentam certa relevância.

Na determinação da redução do limite de resistência em função de um concentrador de tensões em uma região de fadiga de alto ciclo, é comum definir um fator redutor de fadiga K_f , como sendo (12):

$$K_f = \frac{\text{resist}_{\text{fadiga}_{\text{sem}_{\text{concentrador}_{\text{tensao}}}}}}{\text{resist}_{\text{fadiga}_{\text{com}_{\text{concentrador}_{\text{tensao}}}}}} \quad (12)$$

A maneira óbvia para determinar K_f é pelo teste direto de uma quantidade limitada de dados obtidos a partir de um teste genérico de fadiga. Desconsiderando o custo do teste e sua complexidade, os valores de K_f então obtidos são dependentes do material, tamanho e da sua similaridade geométrica. É considerado que a resistência à fadiga diminui com o aumento do tamanho da peça. Deste modo, a determinação de um fator de redução do limite de resistência à fadiga não garante que fatores de redução genéricos possam ser aplicados em um dado material sem algum tipo de modificação.

O problema ganha complexidade pelo fato de que os corpos de prova são geometricamente idênticos, entretanto, constituídos de materiais distintos possuem fatores de redução de resistência à fadiga também diferente. A razão a qual está sendo proposta é que alguns materiais são mais sensíveis a presença de concentradores de tensão do que outros. Um fator conhecido como índice de sensibilidade ao entalhe – q , é a medida da sensibilidade do material para a concentração de tensões. A equação abaixo esboça a relação existente entre o índice de sensibilidade ao entalhe – q , fator de concentração de tensões teórico K_t e o fator de redução de tensão K_f dado por (13):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (13)$$

Onde k_f – fator de correção para o concentrador de tensões, q – índice de sensibilidade ao entalhe e k_t – fator de concentração de tensões teórico.

3.5 - Fadiga de Baixo Ciclo

Conforme BRANCO (1999) nos casos em que a sollicitação exterior aplicada implica a ocorrência de deformação plástica cíclica, as considerações anteriores não são apropriadas para tratar o problema.

Este tipo de sollicitação leva a ruptura, ao fim de um número da ordem dos milhares (por exemplo, 10^4 ciclos), em vez de um número da ordem dos milhões, correspondente aos estudos essencialmente elásticos vistos anteriormente.

A fadiga em regime elastoplástico é controlada pela deformação plástica, e, portanto, as curvas de fadiga usadas neste caso, são obtidas em ensaios mecânicos nos quais a variável é a deformação, e não a tensão como anteriormente.

3.6 - Fadiga em Estrutura de Alumínio

O comportamento à fadiga de juntas soldadas de alumínio é afetado por fatores tais como:

- Propriedades do material de base
- Grandeza e natureza das tensões aplicadas
- Modo de aplicação da carga
- Meio ambiente
- Concentração de tensões introduzida (tipo de junta, geometria externa e interna, efeito de escala)
- Tratamento após soldagem

Muitos destes fatores podem ser controlados a nível de projeto, outros poderão ser controlados durante o processo de fabricação. A influência daqueles fatores no comportamento à fadiga de juntas soldadas tem sido estudada, como revisto por SANDERS (1972), onde podem ser salientadas algumas conclusões principais. As propriedades mecânicas das ligas de alumínio só afetam o comportamento quando os corpos de prova não são entalhados, verificando-se que há um aumento da resistência mecânica não corresponde um aumento da resistência à fadiga quando existem entalhes severos – como é o caso das juntas soldadas. O efeito da concentração de tensões é primordial no contexto de ligas de alumínio, desempenhando papel idêntico ao referido para o caso dos aços.

A forma geométrica da junta é fator determinante no comportamento à fadiga. A geometria exterior da junta é particularmente importante (configuração da junta e estado superficial).

O efeito da geometria interna (qualidade da junta soldada, presença de defeitos interiores) só é significativo quando a concentração de tensões introduzida pela junta é pequena, quando a junta sofre processo de alívio de tensões.

Na presença de entalhes severos, a resistência à fadiga é constituída unicamente por uma fase de propagação da fenda, considerando-se desprezível a fase de iniciação, embora alguns autores contestem a validade de tal suposição ALLERY (1972) e JACK PRICE A. T. (1970) apud TERANCE (1977). Quando se usou a metodologia da mecânica da fratura na previsão do comportamento à fadiga de uma junta soldada, a consideração da fase de iniciação conduziu a melhores resultados GURNEY (1976) e JACK PRICE A. T. (1971) apud TERANCE (1977). Embora a previsão baseada unicamente na propagação de uma fenda esteja do lado da segurança, verifica-se maior discrepância para durações mais elevadas, em que a componente de iniciação pode ser mais significativa.

Na ausência de entalhes, fatores como acabamento superficial (polimento), temperatura, têmpera, orientação do grão podem afetar o limite de fadiga das ligas de alumínio cujo valor pode variar entre 120 – 280 N/mm² (a 10⁶ ciclos) conforme SANDERS (1972).

3.7 - Ligas de Alumínio para fins Estruturais, Tratáveis Termicamente

Estas ligas obtêm sua máxima resistência quando submetidas a tratamentos térmicos que produzem o fenômeno de precipitação, promovendo a melhora de sua resistência mecânica. Os elementos de liga que são normalmente adicionados são: Cu, Mg, Si e Zn, freqüentemente em combinação. O tratamento varia com o tipo de liga, mas consiste sempre num tratamento a alta temperatura (450 – 500 °C durante 1-2 horas), seguido de têmpera até a temperatura ambiente, e de um tratamento de precipitação durante, por exemplo, 16 horas a temperaturas elevadas (150 - 180 °C) ou dias à temperatura ambiente.

As ligas deste grupo, tratáveis termicamente – são soldáveis, no entanto as propriedades mecânicas da junta soldada degradam-se durante a operação de soldagem, como é ilustrado na figura 3.4, o que implica que o projeto das estruturas deve ser concebido com atenção, considerando este detalhe.

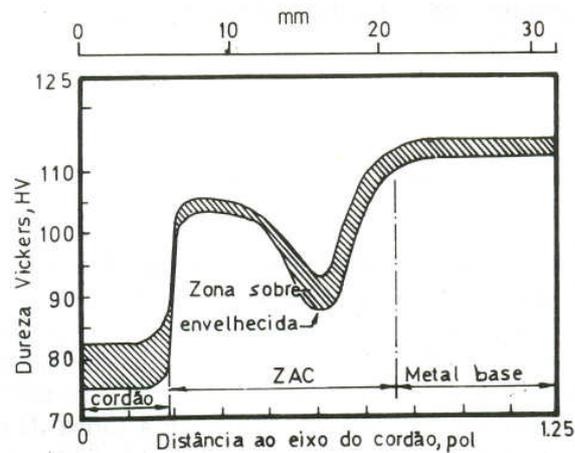


Figura 3.4 - Efeito da resistência na ZAC de uma peça soldada.
(fonte: Branco 1999)

O efeito do tratamento térmico é parcialmente anulado por uma operação de soldagem por fusão, dado que produz uma redistribuição dos precipitados na ZAC, o que resulta uma degradação da resistência mecânica. Esta redução ocorre somente em uma zona muito estreita próxima da junta. Sua largura depende do aporte de calor/energia do processo e velocidade de soldagem.

Para as ligas da série 6XXX é aplicado o tratamento a altas temperaturas, sendo possível recuperar as propriedades na ZAC.

Em geral nenhuma liga de alumínio possui todas as características em valor ótimo, é necessária a escolha em uma base de compromisso entre as propriedades que são factíveis de serem obtidas.

Quando uma liga de alumínio é selecionada para uma construção soldada, deve ter-se presente que as melhores propriedades da junta soldada são obtidas com ligas do tipo “tratáveis termicamente”, principalmente quando sujeitas a um tratamento de envelhecimento artificial após soldagem.

3.8 - Resistência à Fadiga Sob Tensão Flutuante

Diagrama de Fadiga – Serve para auxiliar no entendimento, através de comparação da magnitude das tensões principais. Consiste em plotar as tensões média e alternante, tensão limite de fadiga, tensão de escoamento e tensão última de tração em um mesmo diagrama. No eixo das abscissas são marcados os pontos referentes a magnitude da tensão média, tensão de escoamento

e tensão última de tração. No eixo das ordenadas são enquadrados os pontos referentes a tensão alternante, tensão limite de fadiga e tensão limite de escoamento.

