

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

CÁLCULO DE PERDA DE VIDA DO EIXO DE TURBOALTERNADORES DEVIDO A CHAVEAMENTOS NO SISTEMA ELÉTRICO

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA

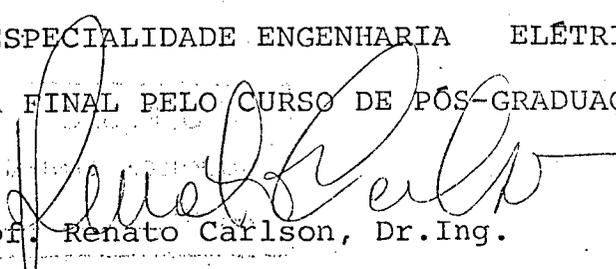
NELSON SADOWSKI

FLORIANÓPOLIS, JULHO-1985

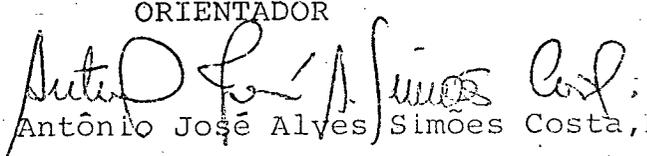
CÁLCULO DE PERDA DE VIDA DO EIXO DE TURBOALTERNADORES DEVIDO A CHAVEAMENTOS NO SISTEMA ELÉTRICO

Nelson Sadowski

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA. ESPECIALIDADE ENGENHARIA ELÉTRICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO

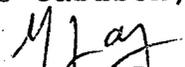
  
Prof. Renato Carlson, Dr. Ing.

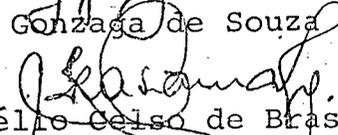
ORIENTADOR

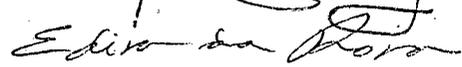
  
Prof. Antônio José Alves Simões Costa, Ph.D.  
Coordenador do Curso de Pós-Graduação  
em Engenharia Elétrica

BANCA EXAMINADORA:

  
Prof. Renato Carlson, Dr. Ing.

  
Prof. Luiz Gonzaga de Souza Fonseca, D.Sc.

  
Prof. Cornélio Celso de Brasil Camargo, M.Sc.

  
Prof. Edison da Rosa, M.Sc.

A minha família

## A G R A D E C I M E N T O S

Agradeço ao Professor Renato Carlson pela orientação, dedicação e incentivo dados ao longo deste trabalho.

Ao Professor Edison da Rosa pela sua dedicação e ajuda possibilitando assim, que este trabalho pudesse ter sido realizado.

Ao amigo, Engenheiro Gonzalo Humeres Flores por sua contribuição na elaboração deste trabalho.

Meu carinho à Margarida e Vladislau, meus pais, pela confiança e segurança transmitidas durante a execução deste trabalho.

À CNEN pelo apoio financeiro.

Sou grato a Marlei pela datilografia.

## S U M Á R I O

|  |    |
|--|----|
| RESUMO .....   | ix |
| ABSTRACT .....   | x  |
| <br>   |    |
| CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO .....  | 01 |
| <br>   |    |
| CAPÍTULO II - EFEITO DAS FALTAS E DAS OPERAÇÕES DE CHAVEAMENTO NO SISTEMA SOBRE OS TORQUES DO EIXO ... | 03 |
| <br>   |    |
| 2.1 - Introdução .....   | 03 |
| 2.2 - O Sistema Torcional Vibrante do Eixo .....   | 03 |
| 2.3 - Situações de Impacto Representativas .....   | 07 |
| 2.3.1 - Operações de Chaveamento .....   | 07 |
| 2.3.2 - Situações Decorrentes de Distúrbios no Sistema   | 07 |
| 2.3.2.1 - Curto-Circuito Trifásico e sua Retirada da .....   | 07 |
| 2.3.2.2 - Religamento Automático de Disjuntores após a Retirada de Curto-Circuitos Trifásicos .....    | 13 |
| 2.4 - Conclusões .....   | 18 |
| <br>   |    |
| CAPÍTULO III - MODELAGEM DO GERADOR E DO SISTEMA MECÂNICO ..   | 19 |
| <br>   |    |
| 3.1 - Introdução .....   | 19 |
| 3.2 - Modelagem do Gerador .....   | 19 |
| 3.2.1 - Gerador Representado por Corrente Conectado  |    |

|  |    |
|--|----|
| à uma Barra Infinita através de Linhas de Transmissão .....                                      | 19 |
| 3.2.2 - Grandezas de Base do Gerador .....   | 23 |
| 3.3 - Modelagem do Sistema Mecânico do Eixo .....  | 24 |
| 3.3.1 - Grandezas de Base para o Sistema Mecânico .....  | 30 |
| 3.4 - Acoplamento entre o Gerador e o Sistema Mecânico .....                                     | 31 |
| 3.5 - Cálculo dos Torques Mecânicos no Eixo .....  | 33 |
| 3.6 - Frequências Naturais e Formas de Modo .....  | 34 |
| 3.7 - Conclusões .....   | 36 |
| <br>   |    |
| CAPÍTULO IV - FADIGA MECÂNICA E CÁLCULO DE PERDA DE VIDA DOS<br>EIXOS DE TURBOALTERNADORES ..... | 37 |
| <br>   |    |
| 4.1 - Introdução .....   | 37 |
| 4.2 - Fadiga Mecânica .....  | 37 |
| 4.3 - Fadiga. Análise Baseada em Tensões .....   | 40 |
| 4.3.1 - Curvas $\sigma$ -N .....   | 40 |
| 4.3.2 - Dano Acumulado .....   | 42 |
| 4.3.3 - Fatores de Influência na Fadiga .....  | 43 |
| 4.3.3.1 - Efeito de Carga de Torção .....  | 44 |
| 4.3.3.2 - Efeito do Tamanho da Peça .....  | 44 |
| 4.3.3.3 - Efeito do Acabamento Superficial .....   | 44 |
| 4.3.4 - Efeitos de Entalhes e Descontinuidades .....   | 45 |
| 4.3.5 - Efeito de Cargas Flutuantes .....  | 47 |
| 4.3.6 - O Método "Rain flow" .....   | 49 |
| 4.4 - Fadiga. Análise Baseada em Deformações .....   | 51 |
| 4.4.1 - Propriedades Monotônicas de Tensão-Deformação ..   | 52 |
| 4.4.2 - Propriedades Cíclicas de Tensão-Deformação .....   | 54 |

|   |    |
|---|----|
| 4.4.3 - Propriedades Relacionadas com a Fadiga .....  | 57 |
| 4.5 - Conclusões .....  | 60 |
| <br>  |    |
| CAPÍTULO V - ALGORITMO COMPUTACIONAL .....  | 61 |
| <br>  |    |
| 5.1 - Introdução .....  | 61 |
| 5.2 - Sistema Elétrico de Transmissão Incorporado ao Algor <u>it</u><br>ritmo Computacional ..... | 61 |
| 5.3 - O Algoritmo Computacional .....   | 62 |
| 5.3.1 - Perturbações que podem ser Simuladas .....  | 62 |
| 5.3.2 - Cálculo das Condições Iniciais no Algoritmo .....   | 63 |
| 5.3.3 - Descrição do Algoritmo .....  | 63 |
| 5.4 - Conclusões .....  | 68 |
| <br>  |    |
| CAPÍTULO VI - RESULTADOS OBTIDOS DE SIMULAÇÕES .....  | 69 |
| <br>  |    |
| 6.1 - Introdução .....  | 69 |
| 6.2 - Características do Turboalternador .....  | 69 |
| 6.2.1 - Parâmetros Elétricos .....  | 69 |
| 6.2.2 - Parâmetros Elétricos Externos (Sistema de Trans <u>miss</u><br>missão) .....              | 70 |
| 6.2.3 - Parâmetros do Sistema Mecânico .....  | 70 |
| 6.2.4 - Parâmetros para Cálculo de Perda de Vida .....  | 71 |
| 6.3 - Resultados de Simulação de Retirada de Curto-Circuito<br>Trifásico .....                    | 72 |
| 6.4 - Resultados de Simulação de Religamento Automático de<br>Disjuntores .....                   | 74 |
| 6.4.1 - Religamento Sem Sucesso com os Amortecimentos<br>Diferentes de Zero .....                 | 74 |

|   |    |
|---|----|
| 6.4.2 - Religamento Com Sucesso com os Amortecimentos                             |    |
| $D_{ii}$ Diferentes de Zero .....   | 76 |
| 6.4.3 - Religamento Sem Sucesso com os Amortecimentos                             |    |
| $D_{ii}$ Iguais a Zero .....  | 83 |
| 6.4.4 - Religamento Com Sucesso com os Amortecimentos                             |    |
| $D_{ii}$ Iguais a Zero .....  | 85 |
| 6.5 - Recomendações .....   | 85 |
| 6.6 - Conclusões .....  | 87 |
| <br>  |    |
| CAPÍTULO VII - CONCLUSÕES, RECOMENDAÇÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS ..... | 88 |
| <br>  |    |
| 7.1 - Conclusões e Recomendações .....  | 88 |
| 7.2 - Sugestões para Futuros Trabalhos .....                                      | 89 |
| <br>  |    |
| BIBLIOGRAFIA .....  | 90 |
| <br>  |    |
| APÊNDICE .....  | 96 |

R E S U M O

Propõe-se neste trabalho uma metodologia para o cálculo dos esforços torcionais no eixo de turboalternadores. Para isto, representa-se o sistema mecânico por um sistema massa-mola-amortecedores.

Quando ocorre um curto-circuito no sistema elétrico de transmissão, aparecem torques mecânicos no eixo, torques estes de formas complexas, e que podem causar perda de vida do eixo por fadiga mecânica. É apresentado um modelo matemático para quantificar a perda de vida após um distúrbio, e este modelo é baseado nas deformações que ocorrem no eixo. O modelo de cálculo de perda de vida utiliza um método sofisticado de contagem de ciclos de tensão mecânica e permite considerar as deformações plásticas do material.