Quatro critérios de falha podem ser expressos utilizando-se este diagrama de fadiga: Soderberg, Goodman, Gerber e critério da máxima tensão de escoamento. O diagrama esboça que somente o critério de Soderberg previne contra a tensão de escoamento ou deformação plástica irreversível.

A equação para a linha de Soderberg é (14):

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (14)$$

Onde S_a é a amplitude de tensão e S_m é a tensão média corrigidos pelo fator de segurança n , S_e é a tensão de fadiga calculada e S_{ut} a tensão última de ruptura do material.

A parábola que representa a teoria de Gerber tem chance maior de passar através da porção central dos pontos de falha e deste modo conferir um resultado melhor. Esta teoria é também chamada de relação parabólica de Gerber porque sua equação tem a seguinte forma (15):

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (15)$$

Embora desnecessário, é possível completar a figura pela definição do escoamento no primeiro ciclo da equação (16):

$$\frac{S_a}{S_{yt}} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (16)$$

(16) onde S_{yt} é o limite de resistência ao escoamento

As tensões σ_a e σ_m podem ser substituídos por S_a e S_m se cada uma das tensões é dividida por um fator de segurança n . Quando isto é realizado, a equação de Soderberg fica da seguinte forma (17):

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \quad (17)$$

O diagrama de Goodman fica com a seguinte forma (18):

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (18)$$

e a equação de Gerber fica (19):

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (19)$$

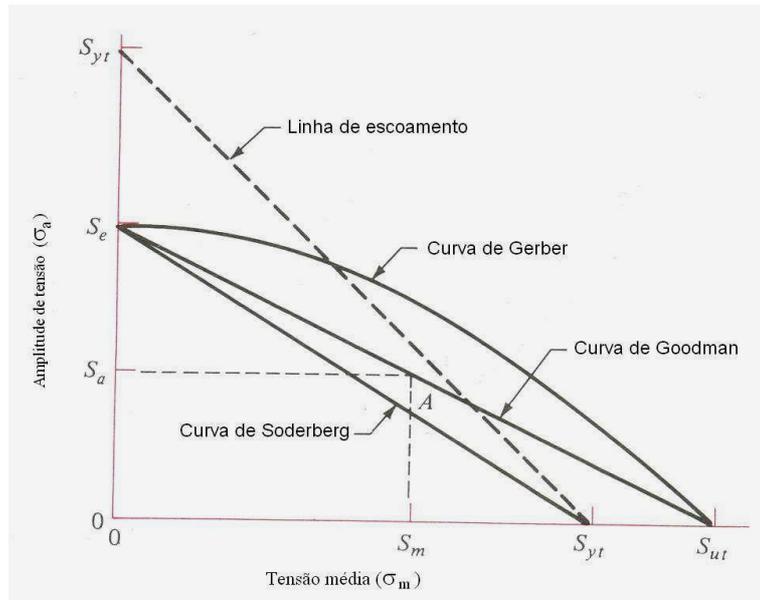


Figura 3.5 - Diagrama de fadiga. (Fonte: Shigley 1996)

4. – METODOLOGIA E OBJETO DE ESTUDO

Para análise do problema focaliza-se uma estrutura metálica soldada, especificamente um quadro de bicicleta com a presença de falha por trinca.

O modelo em analisado, *Caloi Aluminum* apresentou a falha no tubo inferior próximo da junção deste com o tubo superior, detalhe indicado na figura 4.1.



Figura 4.1 - Recorte do quadro com a falha - trinca.

4.1 - A relevância e o Objeto do Estudo

O estudo de fadiga ganhou relevância a partir da segunda metade do século passado. A utilização da bicicleta acompanhou a evolução tecnológica. Tanto a técnica quanto os materiais receberam um estímulo para evoluírem.

A intuição, além da tentativa e erro torna-se menos viável quando novos materiais entraram em cena, assim como novas aplicações e demandas são localizadas na estrutura da bicicleta, o quadro. Atualmente os fabricantes de quadros de bicicleta estão usando materiais como o alumínio, magnésio, titânio e os compostos de fibra. Existe uma carência de recursos para auxiliar o projetista a explorar as propriedades mais desejáveis destes materiais.

A análise de elementos finitos é usualmente usada para aprimorar a geometria de um projeto que ainda está na fase de concepção. O método é também usado para avaliar de maneira

refinada, um modelo existente. Esta primeira aproximação é mais eficiente economicamente e pode abrir as portas para soluções mais criativas em um estágio inicial de dimensionamento.

Neste estudo, o Método dos Elementos finitos foi usado para determinar os pontos de máxima solicitação sob condições típicas de carregamento.

4.2 - Magnitude e localização das tensões principais

A atuação externa dos carregamentos deve ser especificada em termos da magnitude, direção e ponto de aplicação da carga no quadro. As informações de carregamento são **derivadas do experimento**, dedução analítica e padrões normatizados. Esta informação é então usada para especificar forças e momentos atuantes nos nós dos elementos chaves, movimento central, barras inferiores, tubo frontal, inferior e tubo do selim.

Neste estudo, a maior dificuldade foi definir um conjunto de condições de carga consistentes e reais. O carregamento será descrito de maneira resumida. Na indústria da bicicleta atualmente, não existe um conjunto aceitável ou um padrão de carregamento no qual os projetistas possam se basear. O INMETRO não fornece um procedimento para a análise da performance de resistência de um quadro de bicicleta como a norma ASTM F2711 (2008) que analisa a performance quanto a fadiga horizontal, vertical e impacto.

Como pode ser observado no gráfico da figura 2.5, a potência está relacionada com a velocidade. Usando medidas de carregamento nos pedais e aceleração, as equações de equilíbrio da estática e dinâmica são resolvidas para encontrar os carregamentos sobre a corrente, pedal e guidom.

Conforme os dados de potência encontrados no trabalho de NABINGER (2006) e da relação da fórmula (21) para potência, torque e a rotação, SERWAY et al (2003), concluí-se que para uma cadência de 60rpm seriam necessários 3000N de força em um pé-de-vela com 170mm de alavanca para gerar 3204W de potência na corrente ou 75km/h para a condição do gráfico figura 2.6.

$$cadência_n = \frac{1}{t_n} \times 60 \quad (20)$$

Onde $cadência_n$ = cadência do ciclo n (rps), t_n = tempo do ciclo n (s)

$$Pot[W] = T[Nm] \times cadência[rad / s] \quad (21)$$

4.3 Variáveis Envolvidas no Ciclismo

O ciclismo é um esporte que possui um grande número de variáveis envolvendo o ciclista e a bicicleta. As hipóteses apresentadas a seguir estão relacionadas com a possível falha no quadro da bicicleta analisada. A localização da trinca denota que a carga a qual a estrutura foi submetida deve ter sido gerada pelo esforço localizado no centro do quadro, considerando o apoio proporcionado pelos eixos das duas rodas. A solicitação real que ocorre em um quadro de bicicleta do tipo *mountain bike* poderia ser enquadrada no gráfico da figura 3.2 que relaciona a Tensão x Tempo, esboçando uma determinada condição de solicitação em função do tempo.

Para um mesmo tamanho de bicicleta, uma distância entre eixos menor, representa maior rigidez vertical. A distância entre os eixos das rodas está relacionada com o ângulo de cáster - Anexo-II, ou ângulo de afastamento da roda dianteira para o quadro da bicicleta e outras dimensões de menor relevância.

O apoio do peso do ciclista sobre os pedais é factível de ocorrer em situações como: rodar em piso irregular, de pé sobre os pedais – com alta velocidade promovendo o afastamento das rodas – em função do momento fletor, saltar e aplicar grande esforço durante a pedalada. O ângulo de cáster governa a magnitude das tensões provocadas pelo momento fletor para um mesmo valor de carregamento. Quanto maior o afastamento da roda dianteira em relação ao quadro, maior a componente horizontal que pode atuar no afastamento das rodas mediante a aplicação de um carregamento vertical.

4.31 - Altas velocidades em pavimentos irregulares – Trata-se de uma ocorrência freqüente na prática do *mountain bike*. A posição que o ciclista assume neste tipo de bicicleta assim como a largura dos pneus conferem segurança para o usuário descer determinadas lombas de piso irregular. Não existe um padrão de irregularidade ou um tipo de pavimento no qual seja possível considerar o peso do ciclista e da bicicleta, sua velocidade, altura e espaçamento das irregularidades. Sendo assim, fica inviável reproduzir tal condição em um modelo de elementos finitos ou em um teste de laboratório.