São mostrados exemplos que ilustram a metodologia proposta.

## A B S T R A C T

This work proposes a methodology for the computation of torsional effects on turbogenerator shafts. The mechanical system is represented in this study by a spring-mass-dashpot model.

As a short-circuit in the electrical transmission system occurs, mechanical torques develop on the turbogenerator shaft which are detrimental to the shaft life, since they may cause mechanical fatigue. A mathematical model to quantify the shaft loss-of-life after a disturbance is presented. This model is based on the strains which result on the shaft, and uses a sophisticated method for mechanical stress cycle counting. It is also possible to consider material plastic strains.

Some illustrative examples are presented to show the application of the proposed methodology.

## C A P Í T U L O I

### INTRODUÇÃO

O problema dos esforços torcionais no eixo de turboalternadores é algo que está sendo objeto de estudos em todo o mundo.

A necessidade de estudos visando determinar tempos de retirada de faltas e de seqüência de chaveamento para religamento automático de disjuntores, tornou-se evidente, após ter sido constatado por diversos estudos efetuados, que poucos ciclos de diferença nos tempos de atuação dos disjuntores acarretam sensíveis diferenças nos torques mecânicos pulsantes no eixo.

Fica ainda mais óbvia a necessidade de investigar a influência dos tempos de atuação dos disjuntores quando verificamos que, por normas de construção, os turboalternadores devem ser projetados para suportar apenas curto-circuitos trifásicos em seus terminais, não existindo até o presente normas que se preocupem em assegurar a integridade do eixo em função dos tempos de chaveamento, tempos estes que, como pode-se verificar ao longo deste trabalho podem causar torques mecânicos muito maiores do que os causados somente pelo curto-circuito.

Além disso, torna-se necessário quantificar a perda de vida por fadiga mecânica, decorrente dos distúrbios e das operações de chaveamento. Até o presente, a maioria dos trabalhos publicados utiliza uma metodologia baseada em tensões por número de ciclos para falha. No entanto, como exposto no capítulo 4, uma análise mais realista exige que se faça uso de uma metodologia basea

da em deformações por número de ciclos para falha por fadiga, tendo em vista que, para muitos casos, trabalha-se numa faixa em que existem deformações plásticas presentes, o que não é considerado quando usa-se metodologia baseada em tensões. Ainda dentro do cálculo da perda de vida, a contagem de ciclos utilizada é a mais recomendada na literatura especializada, tratando-se do método "Rain flow".

No capítulo 2 é apresentada uma coletânea dos diversos resultados obtidos em trabalhos ao longo dos últimos anos.

No capítulo 3 apresenta-se a modelagem do sistema mecânico e do gerador bem como o acoplamento entre eles. Além disso o conceito de forma de modo e a forma de calcular as frequências naturais de oscilação é apresentada.

No capítulo 4 é vista a metodologia para cálculo da perda de vida por fadiga.

O capítulo 5 aborda o algoritmo computacional para a simulação.

No capítulo 6 são apresentados resultados de simulações efetuadas.

No capítulo 7 estão as conclusões finais, recomendações e sugestões para futuros trabalhos.

## C A P Í T U L O II

EFEITOS DAS FALTAS E DAS OPERAÇÕES DE CHAVEAMENTO NO SISTEMA SOBRE OS TORQUES DO EIXO2.1 - Introdução

Durante distúrbios no sistema elétrico, turboalternadores são sujeitos a tensões mecânicas causadas por forças devidas às altas correntes e aos torques pulsantes.

Segundo as normas, curto-circuitos nos terminais do gerador são considerados os distúrbios mais severos, para os quais o turboalternador deve ser projetado para suportar sem problemas |1,2|. A possibilidade de retirar uma falta trifásica no sistema próxima ao gerador, podendo causar níveis de tensão mecânica maiores no eixo do que aquelas impostas por curto-circuitos nos seus terminais, só recentemente foi descoberta |2,19|. Além disso, tensões torcionais extremamente altas podem resultar do subsequente religamento trifásico automático |2,4,5,6,10,11,19,20,21|.

2.2 - O Sistema Torcional Vibrante do Eixo

Os distúrbios mais importantes, que criam os torques anormais nos eixos das turbinas e do gerador são os seguintes: curto-circuitos nos terminais, retirada de curto-circuitos, sincronização fora-de-fase, religamento automático de disjuntores, rejeição de carga |2|. Oscilações subsíncronas devidas à compensação com capacitores em série, constituem um fenômeno diferente, de

vido à realimentação da rede, causando excitação torcional em ressonância com uma frequência fundamental do eixo.

As características do sistema torcional vibrante formado pelos eixos da excitatriz, gerador e turbinas, tem uma influência significativa na magnitude e variação no tempo dos torques em cada região.

Se o sistema do eixo é excitado torcionalmente pelo gerador, cada secção do eixo estará sujeita à torques pulsantes de magnitudes e formas diferentes.

Torques de impacto no eixo podem, à princípio, serem produzidos por súbitas mudanças no torque nas turbinas (induzidas pelo fluxo de vapor), ou pelo torque eletromagnético do gerador. Na prática, a taxa de variação do torque nas turbinas é pequena quando comparada à taxa pela qual o torque eletromagnético no gerador pode mudar devido à mudanças no sistema elétrico [5]. Portanto, os dois fatores principais que influenciam os torques mecânicos são:

- 1º) Súbitas mudanças no torque elétrico do gerador, devido à mudanças na componente de 60 Hz da corrente de armadura do gerador.
- 2º) Torque elétrico devido à componentes transitórias da corrente do gerador, à frequências diferentes de 60 Hz.

Todas as maiores unidades geradoras estão sujeitas a torques de impacto através de ambos os mecanismos durante sua vida útil devido à faltas no sistema de transmissão e operações no

sistema.

O primeiro dos dois mecanismos é mais nítidamente percebido em uma rejeição completa de carga, onde o torque do gerador é instantaneamente mudado do valor nominal para zero. O segundo mecanismo é representado pelas componentes d.c e de seqüência negativa das correntes de falta [5].

Os torques mecânicos nos eixos são oriundos de três tipos de torques elétricos (unidirecional, à freqüência do sistema, e de freqüência dupla), súbitamente aplicados ao gerador [2,6]. São eles:

$$M_{e_0} = M_{e_{m\acute{a}x}} \cdot 1$$

$$M_{e_{fN}} = M_{e_{m\acute{a}x}} \cdot \text{sen } 2\pi ft$$

$$M_{e_{2fN}} = M_{e_{m\acute{a}x}} \cdot \text{sen } 4\pi ft$$

Deve-se observar que todos os três tipos de torques de excitação podem estar presentes no torque elétrico proveniente de um distúrbio.

A sensibilidade de regiões individuais do sistema de eixos devido aos três tipos de excitação pode ser caracterizada por fatores  $r_0$ ,  $r_{fN}$ ,  $r_{2fN}$ , definidos como:

$$r_i = M_{m_{m\acute{a}x}} / M_{e_i}$$

onde  $M_{m_{m\acute{a}x}}$  é a amplitude do torque máximo no eixo e  $M_{e_i}$  é a amplitude do torque elétrico aplicado. Os fatores  $r_0$ ,  $r_{fN}$ ,  $r_{2fN}$ , chamados fatores de sensibilidade, apresentam as seguin

tes características [2,6]:

a)  $r_{fN}$  e  $r_{2fN}$  (fatores de sensibilidade para torques à frequência do sistema e frequência dupla) são menores que 1 e reduzidos em todas as regiões do eixo. Eles dependem da sintonia do sistema do eixo com respeito à 60 e 120 Hz. É recomendado que as frequências naturais dos sistemas do eixo dos turboalternadores sejam determinadas, para avaliar sua sintonia torcional e conseqüente vulnerabilidade às componentes de excitação de 60 e 120 Hz.

b)  $r_0$  (fator de sensibilidade em relação à componente unidirecional do torque elétrico) é maior que 1, o que demonstra que os eixos de turboalternadores são muito sensíveis à componente unidirecional do torque. O fator  $r_0$  depende principalmente da razão entre os momentos polares de inércia das turbinas e do gerador.

O torque elétrico unidirecional é o principal responsável pela magnitude dos torques máximos nos eixos, causados por retirada de faltas, rejeição de carga e chaveamentos planejados de linhas, enquanto que a excitação à frequência do sistema é decisiva no caso de curto-circuitos nos terminais do gerador [6].

## 2.3 - Situações de Impacto Representativas

### 2.3.1 - Operações de Chaveamento

Chaveamento de linhas é uma das mais freqüentes operações no sistema. Seu impacto torcional no eixo depende grandemente das capacidades de curto-circuito dos sistemas envolvidos, e da diferença de ângulo de fase no disjuntor [4]. Quando fecha-se o disjuntor, aparecem duas componentes fundamentais no torque elétrico: uma é a mudança d.c. na potência,  $\Delta P$ , que é devida à mudança brusca nas condições do sistema, e subseqüentemente varia com a freqüência natural de oscilação da unidade com respeito, ao sistema de potência. A outra é uma componente de 60 Hz que resulta das correntes d.c. no enrolamento do estator [1]; esta corrente induzida resulta do fato de que a operação de fechamento pode ocorrer em um ponto da forma de onda da corrente de fase, que requeira uma súbita mudança na componente fundamental da corrente de linha para alcançar a nova condição de regime permanente [7].

Segundo recomendações do IEEE, deve-se evitar em operações de chaveamento planejadas, súbitas variações de potência,  $\Delta P$ , maiores que 0,5 p.u. nos terminais do gerador, o que assegura para estas operações de chaveamento, que são rotineiras, um dano por fadiga desprezível para o eixo [1,6].

### 2.3.2 - Situações Decorrentes de Distúrbios no Sistema

#### 2.3.2.1 - Curto-Circuito Trifásico e sua Retirada

Mesmo sendo um distúrbio severo e infreqüente, um

turboalternador normalmente é capaz de suportar um número limitado de curto-circuitos trifásicos durante a sua vida útil [5].

Os torques mecânicos no eixo durante um curto-circuito trifásico no sistema, bem como suas flutuações depois que a falta é retirada, são muito complexos.