Figura 4.2 Ciclista em pista irregular.

(fonte: Bike Magazine)

4.3.2 - Manobras radicais – Dependendo do estilo de usuário de bicicleta e sua afinidade, as manobras podem ser inúmeras. As mais comuns e conhecidas são os saltos, podendo ser desde escadarias, por exemplo, e rampas previamente concebidas para este fim – para serem transpostas com uma determinada velocidade conhecendo-se sua extensão e inclinação, assim como obstáculos naturais: raízes de árvores expostas, pedras e/ou saliências no terreno. Esta condição em si torna sua reprodução inviável.



Figura 4.3 - Salto realizado durante as filmagens do New World Disorder 7

(fonte: Bike Magazine)

4.3.3 - Pedalando a plena carga – Dentre as situações apresentadas acima, esta é a mais factível de ser realizada. A diferença é que independente do estilo do ciclista, ela está diretamente vinculada com a sua capacidade física. Na tabela 4.1, é considerada a potência, uma cadência de pedalada de 60 rotações por minuto e um comprimento de alavanca de 170mm. Através da fórmula (21) encontra-se a força. Partindo deste pressuposto foi realizado o teste considerando uma força de 3000 N, equivalente a 3200W de potência.

Tabela 4.1 – Relação entre velocidade e potência, dados extraídos do gráfico da figura 2.5

Velocidade Km/h	Potência Watts	Força Newton
10	19	17,79
15	43	40,26
20	84	78,64
25	148	138,56
30	240	224,69
35	366	342,65
40	530	496,19
45	740	692,79
50	1000	936,21
55	1301	1218,00
60	1674	1567,21
65	2114	1979,14
70	2625	2457,54
75	3213	3008,03

Figura 4.4 – Atleta subindo um aclave acentuado durante uma etapa do *Tour de France*

4.4 – O Modelo de Elementos Finitos

Com os dados referentes à geometria do quadro da bicicleta, entende-se geometria como o arranjo formado pelos tubos, ângulos e dimensões da estrutura. Partindo destas características

foi construído um modelo com a técnica dos elementos finitos. Esta análise requer certa simplificação dos esforços gerados durante o ato de pedalar fora do selim para que a análise possa ser executada. Uma simplificação de uma situação dinâmica para um caso estático.

O ato de pedalar fora do selim é tido como a condição em que ocorrem os esforços máximos que a estrutura/quadro possa suportar em condições normais de uso. Sob esta condição, o ciclista apóia todo o seu peso e ainda imprime a força disponível para alcançar o máximo de potência, seja na arrancada ou durante um percurso de aclave acentuado.

Conforme os experimentos de NABINGER (2006), sabe-se que o pedal suporta esforços nas direções-x, y e z, conforme ilustrado na figura 2.3. Esta ocorrência existe porque o ciclista é obrigado a mover a bicicleta de um lado para o outro de forma que seu corpo tenha o menor deslocamento possível. Isso acontece em função do deslocamento das pernas. Quando a perna direita baixa, empurrando o conjunto do pé-de-vela, o ciclista joga a bicicleta para a esquerda para levantar um pouco o que seria o ponto morto inferior, repetindo o movimento com a perna esquerda, realizando o ciclo completo de uma revolução do pé-de-vela.

Nesta condição surge a componente-z. O esforço no eixo-x será desprezado pela análise. Além desta situação, existem casos em que o ciclista apóia o seu peso em um dos pedais, situação comumente verificada quando este sobe na bicicleta, usando o pedal como apoio.

As cargas foram divididas: 2500N na direção vertical e 500N na direção horizontal, aplicadas no movimento central, ponto onde é montado o pé-de-vela. Considerando que este componente de força está ora num lado ora no outro, caracterizando um tipo de solicitação como aquele visto na figura 3.1 – **alternada pura**. A componente vertical fica caracterizada pela solicitação **repetida** – figura 3.1 As cargas são aplicadas na extremidade do eixo do movimento central.

Na fig. 4.5 é possível observar os detalhes da simulação. As setas apontadas para cima denotam o apoio e as setas ortogonais aplicadas no movimento central, as cargas. Considerando as características estruturais – diâmetro e geometria dos tubos, assim como as principais dimensões do modelo em questão, comprova-se que a localização da máxima tensão coincide com o ponto onde acontece a junção dos tubos inferior e frontal.

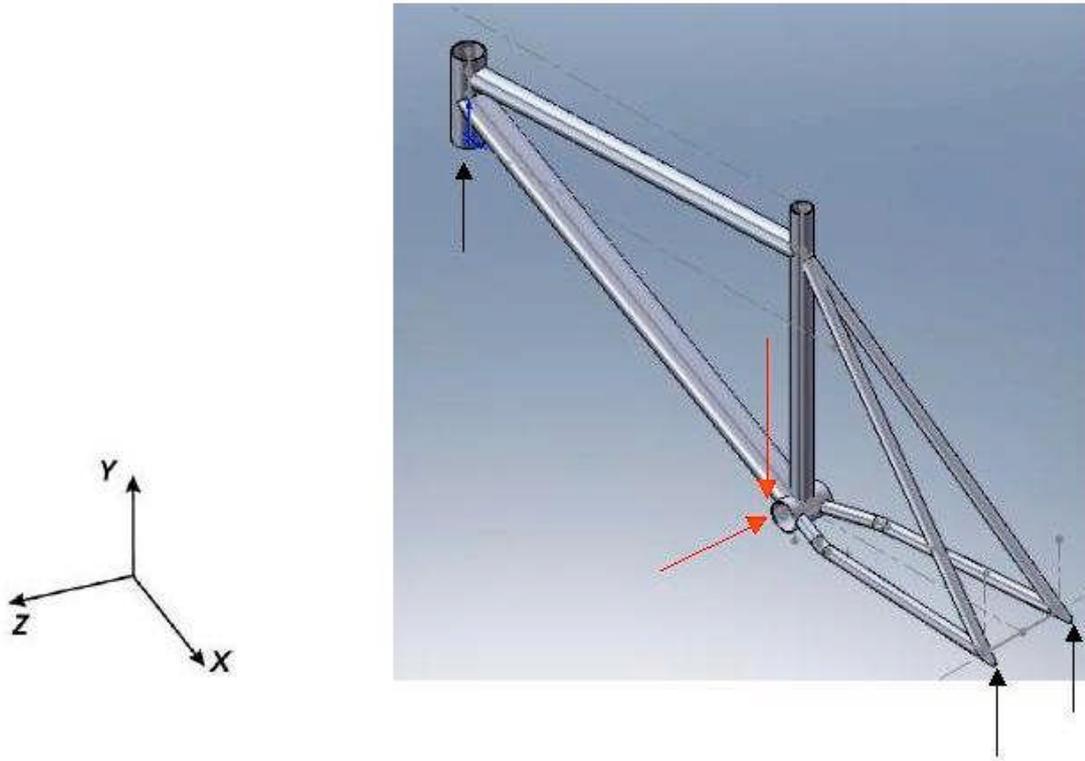


Figura 4.5 – Detalhe dos carregamentos aplicados na simulação

Construindo o modelo – A simulação utilizou software específico, **Abaqus/CAE Version 6.6-1**. Este modelo de elementos finitos representa o quadro da bicicleta analisada, – Caloi Aluminum com tamanho de 19 polegadas e tubo frontal *standard*. Para realização do teste, foram negligenciadas as componentes existentes no eixo-x, visto que as forças neste eixo não contribuem para o afastamento longitudinal do eixo das rodas. Será admitido que durante uma revolução do pé-de-vela, em algum momento, as forças atuantes sobre as extremidades do tubo do movimento central foram distribuídas considerando um ângulo mínimo de inclinação da bicicleta de 10° o que resulta: [**força x $(\cos 10^\circ)$**] para a componente vertical – eixo-y, e [**força x $(\sin 10^\circ)$**] para a componente horizontal, eixo-z. Ora do lado direito, ora do lado esquerdo da bicicleta.

4.5 - Resultado da Análise de Elementos Finitos

Considerando as condições descritas anteriormente, o resultado da análise pode ser visto na figura 4.6. Usando Von Mises.

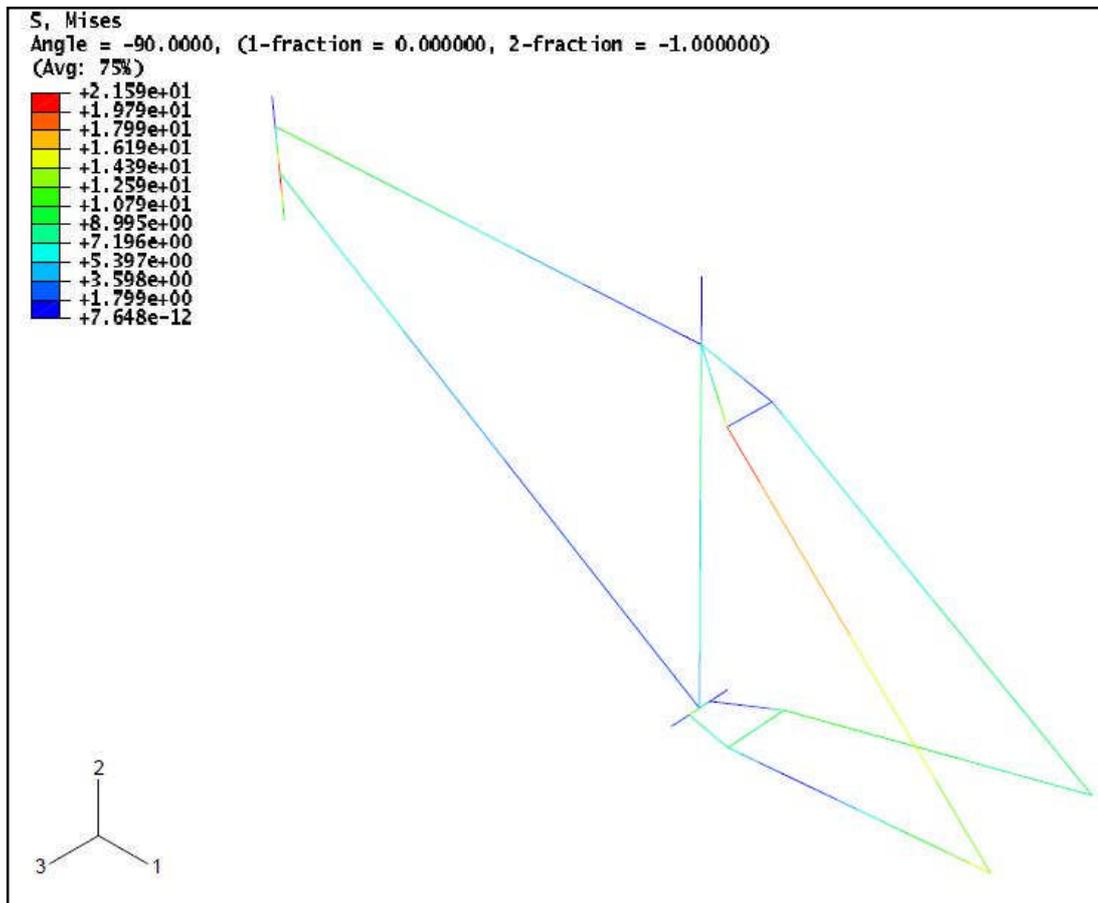


Figura 4.6 - Resultado da simulação (tubo frontal standard) Von Mises

Desta forma fica comprovado a localização da tensão máxima na junção dos tubos frontal e inferior com magnitude de 21,5 MPa. Considerando este valor, é analisada a vida em fadiga para a junta em questão.

4.6 - Cálculo da vida em fadiga para a junta soldada – Quadro de Bicicleta

Como uma primeira estimativa para a liga AA6061, material do tubo constituinte do quadro de alumínio, extrudado com as características indicadas nas tabelas 4.2 e 4.3.

Tabela 4.2 – Elementos constituintes da liga AA6061.

(Fonte: Efunda 2008)

Elemento	Peso - %
Al	97,9
Si	0,6
Cu	0,28
Mg	1,0
Cr	0,20

Tabela 4.3 – Propriedades Mecânicas da liga AA6061. (Fonte: Efunda 2008)

Propriedade	
Densidade (x 1000 Kg/m ³)	2,7
Coef. Poisson	0,33
Módulo de Elasticidade (Mpa)	115
Tensão de Escoamento (Mpa)	48
Elongação (%)	25
Dureza (HB500)	30
Resistência ao Cisalhamento (Mpa)	83
Resistência à Fadiga (Mpa)	62

Cálculo do fator de conversão para o limite de fadiga teórico (22)

$$Se' = 0,54 \times \sigma_R \rightarrow Se' = 0,54 \times 115 \text{ MPa} \rightarrow Se' = 62 \text{ MPa} \quad (22)$$

Correção para acabamento superficial (k_a):

Fator de acabamento para superfície produzida por processos de trefilação/extrusão, de acordo como gráfico da Fig. 3.3 - página 22, $k_a = 0,84$

Correção para o fator de escala (k_b):

Para compensar o efeito do tamanho para peças com seção circular, utiliza-se a seguinte expressão (10) (Shigley, 1996):

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} \quad mm : 2,79 \leq d \leq 51mm$$

$$k_b = \left(\frac{45}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,8177 \quad (10)$$

Correção para o tipo de carregamento (k_c):

Tratando-se de esforços combinados, tem-se $k_c = 1,0$.

A partir destes valores pode-se calcular o limite de resistência à fadiga do componente (23):

$$Se \sim (k_a) (k_b) (Se')$$

(23)

$$Se = 0,84 \times 0,8177 \times 62 = 42,66 \text{ MPa}$$

Concentração de tensões para fadiga (k_f):

Considerando-se a junta soldada e a saliência formada pelo cordão de solda, temos a seguinte expressão para a estimativa do coeficiente de concentração de tensão para fadiga (13):

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (13)$$

Onde K_f é o coeficiente de concentração de tensão para fadiga, q representa a sensibilidade ao entalhe do material e K_t é o coeficiente de concentração de tensão (puramente geométrico).

Determinação de K_t conforme o tipo de sollicitação: no caso serão consideradas as sollicitações de flexão e torção que produzem esforços na seção transversal considerada.

Os dados de entrada para extrair os valores de K_t e q são:

Relação entre D/d – diâmetro do tubo mais duas vezes a altura do cordão de solda;

Raio de concordância entre o metal base e o cordão de solda – r ;

Com estes dados é possível obter o valor de K_t através do gráfico da figura 4.5.

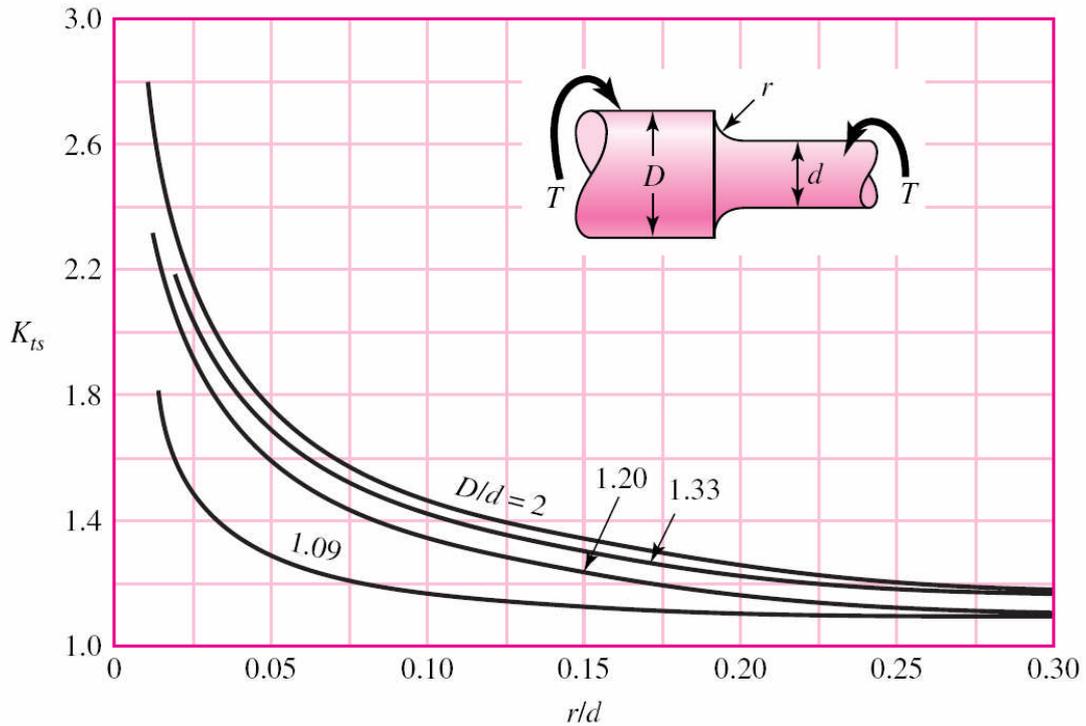


Figura 4.7 – Coeficiente de concentração de tensão para solicitação de flexão.
(Fonte: Shigley 1996)