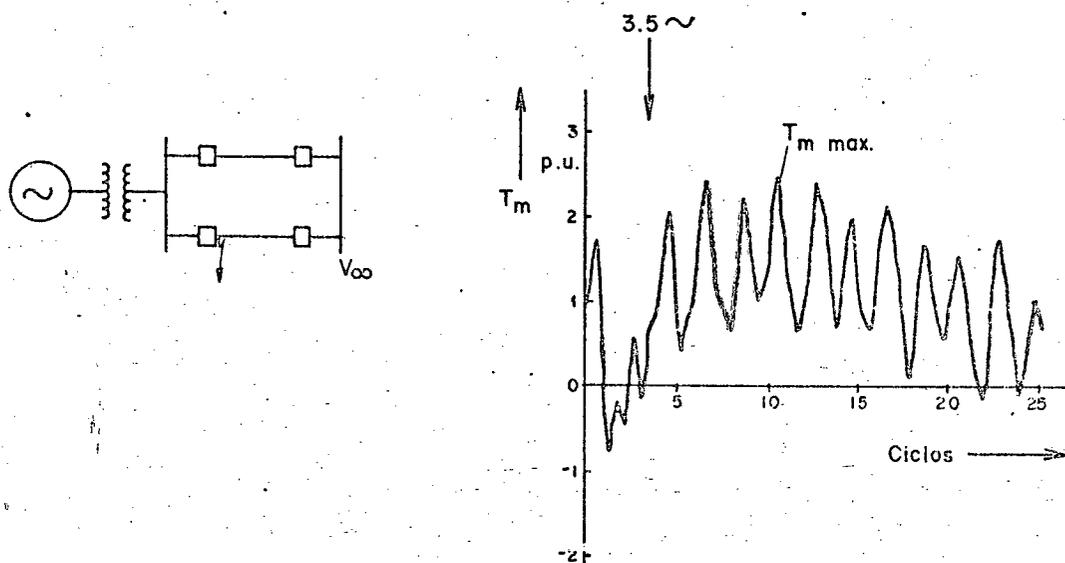


FIGURA 2.1 - Torque Mecânico no eixo de um turboalternador [2].

A Figura 2.1 mostra a conexão do gerador à rede por duas linhas de transmissão, e o lugar de um curto-circuito trifásico sólido, ocorrendo imediatamente atrás do disjuntor de uma destas linhas. Como resultado do curto-circuito, a tensão no barramento principal vai a zero, e o gerador é momentaneamente inabilitado para fornecer potência ao sistema. O turboalternador então

irá acelerar, aumentando o ângulo do rotor em relação à rede (ângulo de carga) |2|. O torque elétrico resultante de um curto-circuito trifásico contém uma componente d.c. e uma componente de 60 Hz.

Quando a linha em curto-circuito é retirada o torque elétrico pulsante que é originado possui uma componente unidirecional alta, que é devida ao súbito retorno da tensão a um ângulo de carga aumentado. Isto naturalmente não poderá ocorrer se o gerador possuir somente uma ligação à rede, porque retirar a falta nesta linha isola o gerador e seus equipamentos do sistema |2|.

Conhecido o torque elétrico aplicado ao rotor, resta determinar quais são os efeitos mecânicos no eixo. Inicialmente, o curto-circuito imprime um torque mecânico pulsante no eixo, com um pequeno nível d.c.; a amplitude e o comportamento deste torque mecânico é governado pela súbita perda de carga e pelo torque elétrico pulsante existente até a retirada do curto-circuito. O súbito torque elétrico ocorrendo no momento da retirada superpõe novas oscilações torcionais àquelas criadas pelo curto-circuito. Sob condições desfavoráveis, as quais são criticamente dependentes do exato instante de retirada da falta, altos torques mecânicos podem ocorrer. Diferenças de tempos de retirada de falta de uns poucos ciclos podem acarretar torques mecânicos significativamente diferentes, dependendo da máquina |2|. A relação entre o torque máximo numa determinada região do eixo, e o tempo de retirada de falta é estabelecida pelas frequências naturais de cada máquina individualmente.

Pode-se entender o efeito do tempo de retirada da falta, examinando a situação apresentada na Figura 2.2, na qual um impulso quadrado é aplicado a um sistema tendo apenas um modo de oscilação. O torque de resposta do eixo para esta situação é apre

sentado na Figura 2.3.

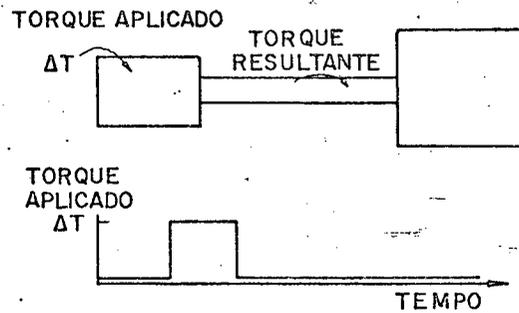


FIGURA 2.2 - Sistema oscilatório de um modo de oscilação sujeito a um pulso de torque.

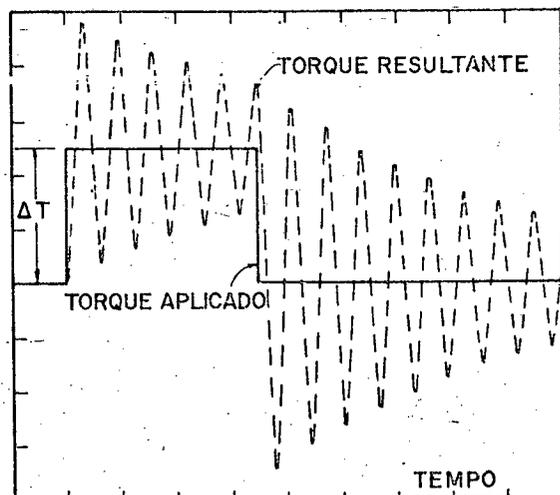


FIGURA 2.3 - Resposta do sistema oscilatório de um modo de oscilação ao pulso de torque da Figura 2.2.

A borda de subida do impulso do torque aplicado, cuja amplitude é  $\Delta T$ , produz um torque de resposta no eixo, consistindo de uma mudança no valor de regime permanente mais uma componente oscilatória. Sendo o sistema levemente amortecido, a amplitude pico a pico da oscilação é aproximadamente duas vezes o valor permanente final associado com um torque continuamente aplicado, de amplitude  $\Delta T$ . A borda de descida do impulso produz uma resposta similar, mas a amplitude inicial de oscilação é determinada agora pela soma da mudança de torque aplicado e da amplitude residual de oscilação que ainda está presente como resultado da borda de subida do impulso. Conclui-se portanto que duas súbitas mudanças de torque aplicado terão um efeito aditivo na oscilação do torque do eixo se [5]:

- a) Elas forem de polaridades opostas e separadas no tempo por um número ímpar de semi-períodos da oscilação natural do eixo, ou
- b) Elas forem de mesma polaridade e separadas por um número par de semi-períodos da oscilação natural do eixo.

Os torques mecânicos que surgem em um turboalternador são mais complexos do que aqueles apresentados na Figura 2.3, porque os turboalternadores possuem mais de um modo de oscilação. O princípio de impactos aditivos ou de cancelamento aplica-se da mesma forma [5]. Pode-se ter uma indicação aproximada do grau pelo qual cada modo natural do eixo será excitado, dividindo-se o tempo de separação entre duas bruscas mudanças no torque aplicado, pelo

semi-período de cada frequência natural. Para aplicação e remoção de uma falta um número ímpar como resultado indica forte excitação do modo natural correspondente, enquanto um número par como resultado indica cancelamento. Pode-se então observar que, os tempos de retirada de faltas para determinados torques mecânicos máximos são funções dos modos naturais de oscilação do sistema mecânico, e por isto variáveis de máquina para máquina.

Então, pode-se dizer que o tempo transcorrido antes de retirar a falta tem uma influência significativa nas tensões mecânicas torcionais impostas ao eixo por duas razões:

- a) A magnitude do torque elétrico unidirecional aplicado quando a falta é retirada aumenta com o ângulo de carga, o qual é uma função da duração do curto-circuito.
- b) O efeito de superposição do novo torque elétrico criado na condição oscilatória existente no eixo, no momento em que a falta é retirada.

Existem outros fatores além do tempo de retirada da falta que afetam a magnitude dos torques mecânicos associados com retirada de curto-circuitos trifásicos. São eles  $|4,6,2|$ :

- a) A tensão residual na barra em falta, que depende da proximidade da falta; quanto maior esta tensão, menores são os torques mecânicos máximos no eixo.

- b) A potência de saída do gerador quando a falta ocorre; quanto menor a potência, menores os torques mecânicos máximos no eixo.
- c) A capacidade de curto-circuito subtransitória.
- d) As reatâncias de interface (transformador e linhas). Quanto menores estas reatâncias maiores serão os torques máximos no eixo.

Normalmente todos os cálculos de tensões torcionais no eixo de turboalternadores devidos à retirada de faltas trifásicas são feitos admitindo-se que a linha em falta é desconectada nas duas extremidades simultaneamente. Na prática, porém, isto nem sempre ocorre, devido à diferenças nas calibrações dos relés e/ou nas tolerâncias dos disjuntores, ou devido à diferentes tipos de disjuntores [6]. Isto significa que, tempos de abertura diferentes fazem com que os torques mecânicos máximos sejam maiores, em virtude da tensão residual na barra próxima à falta não voltar à 1 p.u. [6].

Portanto, pode-se concluir que não é o curto-circuito em si, mas a retirada da falta que causa os maiores torques no eixo.

#### 2.3.2.2 - Religamento automático de disjuntores após a retirada de curto-circuitos trifásicos

Conhecendo-se o comportamento oscilatório do eixo de um determinado turboalternador durante e após um curto-circuito trifásico, pode-se entender melhor seu comportamento subsequente

ã um religamento automático.