Considerando: $d = 45\text{mm}$;
 altura do reforço do cordão de solda = 1,5mm;
 1raio proposto para a concordância = 3mm;
 Obtém-se: $D/d = 1,05$
 $r/d = 0,06$

$$K_t = 1 + 0,75 \times (1,73 - 1) = 1,188 \quad (13)$$

O valor da sensibilidade ao entalhe, q , pode ser obtido a partir dos gráficos mostrados nas figuras 4.6 e 4.7 para solicitações de flexão e torção, respectivamente.

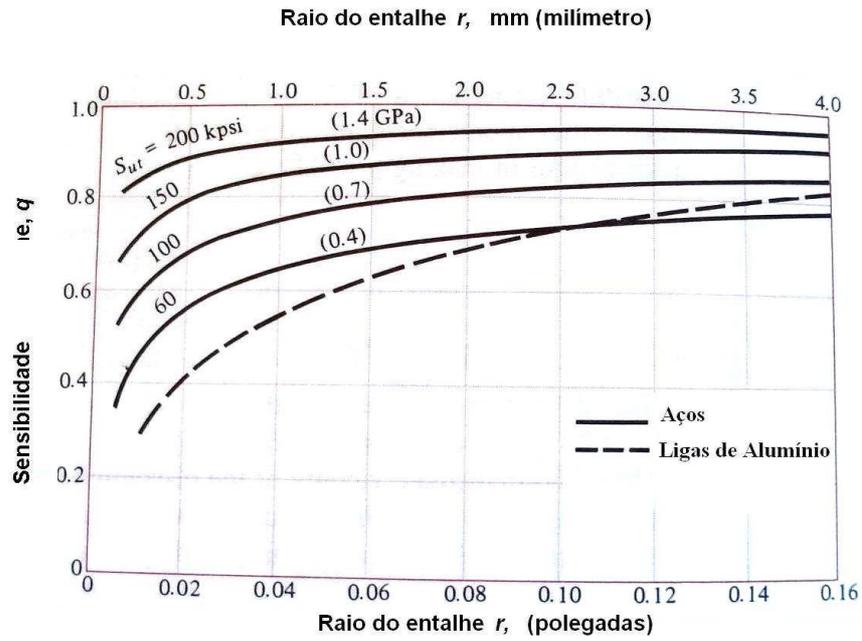


Figura 4.8 - Fator de sensibilidade ao entalhe, q (axial).

(Fonte: Shigley 1996)

Com base nas figuras, pode-se obter os valores de

$q = 0,75$ – tensão axial principal

$q_s = 0,8$ – tensão cisalhante

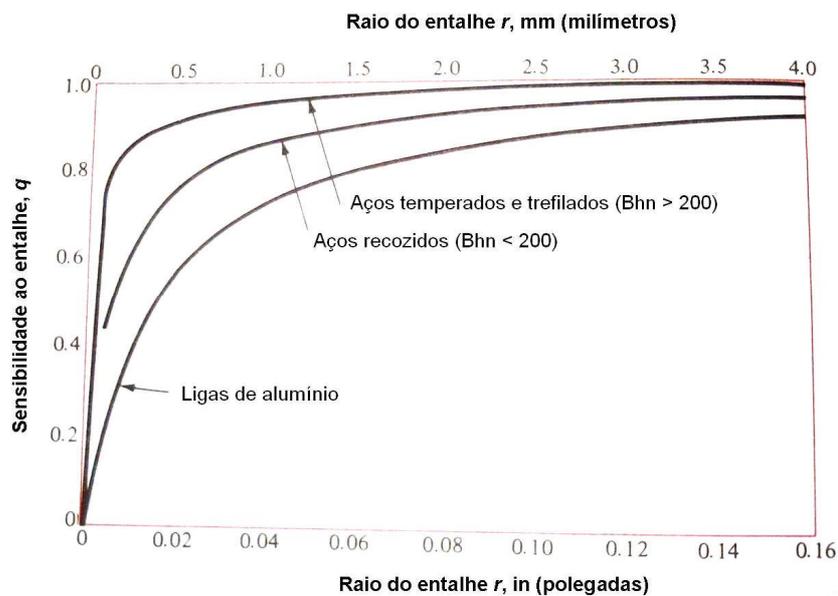


Figura 4.9 – Fator de sensibilidade ao entalhe (cisalhante)

(Fonte: Shigley 1996)

A partir destes valores, os coeficientes de concentração de tensão para fadiga podem ser calculados:

$$K_f = 1 + 0,75 \cdot (1,188 - 1) = 1,141 \quad (13)$$

$$K_{fs} = 1 + 0,8 \cdot (1,188 - 1) = 1,50$$

Onde k_f é o fator de correção de tensão para tensão axial, e k_{fs} é o fator modificador de tensão para tensão cisalhante.

A curva s-N de um material é caracterizada por uma reta em coordenadas logarítmicas definida por dois pontos principais. Em 10^6 ciclos de tensão, ponto que define o início do patamar da tensão limite de fadiga estimada acima, e em 10^3 que limita a vida mínima da peça cuja tensão neste ponto difere de material para material. Para carregamentos combinados, uma estimativa da solicitação é feita utilizando o critério de Von Mises.

A partir dos valores de tensões máximas extraídos da simulação (fig. 4.8 e 4.9).

Tensão máxima Axial: $\sigma_{\max} = 12,25$ MPa

Tensão máxima Cisalhante: $\tau_{\max} = 6,3$ MPa

Em função das características do modo de aplicação da carga é possível imaginar que a tensão normal (axial) é constante, enquanto uma torção alternada completamente reversa é produzida pelos movimentos do ciclista, que ao pedalar aplica a carga em lados opostos do quadro.