O religamento automático de disjuntores tem sido alvo de estudos durante os últimos trinta anos [19]. Estes trabalhos geralmente se preocuparam com técnicas dando ênfase à redução dos tempos de religamento. Danos às máquinas associados com as operações de religamento automático não foram alvos de muitos estudos, e geralmente foi suposto que os danos, quando ocorressem ocorreriam nos enrolamentos do estator [19]. No entanto, durante os últimos anos verificou-se que os danos por fadiga mecânica nos eixos, que não podem ser observados antes do aparecimento de uma trinca, podem ser limitações maiores à prática do religamento automático do que os danos aos enrolamentos do estator. Estudos realizados indicam a necessidade de considerar a perda de vida por fadiga dos eixos, quando da escolha de tempos de chaveamento [19].

Sabe-se que o amortecimento das oscilações torcionais dos eixos é muito pequeno. Então, as oscilações nos eixos oriundas de uma falta permanecem quase as mesmas até que a operação de religamento automático se processe. Portanto, o distúrbio adicional proveniente do religamento automático, dependendo da sequência de religamento, pode reforçar as oscilações devidas ao distúrbio inicial. O efeito resultante sobre a fadiga no eixo é não linear, uma vez que a adição de dois eventos similares (como religamento sem sucesso) resulta em dano por fadiga bem maior do que o dobro. No passado, analisando-se apenas a questão do dano nos enrolamentos do estator, poder-se-ia pensar que o dano causado por um religamento sem sucesso seria simplesmente o dano causado por duas faltas ao invés de uma [19].

Nas Figuras 2.4 e 2.5 são apresentados dois casos

de religamento automático. Deve-se frisar que estas curvas foram obtidas para uma máquina particular acoplada a um determinado sistema, o que nos permite uma análise qualitativa apenas |2,5|. O sistema e o local do curto-circuito são os mesmos da Figura 2.1, sendo que na Figura 2.4 o curto-circuito foi retirado em 5,5 ciclos e na Figura 2.5 em 3,5 ciclos. Após intervalos de tempo de 37 ciclos e 25 ciclos, respectivamente, a tensão zero, a linha em falta foi reconectada.

Os quatro exemplos mostrados nas Figuras 2.4 e 2.5 são diferentes nos seguintes aspectos.

- a) Na duração do curto-circuito e na resultante diferença nos efeitos do preciso instante de retirada da falta.
- b) Nos diferentes tempos de religamento, os quais são altamente significativos.
- c) No sucesso do religamento automático.

As curvas apresentadas revelam uma dependência extremamente grande dos torques mecânicos com o exato instante de desconectar a linha e de religá-la, confirmando o que havia sido apresentado quando foi tratado de curto-circuitos trifásicos e de sua retirada.

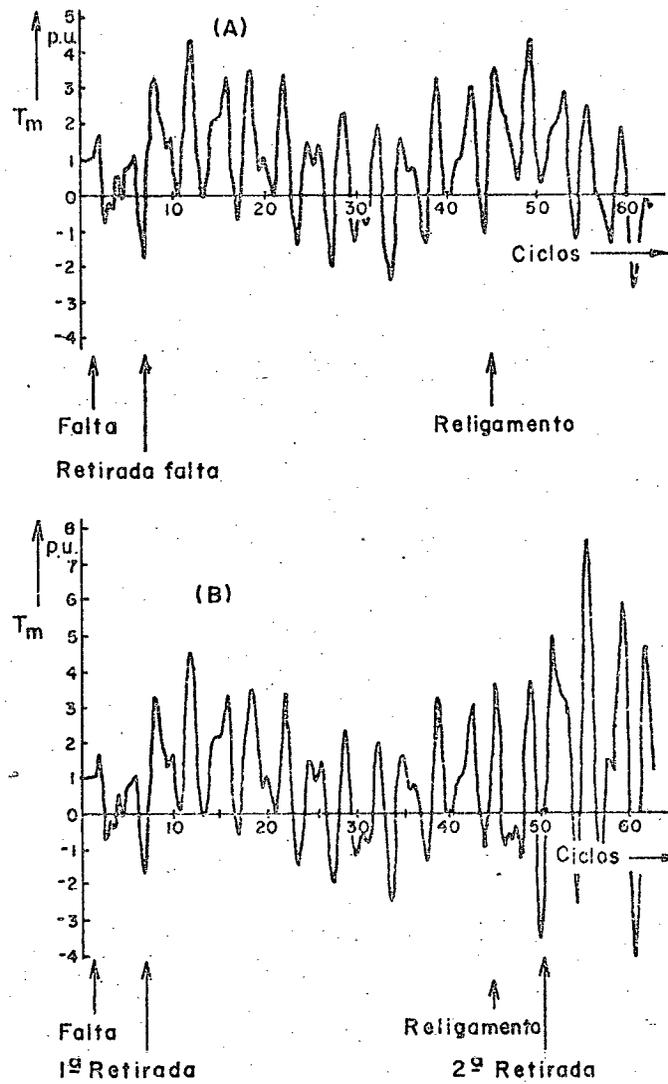


FIGURA 2.4 - Retirada e religamento automático de disjuntor para um curto-circuito trifásico, na sequência 5,5 - 37 - 5,5 ciclos [2].

A) Religamento com sucesso.

B) Religamento sem sucesso.

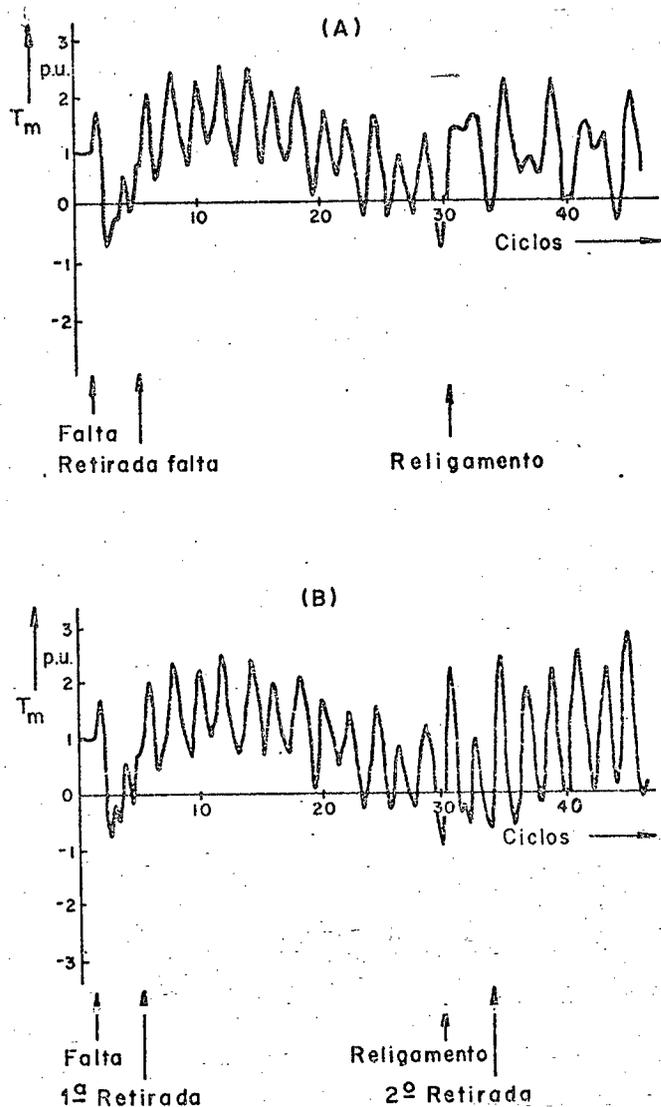


FIGURA 2.5 - Retirada e religamento automático de disjuntor para um curto-circuito trifásico, na sequência 3,5 - 25 - 3,5 |2|.

A) Religamento com sucesso.

B) Religamento sem sucesso.

Limitando os estudos para determinado sistema e de terminado turboalternador, pode-se prever com mais precisão os limites superiores e inferiores dos torques mecânicos. No entanto, em muitos casos, o risco de torques mecânicos muito altos ainda estará presente devido às tolerâncias nos tempos de chaveamento dos disjuntores [2].

#### 2.4 - Conclusões

Neste capítulo foi apresentada uma visão global do problema dos esforços torcionais.

Procurou-se fazer aqui uma coletânea dos diversos distúrbios e operações de chaveamento que causam os torques mecânicos no eixo.

No próximo capítulo será introduzida a modelagem do sistema eletromecânico.

## C A P Í T U L O    I I I

MODELAGEM DO GERADOR E DO SISTEMA MECÂNICO3.1 - Introdução

Neste capítulo são apresentados os modelos do gerador e do sistema torcional do eixo. O gerador é representado pelo seu modelo completo, fazendo uso da transformada de Park. Já o sistema mecânico do eixo, composto pelas inércias das diversas massas, pelas secções do eixo e pelos amortecimentos mecânicos é representado através de um sistema massa-mola-amortecedores.

3.2 - Modelagem do Gerador

O gerador é representado pelo seu modelo completo, usando a transformada de Park. Este tipo de representação é a utilizada na maioria dos trabalhos publicados até o presente [11,15,20,22].

3.2.1 - Gerador Representado por Corrente Conectado à uma Barra Infinita Através de Linhas de Transmissão

O modelo consiste de três enrolamentos no estator e três enrolamentos no rotor [23], conforme Figura 3.1.

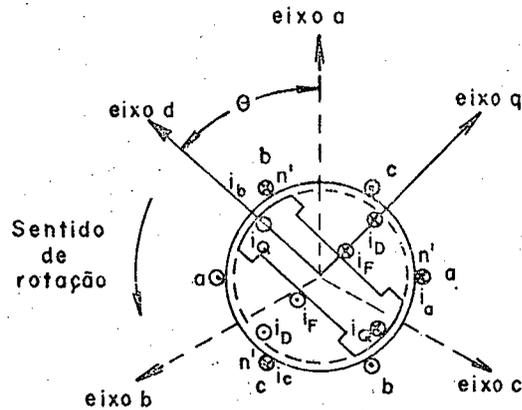


FIGURA 3.1 - Representação esquemática da máquina síncrona.

Os enrolamentos do estator são dados por  $a, b, c$ . O enrolamento  $F$  representa o enrolamento de campo do rotor. Os enrolamentos amortecedores são curto-circuitados e o enrolamento de campo é conectado à fonte de tensão de campo. Os três enrolamentos do estator são conectados em estrela.