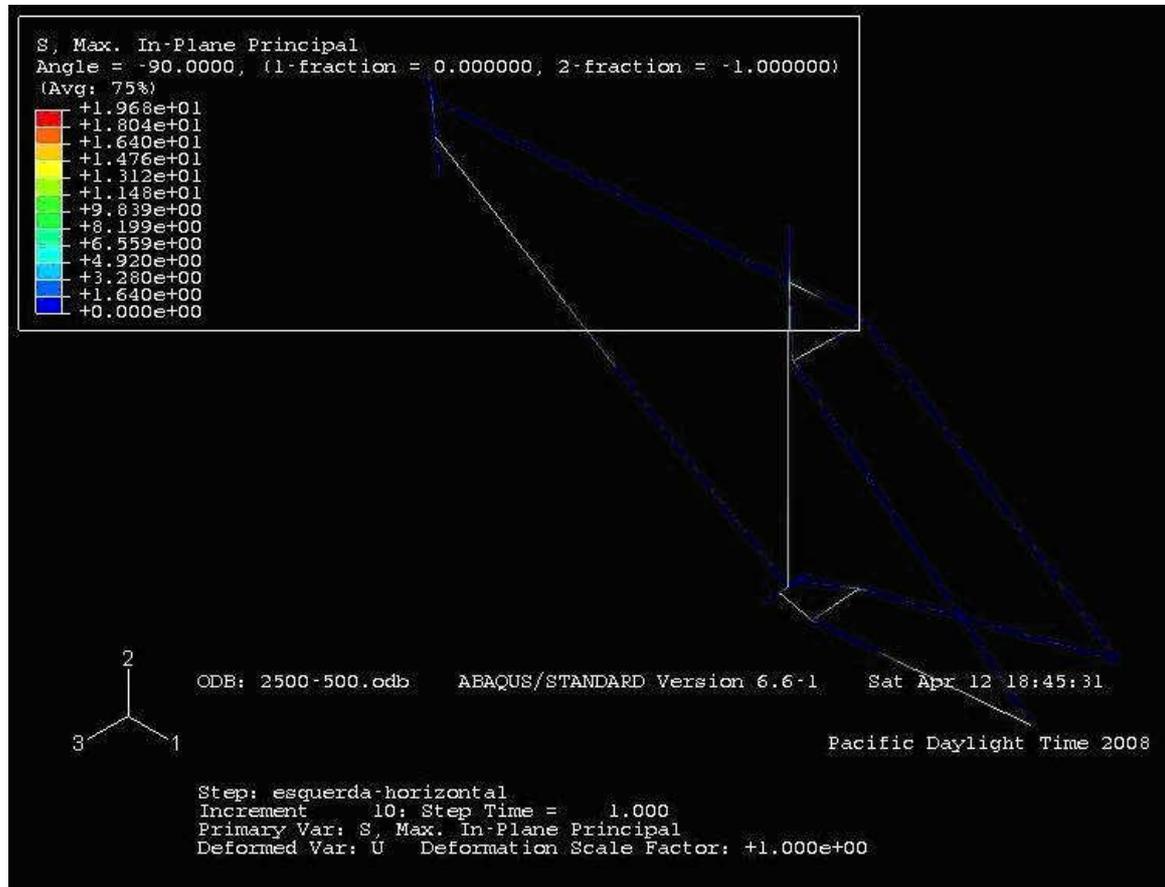


Figura 4.10 - Resultado da simulação (tubo frontal standard) Tensão Plano Principal

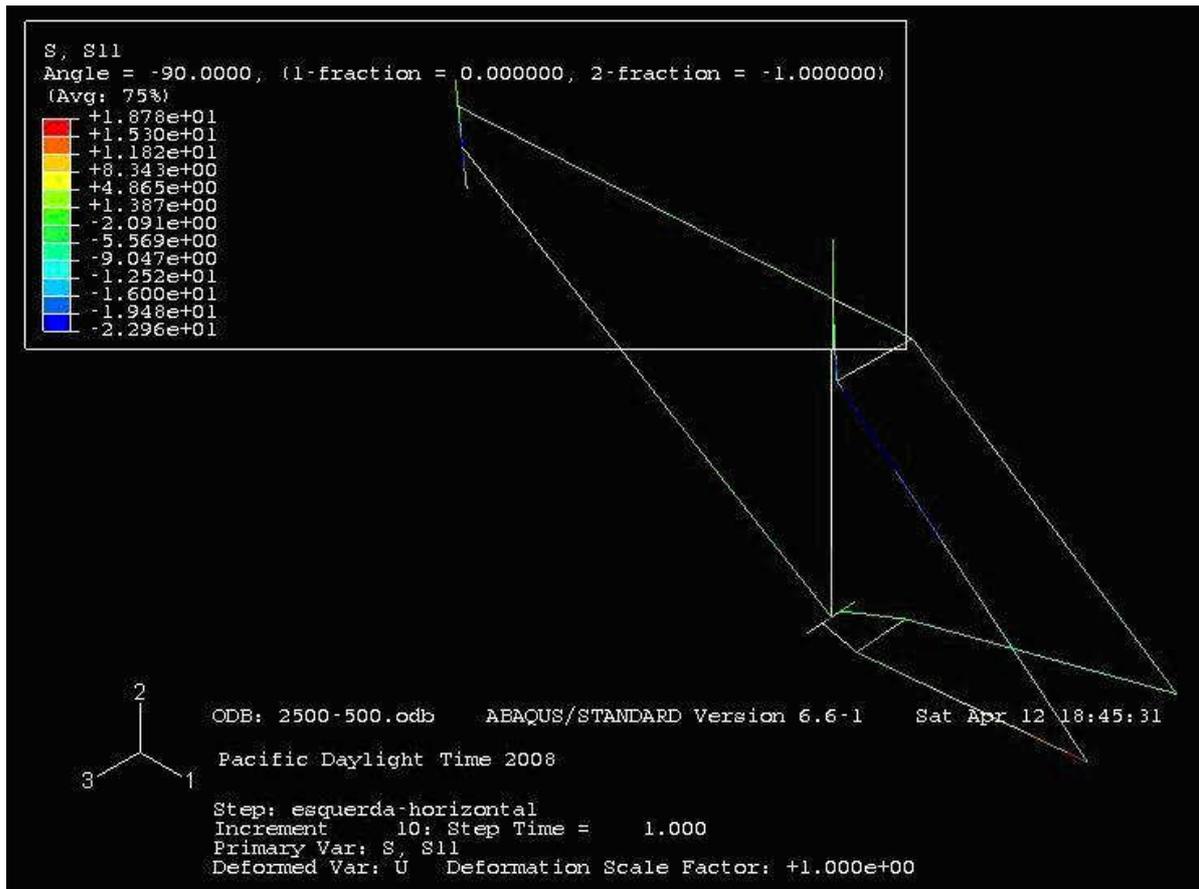


Figura 4.11 - Resultado da simulação (tubo frontal standard) Tensão Cisalhante

Multiplicando os valores de tensão obtidos pelos respectivos coeficientes de concentração de tensão, obtêm-se as máximas solicitações:

$$\begin{aligned} \text{Tensões normais} \quad \sigma_{xa} &= 0, \text{ amplitude} \\ &\sigma_{xm} = \sigma_{\max} \cdot K_f, \text{ valor médio} \\ \text{Tensões cisalhantes} \quad \tau_{xya} &= \tau_{\max} \cdot K_{fs}, \text{ amplitude} \\ &\tau_{xym} = 0, \text{ valor médio} \end{aligned}$$

Através do critério de Von Mises (pode-se combinar os dois modos de carregamento, obtendo a amplitude e valor médio da solicitação resultante (24):

$$\begin{aligned} \sigma &= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} & (24) \\ \sigma_a &= \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2} = 12,553 \text{ MPa} \\ \sigma_m &= \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} = 13,977 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Onde σ é a tensão normal [MPa] e τ é a tensão de torção/cisalhante [MPa].

Um dos métodos usados para determinar a possibilidade de fadiga de elementos submetidos a carregamentos flutuantes foi proposto por Gerber (19), e relaciona a amplitude da sollicitação, σ_a , com o máximo valor admissível, S_a , obtido através da equação:

$$S_a = \frac{r_1^2 \cdot \sigma_R^2}{2 \cdot S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot S_e}{r_1 \cdot \sigma_R} \right)^2} \right] \quad (19)$$

onde

$$r_1 = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = 0,9 \quad (25)$$

Resolvendo a equação acima obtém-se o valor de $S_a = 37,16$ MPa

O coeficiente de segurança para fadiga é obtido dividindo-se S_a pelo valor da amplitude da sollicitação, σ_a .

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{37,16}{12,553} \rightarrow n = 2,96 \quad (26)$$

Este valor indica que sob as condições de sollicitação adotadas existe uma reserva de capacidade da estrutura, ou seja, não ocorrerá fadiga.

É importante, entretanto, notar que o local onde a falha ocorre é na região adjacente ao cordão de solda, mais precisamente na zona afetada pelo calor (ZAC). Desta forma as propriedades do metal base considerado deveriam ser compatíveis com uma junta soldada deste material, utilizando o mesmo processo de soldagem.

Existem na literatura alguns registros de junta soldadas em AA6061-T6 pelo processo de soldagem FSW (Friction Stir Welding), nos quais obtiveram-se eficiências de 66% (Elangovan e Balasubramanian, 2007), e 70% (Moreira et al., 2007). Considerando que o processo utilizado para soldagem dos quadros de bicicleta, produz juntas com eficiência inferior ao FSW, uma eficiência de 50% para os processos de soldagem MIG e TIG é bastante razoável.

Desta forma repete-se os cálculos, considerando a queda de resistência na junta.

Para $\sigma_R = 115$ MPa no metal base, obtém-se $\sigma_R = 57,5$ MPa e conseqüentemente

$$Se' = 0,54 \times \sigma_R \rightarrow Se' = 0,54 \times 57,5 \text{ MPa} \rightarrow Se' = 31,05 \text{ MPa} \quad (22)$$

Para os mesmos valores de fatores modificadores de Se' , obtém-se o limite de resistência à fadiga, Se (23):

$$S_e = 0,84 \times 0,8177 \times 31,05 = 21,33 \text{ MPa} \quad (23)$$

Para as solicitações calculadas anteriormente,

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3 \cdot \tau_{xya}^2} = 12,553 \text{ MPa} \\ \sigma_m &= \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3 \cdot \tau_{xym}^2} = 13,553 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (24)$$

O valor de $S_a = 20,493 \text{ MPa}$ é obtido.

O coeficiente de segurança para fadiga é obtido dividindo-se S_a pelo valor da amplitude da solicitação, σ_a .

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{20,493}{12,553} \rightarrow n = 1,632 \quad (26)$$

Este valor de coeficiente de segurança é bastante baixo para situações onde pode ocorrer fadiga do componente.

5. - DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A falha de um quadro pode ser enquadrada em uma das três situações seguintes: o ciclista excedeu os padrões normais de uso – alguma batida, o quadro apresentava algum defeito de fabricação ou o modelo foi mal projetado.

Um impacto, batida – pode não causar um dano imediato, mas levar a uma falha futura. Por exemplo, uma trinca em um quadro promoverá a redistribuição de tensões ao redor da trinca. Tais áreas irão apresentar tensões significativamente superiores às aquelas observadas anteriormente ao surgimento da trinca. O material resiste deste ponto até a falha final. Considerando os conceitos da Mecânica da Fratura, existe a fase de nucleação e propagação da trinca. A fase de nucleação pode consumir um período de tempo bem superior a fase de propagação. Nesta última, a trinca existe e as tensões foram redistribuídas.

O impacto pode também ser proveniente de algum salto ou obstáculo encontrado em algum percurso de alta exigência na qual a bicicleta pode ter sido submetida. Este tipo de dano pode desencadear um processo de fadiga de baixo ciclo, reduzido número de ciclos com grande deformação plástica.

5.1 - Resultado dos Cálculos

Analisando os resultados fica comprovado que a carga proposta para testar a estrutura não seria suficiente para levar a falha por fadiga. Tendo como objeto de análise os resultados, observa-se que as tensões geradas por um determinado valor de potência e a distribuição de carregamento horizontal e vertical não comprometeria a confiabilidade da junta soldada analisada.

Nesta avaliação foi considerada a cadência de 60 revoluções do pé-de-vela por minuto. O pé-de-vela girando com 60 rpm provoca um tipo de carregamento no quadro, se esta cadência subir para 100rpm e a potência for mantida constante os esforços poderão apresentar magnitudes diferentes. O valor de potência usado concebeu uma condição geral. O mesmo se diz acerca da distribuição do carregamento, a parcela horizontal e vertical também podem apresentar mudança de um ciclista para outro.

Foi observado que quando a resistência do material após o processo de soldagem for compensada, o coeficiente de segurança sofre redução considerável.

As condições de uso da bicicleta também devem ser levadas em consideração. O projeto e a condução desta análise considerou o ato de pedalar fora do selim como sendo a condição capaz de gerar o esforço máximo.

5.2 - Comparativo Tubo Frontal - *OverSize* e *Standard*

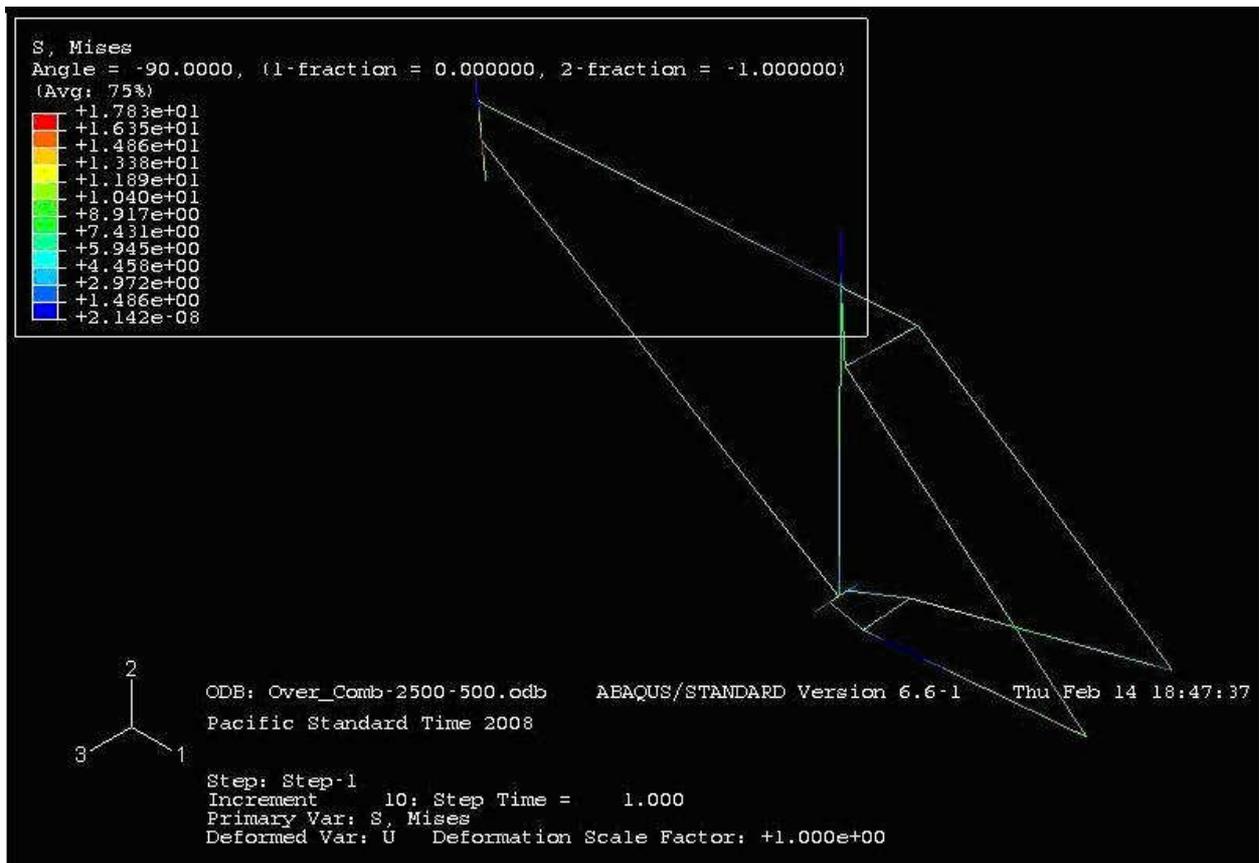


Figura 5.1 - Resultado da simulação (tubo frontal *OverSize*)

É sabido no meio ciclístico que o diâmetro padrão para o garfo das bicicletas do tipo *mountain bike* é de 1+ 1/8". Entretanto, quando o esporte começou a ganhar atenção do público, "algumas bicicletas foram concebidas com garfo de 1". Esta é uma medida comum para bicicletas convencionais.

A simulação comprova que a tensão seria reduzida para um valor próximo de $\frac{3}{4}$ da tensão máxima verificada no quadro que utiliza o tubo de dimensão *standard* se fosse utilizado o tubo frontal *OverSize*.

6. - CONCLUSÃO

O limite de resistência calculado para a junta em questão, junção dos tubos frontal e inferior – esboça uma reserva de 63% para a carga aplicada, considerando uma força de 3000N. As informações de carregamento devem ser presumidas de experimentos anteriores, dedução analítica e padrões normatizados. Na indústria da bicicleta atualmente, não existe um conjunto aceitável ou um padrão de carregamento para que os projetistas possam utilizar.

A falta de bibliografia e recursos que possibilitem uma análise preliminar apurada é escassa neste segmento. A maior parte do material coletado foi extraído de algumas publicações especializadas. O processo que conduziu a análise foi em parte baseado na vivência no meio ciclístico assim como na discussão com atletas, mecânicos e alguns simpatizantes do esporte.