Considerando que cada indutância própria ou mútua pode ser expressa como a soma de uma função constante e uma função senoidal do ângulo  $\theta$  do rotor, e a saturação é desprezada, a aplicação da Lei de Kirchoff resulta em um conjunto de equações diferenciais com coeficientes variantes no tempo [6,22]. Este sistema variante no tempo é consideravelmente simplificado se for aplicada a transformação de Park abaixo:

$$[P] = \sqrt{2/3} \begin{bmatrix} 1/\sqrt{2} & 1/\sqrt{2} & 1/\sqrt{2} \\ \cos \theta & \cos(\theta - 2\pi/3) & \cos(\theta + 2\pi/3) \\ \text{sen } \theta & \text{sen}(\theta - 2\pi/3) & \text{sen}(\theta + 2\pi/3) \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

A transformação  $[P]$  transforma as quantidades  $\underline{x}_{abc} = [x_a \ x_b \ x_c]^T$ , (onde  $x$  pode ser corrente  $i$ , enlace de fluxo  $\lambda$ , ou tensão  $v$ ) na referência  $abc$ , para  $\underline{x}_{odq} = [x_o \ x_d \ x_q]^T$  na referência  $odq$ .

As equações de corrente na referência  $odq$  para a máquina conectada a uma barra infinita através de uma linha de transmissão são |23|:

$$\dot{\underline{i}} = - [L]^{-1} ([R] + \omega [N]) \underline{i} - [L]^{-1} \underline{v} \text{ p.u.} \quad (3.2)$$

Onde:

$$\underline{i} = [i_d \ i_F \ i_D \ i_q \ i_Q]^T$$

$$\dot{\underline{i}} = \frac{d}{dt} \underline{i}$$

$$[R] = \text{diag} \{r, r_F, r_D, r, r_Q\}$$

$$[L] = \begin{bmatrix} L_d & kM_F & kM_D & & \\ kM_F & L_F & M_R & & 0 \\ kM_D & M_R & L_D & & \\ \hline & & & L_q & kM_Q \\ & & & kM_Q & L_Q \end{bmatrix}$$

$$\omega [N] = \left[ \begin{array}{ccc|cc} & & & \omega L_q & \omega kM_Q \\ & 0 & & 0 & 0 \\ & & & 0 & 0 \\ \hline -\omega L_d & -\omega kM_F & -\omega kM_D & & \\ 0 & 0 & 0 & & 0 \end{array} \right]$$

$$\underline{v} = \left[ \begin{array}{c|c} -\sqrt{3}|V_\infty| \sin(\delta - \alpha) & \\ -V_F & \\ 0 & \\ \hline \sqrt{3}|V_\infty| \cos(\delta - \alpha) & \\ 0 & \end{array} \right]$$

Sendo:

- $i$  - correntes.
- $\omega$  - velocidade angular do gerador.
- $r$  - resistência da armadura mais resistência da linha.
- $r_F$  - resistência do circuito de campo.
- $r_D$  - resistência do enrolamento amortecedor de eixo direto.
- $r_Q$  - resistência do enrolamento amortecedor de eixo transverso.
- $L_{d,q}$  - indutância própria dos circuitos d,q mais indutância da linha.
- $L_{F,D,Q}$  - indutância própria dos enrolamentos F,D,Q
- $kM_D$  - indutância mútua de acoplamento entre o circuito do eixo d e o enrolamento amortecedor de eixo direto.

- $kM_F$  - indutância mútua de acoplamento entre o circuito de eixo  $d$  e o enrolamento de campo.
- $kM_Q$  - indutância mútua de acoplamento entre o enrolamento amortecedor do eixo  $q$  e o circuito do eixo  $q$ .
- $M_R$  - indutância mútua de acoplamento entre o enrolamento amortecedor de eixo  $d$  e o enrolamento do circuito de campo.
- $\delta$  - ângulo de torque do gerador.
- $\alpha$  - ângulo da tensão da barra infinita
- $|V_\infty|$  - módulo da tensão na barra infinita

O torque elétrico no entreferro é calculado usando-se a expressão |22,23|:

$$T^e = [L_d i_q \quad kM_F i_q \quad kM_D i_q \quad | \quad -L_q i_d \quad -kM_Q i_d] \begin{bmatrix} i_d \\ i_f \\ i_D \\ i_q \\ i_Q \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

### 3.2.2 - Grandezas de Base do Gerador

O sistema p.u. para as grandezas elétricas é o utilizado por |23|. As quantidades bases do sistema p.u. são as seguintes:

## 1 - Grandezas de Base para o Estator:

|            |   |               |   |   |
|------------|---|---------------|---|---|
| Potência   | - | $S_{BE}$      | - | potência nominal por fase<br>[VA].                  |
| Tensão     | - | $V_{BE}$      | - | tensão eficaz nominal fa<br>se-neutro [V]           |
| Velocidade | - | $\omega_{BE}$ | - | velocidade síncrona nomi<br>nal da máquina [rad/s]. |
| Tempo      | - | $t_{BE}$      | - | $1/\omega_{BE}$ [s].                                |

## 2 - Grandezas de Base para o Rotor:

|            |   |               |   |                         |
|------------|---|---------------|---|-------------------------|
| Potência   | - | $S_{BR}$      | = | $S_{BE}$                |
| Velocidade | - | $\omega_{BR}$ | = | $\omega_{BE}$           |
| Tempo      | - | $t_{BR}$      | = | $t_{BE}$                |
| Corrente   | - | $I_{BR}$      | = | $1/\sqrt{3} I_{FI}$ [A] |

Onde  $I_{FI}$  é a corrente de campo que produz tensão nominal na linha do entreferro.  $I_{BR}$  é definida de forma que o fluxo mútuo por ela produzido no eixo d é igual ao produzido por  $I_{BE}$  percorrendo o enrolamento do eixo d do estator.

3.3 - Modelagem do Sistema Mecânico do Eixo

Um turboalternador é um sistema mecânico muito complexo. Ele pode ter comprimentos superiores à 45 metros e pesar algumas centenas de toneladas. O eixo na realidade não possui um diâmetro igual em todo o seu comprimento, e pode-se encontrar acoplados a ele, além das turbinas, do gerador e da excitatriz ou

tros componentes como por exemplo bombas. A análise da resposta mecânica deste sistema a um transitório requer um modelo analítico, no qual, dependendo do propósito da análise, certas simplificações podem ser feitas [7].

São apresentados na literatura três modelos básicos para a simulação das oscilações torcionais no eixo. O modelo mais simples considera o eixo composto de um número pequeno de massas discretas (no máximo vinte), conectadas entre si por molas, cujas constantes exprimem a relação entre o torque numa secção do eixo e o defasamento angular entre massas adjacentes. O segundo subdivide o eixo num número maior de massas (da ordem de 300), chegando até o limite da representação do eixo como um modelo contínuo através de elementos infinitesimais. O terceiro modelo consiste num sistema idêntico ao segundo, contendo também um sistema de ramificações que representam as palhetas da turbina e os elementos do rotor [20]. A Figura 3.2 mostra um esquema dos três modelos.

Tradicionalmente o sistema mecânico de um turboalternador tem sido representado por um sistema simples de massas discretas para estudos de interação com o sistema elétrico [7,9,11,12,15,16,20,24].

Neste modelo cada elemento físico (gerador, turbina, etc..) é considerado como sendo uma massa rígida conectada às massas adjacentes por molas sem massa. As frequências naturais calculadas usando este modelo estão geralmente abaixo da frequência do sistema elétrico, e elas são muito próximas das frequências mais baixas de vibração da unidade [7].

Uma vez que os modos correspondentes a estas frequências mais baixas são os que mais contribuem nas tensões mecânicas do eixo causadas por curto-circuitos, este modelo simples tem

provado ser satisfatório para avaliar a integridade das secções do eixo [7]. A Figura 3.3 apresenta o modelo simplificado para um turboalternador com 6 massas.

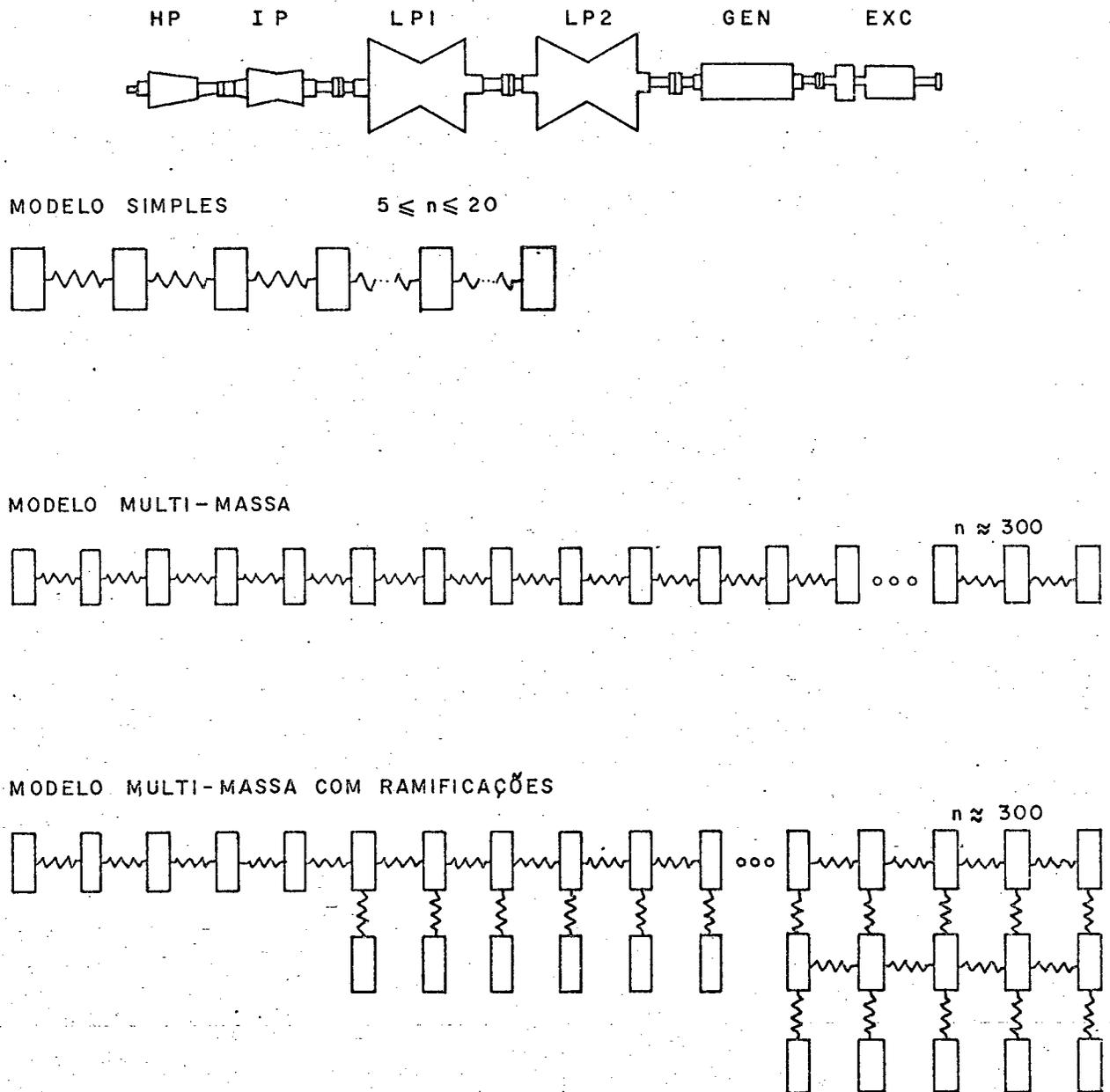


FIGURA 3.2 - Três Modelos de Eixos de Turboalternadores.

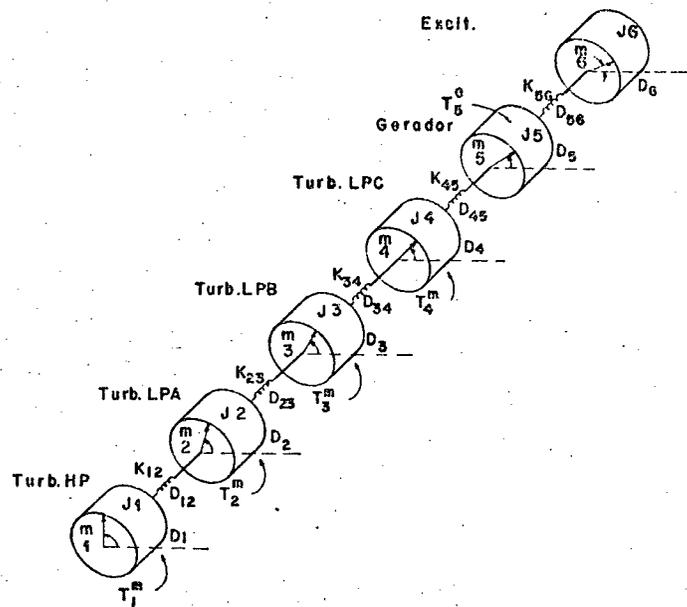


FIGURA 3.3 - Modelo Massa-Mola-Amortecedor de um Turboalternador Típico.

Para que o modelo esteja completo é necessário considerar os amortecimentos mecânicos presentes, que podem ser classificados em [1,22,24]:

- a) Amortecimento presente quando duas massas adjacentes no eixo têm velocidades diferentes ( $D_{ij}$ ): Fisicamente este mecanismo está associado com a histerese mecânica do material do eixo, quando ele está sujeito à variações cíclicas de tensão-deformação.
- b) Amortecimento associado com a oscilação das paletas da turbina devido ao fluxo de vapor ( $D_{ii}$ ): Em sua representação mais simples, este amorte

cimento pode ser representado como sendo proporcional à velocidade das seções de turbina medidas com respeito à referência síncrona [24]. Este mecanismo de amortecimento varia com a carga, sendo que para operações sem carga o amortecimento é muito pequeno.

Outros mecanismos de amortecimento estão presentes, mas devido à sua natureza complexa são difíceis de considerar [1].

A equação de oscilação de uma massa  $i$  de um sistema rotacional de  $M$  massas é [22]:

$$J_i \ddot{\delta}_i + D_{ii} \dot{\delta}_i + D_{i,i-1} (\dot{\delta}_i - \dot{\delta}_{i-1}) + D_{i,i+1} (\dot{\delta}_i - \dot{\delta}_{i+1}) + K_{i,i-1} (\delta_i - \delta_{i-1}) + K_{i,i+1} (\delta_i - \delta_{i+1}) = T_i^m - T_i^e + D_{ii} \omega_{mi}^0 \quad (3.4)$$

Onde, para a massa  $i$ ,  $J_i$  é o momento de inércia,  $D_{ii}$  é o coeficiente de amortecimento próprio,  $\delta_i$  é o ângulo mecânico de rotação medido em relação à uma referência fixa,  $T_i^m$  é o torque aplicado e  $T_i^e$  é o torque eletromagnético. O termo  $\omega_{mi}^0$  é a velocidade da massa  $i$  em regime permanente. Para massas  $i$  e  $j$ ,  $i \neq j$ ,  $D_{i,j} = D_{j,i}$  e  $K_{i,j} = K_{j,i}$  são os coeficientes de amortecimento mútuo e as constantes de mola do eixo conectando as duas massas, respectivamente. Não é representada a ação do regulador de velocidade de forma que  $T_i^m$  é constante e igual ao seu valor inicial (regime permanente). O torque  $T_i^e$  é diferente de zero somente para o gerador no presente estudo.

A equação 3.4 para  $M$  massas pode ser escrita na forma matricial conforme abaixo [18]:



$$\text{com } \hat{D}_1 = D_{12} + D_{11} \qquad \hat{D}_M = D_{M-1,M} + D_{M,M}$$

$$\hat{D}_i = D_{i-1,i} + D_{ii} + D_{i,i+1} \qquad i = 2, \dots, M-1$$

e o vetor  $\underline{T}$  é um vetor com componentes

$$T_i^m = T_i^e + D_{ii} \omega_{mi}^0 \qquad i = 1, \dots, M$$

finalmente,

$$\underline{\delta} = [\delta_1 \ \delta_2 \ \dots \ \delta_M]^T$$

### 3.3.1 - Grandezas de Base para o Sistema Mecânico

As grandezas de base para o sistema mecânico são as seguintes, denotadas pelo subscrito MB:

|                   |   |   |                      |
|-------------------|---|---|----------------------|
| Tempo             | - | $t_{MB} = t_{BE}$                       | [s]                  |
| Torque            | - | $T_{MB} = 3 \cdot S_{BE} / \omega_{BE}$ | [N.m]                |
| Inércia           | - | $J_{MB} = T_{MB} / \omega_{BE}^2$       | [kg.m <sup>2</sup> ] |
| Constante de mola | - | $K_{MB} = T_{MB}$                       | [N.m/rad]            |
| Amortecedor       | - | $D_{MB} = T_{MB} / \omega_{BE}$         | [N.m.s/rad]          |

Onde as grandezas com subscrito BE foram definidas no item 3.2.2.

### 3.4 - Acoplamento entre o Gerador e o Sistema Mecânico

O sistema mecânico e o gerador são acoplados pelo torque elétrico, calculado pela expressão (3.3) e pelo ângulo e velocidade do gerador.

O sistema eletromecânico acoplado, para um turbomáquina de seis massas como ilustrado na Figura 3.3 é da forma dada pela equação (3.8), onde todas as variáveis estão em p.u., exceto tempo em segundos e ângulos em radianos.

Os termos da equação (3.8) são apresentados abaixo:

[0] indica matriz nula.

[U] significa matriz identidade.

$\underline{\omega}$  é o vetor de velocidades angulares mecânicas.

$\underline{\delta}$  é o vetor de ângulos mecânicos.

$\underline{T}^m$  é um vetor definido como:

$$\underline{T}^m = \begin{bmatrix} T_1^m + D_{11} \omega_{m1}^0 \\ T_2^m + D_{22} \omega_{m2}^0 \\ T_3^m + D_{33} \omega_{m3}^0 \\ T_4^m + D_{44} \omega_{m4}^0 \\ D_{55} \omega_{m5}^0 \\ D_{66} \omega_{m6}^0 \end{bmatrix}$$

$\omega_{mi}^0$  é a velocidade angular da massa  $i$  em regime permanente.

$\omega_B$  é a velocidade síncrona.

$$\begin{bmatrix} \dot{\underline{i}}/\omega_B \\ \dot{\underline{\omega}} \\ \dot{\underline{\delta}}/\omega_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -[L]^{-1}([R] + \omega_g^e [N]) & [0]_{5 \times 12} \\ [A]_{6 \times 5} & -[H]^{-1}[D] \\ [0]_{6 \times 5} & [U]_{6 \times 6} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \underline{i} \\ \underline{\omega} \\ \underline{\delta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -[L]^{-1} & [0]_{5 \times 12} \\ [0]_{6 \times 5} & [U]_{6 \times 6} \\ [0]_{6 \times 11} & [U]_{6 \times 6} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \underline{v} \\ [H]^{-1} \underline{T}' \\ -\underline{\omega}_m^0 \end{bmatrix}$$

(3.8)

$\omega_g^e$  é a velocidade angular elétrica do gerador, e é relacionada com a velocidade mecânica do gerador por:  $\omega_g^e = \omega_5 \cdot n_p$ , onde  $n_p$  é o número de par de polos do gerador.

$\underline{v}$  é o vetor definido no item 3.2.1, sendo que  $\delta$  é o angulo elétrico do gerador e é relacionado com  $\delta_5$  por:  $\delta_g^e = n_p \delta_5$ .

[H] é uma matriz diagonal de termos:

$[H] = \text{diag} \{2H_1, 2H_2, 2H_3, 2H_4, 2H_5, 2H_6\}$ , onde  $H_i$  é a constante de inércia da massa  $i$ , em segundos.