Algumas considerações são necessárias para a análise detalhada do problema. Como dito anteriormente, a conversão de um problema dinâmico para um caso estático incorre em uma simplificação, sendo assim alguns erros podem estar contidos nesta conversão. Alguns esforços podem não ter sido contabilizados. Nesta avaliação é considerada uma cadência de 60rpm que o ciclista imprime aos pedais. O pé-de-vela girando com esta cadência provoca um tipo de carregamento na estrutura, se esta rotação subir para 100rpm ou se baixar de 60rpm e a potência permanecer constante, o aumento ou redução na magnitude dos esforços que agem sobre a estrutura pode não ser linear. Não foi considerada esta diferença. Partiu-se do pressuposto de que durante a liberação da energia – do ciclista para o conjunto, é possível alcançar até 3000N de força.

Os modos de uso da bicicleta também podem ser questionados. A análise partiu do pressuposto de que o ato de pedalar fora do selim seja a condição capaz de gerar o esforço máximo. Entretanto, devem existir situações onde a força sobre a estrutura deve superar os 3000N de força, do contrário a trinca não existiria.

As bicicletas de *mountain bike* capacitam o ciclista para utilizá-la em condições adversas. Dependendo da velocidade e das dimensões dos obstáculos encontrados no terreno, esta energia cinética elevada é capaz de promover deformações elásticas assim como, dependendo da homogeneidade microestrutural – promover deformações plásticas permanentes a nível microscópico.

As características geométricas da junta – rigidez atesta que para a magnitude dos esforços aplicados, a confiabilidade do processo de soldagem forneceria um ganho no percentual de resistência. Foi adotado um valor de 50% para a confiabilidade da junta soldada.

7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASTM F 2711 – 2008. “Standard Test Method for Bicycles Frames”

Adams G. D., 1996. “Antique Bicycles”, Pedaling History – Burgwardt Bicycle Museum, Second edition.

Andersen P. et al, 1996. “Metals Handbook, Vol 19 – Fatigue and Fracture”, ASM Handbook.

AWS, 1971. “Welding Handbook: Fundamentals of Welding”, vol.1.

Bike Magazine - <http://bikemag.com/gallery/> - acessado 24/09/08, 10:20

Burke E. R., 2003. “High – Tech Cycling, The Science of Riding Faster”, Human Kinetics Profe, United States.

Duggan T.V., J. B., 1977. “Fatigue as a Design Criterion”, McMillan Ltd, London.

Efunda, http://www.efunda.com/materials/alloys/aluminum/show_aluminum.cfm?ID=AA_6061&prop=all&Page_Title=AA%206061 – acessado 24/09/08, 9:30AM

Elangovan K. et al, 2008. “Optimising Friction Stir Welding parameters to maximise tensile strength of AA6061 aluminium alloy joints”, International Journal of Manufacturing Research 2008 - Vol. 3, No.3 pp. 321 - 334, India.

Fernandes A. A., 1979. “Fatigue Performance of Fillet Welds in na Al-Zn-Mg Alloy with Root Defects”, Aluminum, Vol 55, No 3, p.203.

Gatto F., M. D., 1979. “Fatigue Behavior of Some Welded Joints of Aluminum Alloy”, Istituto Sperimentale dei Metalli Leggeri, Novara.

Graham B., M. K., 2004. “Atomic Zombie’s Bicycle Builder’s Bonanza”, McGraw-Hill, New York.

Gurney, T. R., 1976. “ Fatigue Design Rules for Welded Steel Joints, The Welding Institute Research Bulletin”. Volume 17, Number 5.

Harris G. R. et al, 2000. “The Effects of Maximum Strength and Power Training Combined with plyometrics on Athletic Performance”, Medicine and Science in Sport and Exercise. 32 (5). Supplement abstract 659.

Heine J., P. J., 2005. “The Golden Age of Handbuilt Bicycles”, Vintage Bicycle Quartely, Seattle, Washington.

Kosteas D. and Sanders Jr., W. W., 1985. “Evaluation of Fatigue Strength for Common Weleded Joints in Aluminum Alloys”, 3rd Conference on Aluminum Weldments, Munich.

Kosteas D., 1987. “Influence of Residual Stresses on S-N Curve Parameters of Aluminum Weldments”, IIW doc. XIII-1239-87.

Kou S., 2003. “Welding Metallurgy”, Published by John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey.

Kreuzotter, dados de entrada foram processados no site:
<http://www.kreuzotter.de/english/espeed.htm> – acessado em 8/09/08, 7:00AM.

Masubuchi K., 1981. “Analysis of Welded Joints Structures”, Pergamon Press.

Milson F., 2007. “The Bike Book”, Haynes Group, United Kingdom.

Moore G. M., 2004. “Beyond the Pavement”, Michigam University.

Moreira et all, 2007. “Comportamento à Fadiga de Estruturas Soldadas de Ligas de Alumínio pelo processo Friction Stir Welding (FSW) e Laser Beam Welding(LBW)”, FCTUC.

Moura B. et al, 1999. “Fadiga de Estruturas Soldadas”, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa.

Nabinger E., 2006. “Análise Dinamométrica Tridimensional da Pedalada de Ciclistas”, Tese de Doutorado, Promec UFRGS, Porto Alegre.

Norton R. L., 2004. “Design of Machinery”, McGraw-Hill, New York.

Protocolo de Kyoto - http://pt.wikipedia.org/wiki/Protocolo_de_Quito

Sanders Jr., W. W., 1972. “Fatigue Behavior of Aluminum Alloy Weldments”, WRC Bulletin.

Serway, R. A., 2003. “Physics for Scientists and Engineers”. 6th Ed. Brooks Cole.

SheldonBrown – <http://www.sheldonbrown.com>

Shigley J. E., 1996. “Standard Handbook of Machine Design”, Mcgraw-Hill, New York, N.Y.

Soudani S. M. et al, 1975. “Anisotropy of Fatigue Crack Propagation in Aluminum Alloy Butt Welded Joints”, Welding Journal, Res Supl., pp. 44.

SRM Training, www.srm.de/usa

Stone C., Hull, M.L., 1993. “Rider/Bicycle Interaction Loads During Standing Treadmill. Cycling”, Journal of Applied Biomechanics, vol 9, pp.202-218.

Wilson D. G., 2004. “Bicycling Science”, The MIT Press, Massachusetts.

Wikipedia - http://en.wikipedia.org/wiki/Bicycle_and_motorcycle_geometry – acessado em 10/09/2008, 14:20.

ANEXO - 1

Terminologia

- 1 – bicicleta, veículo articulado com duas rodas alinhadas, movido pela propulsão humana.
- 2 – garfo, conexão estrutural entre a roda dianteira e o quadro, sustentado pelos rolamentos da caixa de direção.
- 3 – quadro, componente estrutural que suporta o selim, o eixo da roda traseira, a espiga do garfo a qual é inserida no tubo frontal e suspensa por rolamentos e o conjunto composto pelo rolamento que suporta o pé-de-vela.
- 4 – tubo do movimento central, pequeno tubo transversal aos tubos maiores onde é montado o movimento central, conjunto de engrenagens e alavancas/manivelas ou pé-de-vela.
- 5 – garfo e espiga, elemento estrutural constituído de uma fenda para o eixo da roda dianteira. A espiga é a prolongação do garfo inserida no quadro, tubo frontal. Na espiga do garfo é montado o conjunto do guidom da bicicleta.
- 6 – caixa de direção, conjunto formado por dois rolamentos – sendo um deles montado na base e o outro no topo do tubo frontal. O conjunto serve para possibilitar a torção/giro do conjunto montado no eixo de direção: roda dianteira, garfo e guidom.

ANEXO - II

Geometria Bicicleta e o Ângulo de Cáster

A bicicleta é um arranjo de medidas chaves – comprimentos e ângulos, que definem uma configuração particular para a bicicleta. As mais importantes são: distância entre os eixos das rodas – dianteira e traseira, ângulo de cáster. Estes parâmetros determinam as principais respostas que a bicicleta vai apresentar durante o uso.

Conforme Wikipedia, o ângulo de cáster ou ângulo de afastamento é o ângulo formado pelo eixo no qual o guidom da bicicleta gira com um segundo eixo imaginário horizontal ou vertical. O eixo de direção é o eixo no qual o mecanismo de direção trabalha/gira. Ele é composto por: guidom, garfo, roda dianteira e os rolamentos que compoem a caixa de direção.

Na bicicleta o eixo de direção forma com a linha horizontal o ângulo de cáster e é medido no sentido dos ponteiros do relógio quando visto do lado direito. Um ângulo de 90° representa o eixo de direção perfeitamente vertical ao solo.