[A] é uma matriz definida da seguinte forma:

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-L_d i_q}{6H_5} & \frac{-kM_F i_q}{6H_5} & \frac{-kM_D i_q}{6H_5} & \frac{L_q i_d}{6H_5} & \frac{kM_Q i_d}{6H_5} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Os demais membros da equação (3.8) já foram anteriormente definidos.

### 3.5 - Cálculos dos Torques Mecânicos no Eixo

Os torques mecânicos no eixo são calculados fazendo uso da expressão (3.9).



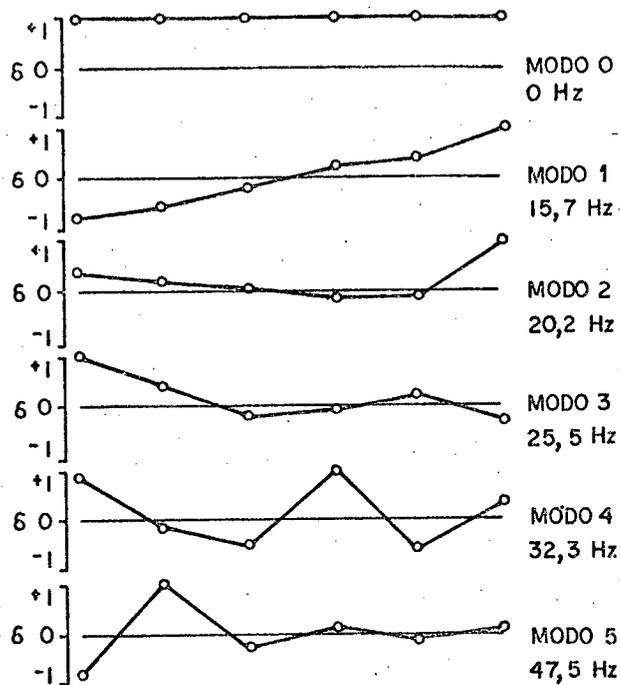


FIGURA 3.4 - Forma de Modo do Sistema Mecânico.

As frequências naturais de oscilação podem ser calculadas a partir da equação (3.10):

$$\frac{1}{\omega_B} [H] \ddot{\underline{\delta}} + [K] \underline{\delta} = \underline{0} \quad (3.10)$$

À ressonância, todas as massas oscilam à mesma frequência  $\omega_m$ , de forma que [15]:

$$\delta_i = X_i \text{sen}(\omega_m t + \alpha) \quad i = 1, 2, \dots, M \quad (3.11)$$

Substituindo (3.11) em (3.10), obtêm-se:

$$\left(\frac{\omega_m^2}{\omega_B^2} - [H]\right) \underline{\delta} + [K] \underline{\delta} = \underline{0} \quad (3.12)$$

ou

$$[M] \underline{\delta} = (\omega_m^2 / \omega_B) \underline{\delta} = \lambda_m \underline{\delta} \quad (3.13)$$

Onde:

$$[M] = [H]^{-1} [K] \quad \lambda_m = (\omega_m^2 / \omega_B)$$

Então:

$$\omega_m = \sqrt{\lambda_m \omega_B} \quad m = 1, 2, \dots, M \quad (3.14)$$

Onde  $\lambda_m$  é um autovalor da matriz  $[H]^{-1} [K]$ .

Os modos torcionais envolvendo oscilação do eixo são comumente numerados seqüencialmente, de acordo com a frequência do modo e o número de reversões de fase na forma de modo. Assim, o modo  $n$  tem a  $n$ -ésima frequência mais baixa e forma de modo com  $n$  reversões de fase [13].

### 3.7 - Conclusões

Neste capítulo foram apresentados o modelo matemático do sistema eletromecânico do turboalternador, os conceitos de forma de modo e frequência natural de oscilação, bem como a forma de calcular os torques mecânicos nas secções do eixo. No próximo capítulo será apresentada uma metodologia adequada para o cálculo da perda de vida do eixo, a partir dos torques mecânicos calculados.

## C A P Í T U L O I V

FADIGA MECÂNICA E CÁLCULO DE PERDA DE  
VIDA DOS EIXOS DE TURBOALTERNADORES4.1 - Introdução

O objetivo do modelo para o cálculo da perda de vida do material do eixo é converter as curvas de torque em esforços nos pontos críticos do eixo, e quantificar os danos causados pelas oscilações torcionais através da perda de vida causada pela fadiga mecânica do material. O modelo aqui usado é diferente daqueles usados em artigos de que se tem conhecimento.

4.2 - Fadiga Mecânica

Os materiais considerados neste estudo são materiais cristalinos, entre os quais estão incluídos os metais, ou seja, materiais que possuem uma resistência inerente à deformação. Isto ocorre porque os átomos componentes da estrutura de um cristal, estão arrançados compactamente com energia interna mínima, quando livre de tensões.

Quando a estrutura cristalina é submetida a uma solitação de tensão, os espaços atômicos ampliados pela deformação aumentam o nível de energia e o material procura voltar ao arranjo compacto inicial [26].

A falha por fadiga está associada, geralmente, com deformações plásticas que ocorrem quando é ultrapassado o limite

elástico do material.

A deformação plástica é sempre associada com tensões cisalhantes. Todas as estruturas cristalinas possuem planos de deslizamento, embora seu número e orientação possa variar. Toda deformação plástica é considerada como sendo resultado de escorregamento ao longo dos planos de deslizamento [26].

No caso de fadiga, que é a falha progressiva de uma estrutura quando submetida a cargas cíclicas, é hoje definitivamente aceito que este tipo de fratura se inicia em pontos onde ocorreu deformação plástica pelo cisalhamento de dois planos adjacentes de átomos.

As bandas de deslizamentos formadas durante o carregamento cíclico ocasionam na superfície da peça reentrâncias em forma de pequenas fendas superficiais, chamadas intrusões, e saliências de forma irregular como minúsculas cadeias de montanha, chamadas extrusões.

Estas pequenas irregularidades da superfície funcionam como entalhes causando efeitos de concentração de tensão e podendo dar origem a uma trinca, que, com o seu crescimento, poderá ocasionar a falha da peça.

Quando ocorre um deslizamento microscópico, devido a carga cíclica aplicada, dois fenômenos podem acontecer:

- Se o deslizamento é suficientemente pequeno e o material tem suficiente propriedade de encruamento, os pontos de deformação plástica localizada podem tornar-se bastante resistentes para parar o deslizamento antes do início de uma trinca.

- O deslizamento cíclico em regiões altamente localizadas desenvolve trincas submicroscópicas. Estas crescem e juntam-se para formar uma ou mais trincas que continuam a se propagar até que a secção transversal fique suficientemente reduzida, não podendo suportar a carga, e a fratura ocorra.

A falha por fadiga normalmente inicia na superfície do corpo, mesmo que a distribuição de tensões seja perfeitamente uniforme ao longo da secção.

O desenvolvimento da falha por fadiga, em um primeiro estágio, segue a direcção de um plano de deslizamento, coincidente, geralmente, com um plano de máxima tensão cisalhante.

Na raiz da trinca o estado de tensões é triaxial de modo que o material em sua vizinhança tem sua capacidade de deformação reduzida, diminuindo sua ductilidade e aumentando sua resistência a um deslizamento adicional. Devido a isso a trinca fica particularmente vulnerável a abrir e crescer sob a acção de tensões de tração agindo normalmente ao plano. Então em segundo estágio, a direcção da trinca de fadiga se altera, seguindo perpendicularmente à direcção da maior tensão de tração existente.

Pontos extremamente vulneráveis ao início de fratura por fadiga, são aqueles localizados em furos, ranhuras, rasgos de chaveta, roscas, etc., ou seja pontos onde ocorrem concentração de tensão.

A aparência de uma falha por fadiga é bem caracte

rística. A porção da superfície onde a trinca se propaga lentamente é lisa, apresentando marcas correspondentes às várias posições da frente da trinca em seu crescimento intermitente, e são associadas à natureza mais ou menos aleatória da carga aplicada. Essa porção da superfície é chamada de zona de fadiga. A área representando a falha final é muitas vezes chamada de zona instantânea e, comumente, apresenta uma superfície com granulação grosseira, característica de materiais frágeis [26].

#### 4.3 - Fadiga. Análise Baseada em Tensões

##### 4.3.1 - Curvas $\sigma$ -N

A fim de determinar quais os níveis de tensões cíclicas a que pode ser submetido um dado material, sem que ocorra fratura por fadiga, realizam-se testes específicos. Estes testes [26] são efetuados em corpos de prova normalizados, e os resultados limitam-se ao corpo de prova que possui superfície espelhada, presumivelmente livre de tensões residuais e possui dimensões normalizadas. Outro detalhe importante é que a curva obtida é também válida somente para cargas de flexão alternante, aplicadas no ensaio [26].

Na curva  $\sigma$ -N que relaciona tensão alternante com o número de ciclos para falha o ponto N igual a  $10^6$  ciclos corresponde à tensões abaixo das quais o número de ciclos para falha por fadiga é infinito, e é chamada tensão limite de fadiga,  $\sigma_F$ , conforme Figura 4.1 [26,27].

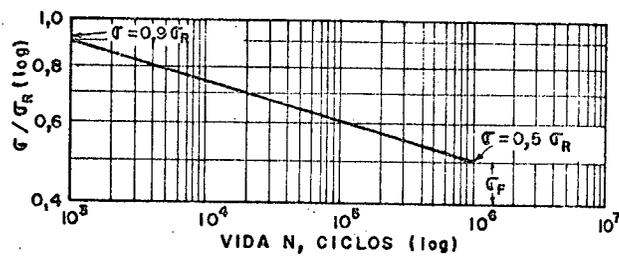


FIGURA 4.1 - Curva  $\sigma$ -N Generalizada para Aço Forjado.

Pode-se aproximar uma curva  $\sigma$ -N para qualquer tipo de aço forjado conhecendo-se somente sua resistência à tração [26]. Por outro lado, como a tensão de ruptura de aços convenientemente tratados termicamente com dureza inferior a 350 HB guarda uma relação aproximadamente constante com o número Brinell, uma curva estimada para esses aços pode ser traçada com o conhecimento do número de dureza Brinell somente. Ter-se-á:

$$\sigma_R \approx (3,4 \text{ a } 3,6) \text{ HB} \quad [\text{N/mm}^2] \quad \text{ou} \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_F \approx 0,5 \sigma_R \quad [\text{N/mm}^2] \quad \text{ou} \quad [\text{MPa}]$$

Duas importantes limitações da curva generalizada da Figura 4.1 devem ser salientadas:

- 1 - Esta curva é somente uma estimativa. Valores reais obtidos com testes cuidadosamente realizados com o material envolvido devem ser preferidos.

2 - Esta curva  $\sigma$ -N é válida somente para os corpos de prova.

A linha a ser usada para definir a resistência à fadiga, correspondente a qualquer vida N, é aquela que une os pontos  $0,9 \sigma_R$  com  $10^3$  ciclos e  $0,5 \sigma_R$  com  $10^6$  ciclos [26].

É importante observar que a curva  $\sigma$ -N da Figura 4.1 é definida somente a partir de  $10^3$  ciclos; esta é a região chamada de altos ciclos. A fadiga a baixos ciclos é caracterizada pela presença de deformações cíclicas plásticas em nível macroscópico [26]; portanto, o uso de curvas  $\sigma$ -N na região de baixos ciclos não é conveniente.

#### 4.3.2 - Dano Acumulado

Nas aplicações reais raramente as peças são solicitadas em um nível de tensão somente.

Devido à operação em diferentes níveis de tensão ocorre o efeito do dano acumulado.

Considere-se que uma peça em lugar de ser submetida a uma tensão alternada simples  $\sigma$  durante n ciclos, fique sujeita a  $\sigma_1$  durante  $n_1$  ciclos,  $\sigma_2$  durante  $n_2$  ciclos, e assim por diante.

A teoria mais utilizada no momento, em problemas com dano acumulado, é a chamada regra de Miner [2,11,20,24,26,27,28]. Matematicamente ela é representada por:

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = D \quad (4.1)$$

Onde  $n$  é o número de ciclos de tensão  $\sigma$  aplicado à peça e  $N$  é a vida correspondente a  $\sigma$ . A constante  $D$  é determinada através de ensaios e varia na faixa.

$$0,7 \leq D \leq 2,2$$

Muitos autores recomendam o uso de  $D=1$  e a equação (4.1) pode ser escrita por:

$$\sum \frac{n}{N} = 1 \quad (4.2)$$

#### 4.3.3 - Fatores de Influência na Fadiga

No item 4.3.1 foi apresentado um método de se obter ou estimar uma curva  $\sigma$ - $N$  para o aço. Essas curvas são válidas, todavia, somente para casos de flexão alternada rotativa aplicada a corpo de prova padrão com superfícies espelhadas e livres de entalhes. Neste item tratar-se-á da modificação dessas curvas levando-se em conta o tipo de carregamento, no caso de eixos com cargas de torção, o tamanho, e o acabamento superficial. Quatro restrições importantes ainda são mantidas:

- 1 - Não existem pontos com concentração de tensão.
- 2 - O carregamento é alternado (não existe um nível de tensão média).
- 3 - O carregamento é simplesmente de torção.

4 - O material é praticamente homogêneo e livre de tensões residuais.

#### 4.3.3.1 - Efeito de Carga de Torção ( $C_C$ )

O efeito de torção pode ser considerado através do fator de carga. O valor mais utilizado na literatura é de 0,58 e foi obtido com base na teoria de máxima energia de distorção [26,27,29]. Existem duas tendências distintas na aplicação de  $C_C$ :

a) Multiplicar apenas  $\sigma_F$  por  $C_C$  [26].

b) Multiplicar toda a curva  $\sigma$ -N por  $C_C$  [27].

Neste trabalho aplicar-se-á  $C_C$  à todas as tensões, calculando-se uma tensão cisalhante  $T = (2 \text{ Torque}) / (\pi R^3)$  e a seguir determinando-se um tensão normal equivalente fazendo  $\sigma = T/C_C$ , sendo que  $R$  é o raio da menor seção transversal do eixo analisado.

#### 4.3.3.2 - Efeito do Tamanho da Peça ( $C_D$ )

Com cargas torcionais a resistência à fadiga tende a diminuir com o efeito do tamanho [26]. Baseado na impossibilidade de se conseguir uma microestrutura uniforme ao longo de seções muito grandes de peças tratadas termicamente, por prudência, devem ser adotados valores de  $C_D = 0,6$  à  $0,75$  para peças grandes submetidas à torção [26]. Neste trabalho utilizar-se-á  $C_D = 0,7$ .

#### 4.3.3.3 - Efeito do Acabamento Superficial ( $C_S$ )

O acabamento superficial de uma peça pode afetar sua resistência à fadiga de três maneiras [26]:

- 1 - Pela existência de concentração de tensões resultante da rugosidade superficial.
- 2 - Pela alteração das propriedades físicas da camada superficial do material; por exemplo uma superfície forjada não fica somente rugosa mas, também, descarbonetada, e a descarbonetação diminui a resistência da camada superficial.
- 3 - Pela introdução de tensões residuais; por exemplo, operações de retificação na maioria das vezes introduzem tensões residuais de tração na camada superficial e, com isso, diminuem sua resistência a cargas cíclicas.

O fator de acabamento superficial  $C_s$  é definido como a relação entre a resistência à fadiga obtida com um determinado acabamento e aquela obtida com corpo de prova espelhado; a referência [26] apresenta uma curva de  $C_s$  em função da tensão de ruptura. Neste trabalho utilizar-se-á  $C_s = 0,75$ , obtido a partir de uma tensão de ruptura de  $896 \text{ N/mm}^2$  que é a tensão de ruptura do aço escolhido para a simulação, em virtude deste aço ter as características mecânicas muito parecidas com o aço utilizado em [27,24].

#### 4.3.4 - Efeitos de Entalhes e Descontinuidades

A falha por fadiga em peças reais ocorre, normalmente, em pontos que apresentam concentração de tensões, ou seja, ranhuras, filetes, furos, roscas, rasgos de chaveta, variações de

secção, etc., |26|. O procedimento usual para determinar a máxima tensão em uma descontinuidade de secção é, primeiramente, calcular a tensão nominal (como se não existisse concentração de tensão) e, então, multiplicá-la por um fator de concentração de tensão. O fator que fornece o aumento de tensão em um material ideal, é o chamado fator geométrico de concentração de tensão, também conhecido por fator de forma ou fator teórico de concentração de tensão, designado por  $K_t$  |26|.

O desvio dos materiais reais do ideal tende, entre tanto, a diminuir o efeito dos concentradores de tensão (entalhes e descontinuidades) na fadiga. No caso de fadiga, portanto, deve-se considerar o fator de redução da resistência à fadiga, ou fator de entalhe, designado por  $K_f$  |26|.

A referência |26| apresenta curvas de  $K_t$  em função das razões entre o raio do entalhe e o menor diâmetro da secção do eixo, e em função da razão entre o menor diâmetro do eixo e o diâmetro onde houve a redução pelo entalhe. Baseado nestas curvas para carga de torção, escolheu-se  $K_t = 1,8$ .

Ainda |26| relaciona  $K_f$  com  $K_t$  através da relação de Peterson dada por (4.3).

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (4.3)$$

O termo  $q$  é chamado de sensibilidade ao entalhe e também é apresentado através de curvas |26|. Escolheu-se  $q = 1$ , no que resulta  $K_f = 1,8$ . Este valor de  $K_f$  também é sugerido por |27|.

#### 4.3.5 - Efeito de Cargas Flutuantes

Se à tensão alternada, considerada nos itens anteriores, for superposta uma tensão média ter-se-á o caso geral de tensão flutuante. Neste estudo de fadiga com carregamento flutuante, uma restrição ainda é mantida, pois com o uso do fator de carga  $C_c$  sobre as tensões cisalhantes que atuam no ponto crítico, às tensões usadas no resto do procedimento são tensões normais, equivalentes às tensões cisalhantes

- 1 - O material é homogêneo e livre de tensões residuais antes da aplicação da carga.

A Figura 4.2 ilustra o caso geral de tensão flutuante (superposição de uma tensão média e uma tensão alternante).

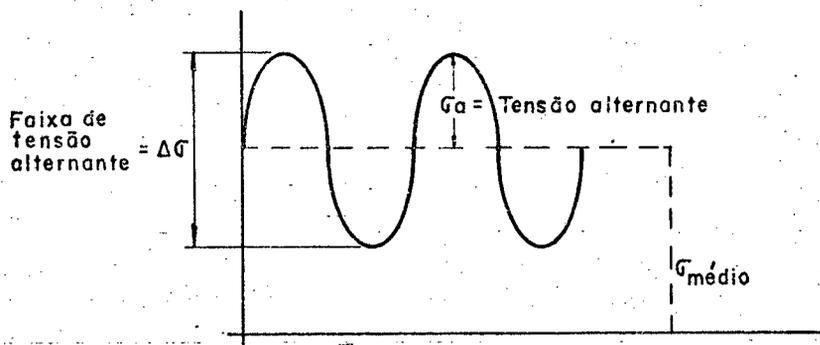


FIGURA 4.2 - Tensão Flutuante.

É possível resolver este problema, determinando-se uma tensão alternante equivalente através do uso do critério de Goodman [26], conforme Figura 4.3.

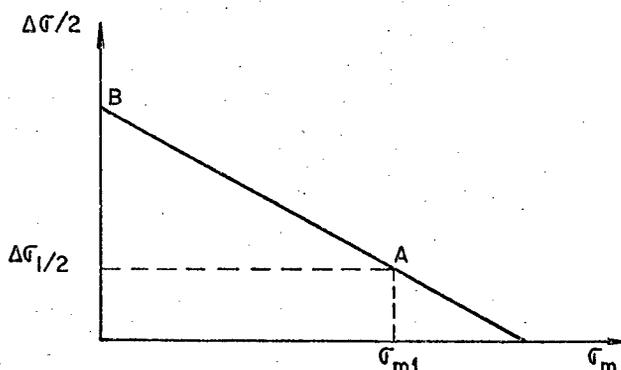


FIGURA 4.3 - Aplicação do Critério de Goodman.

Entra-se com o ponto A através de suas coordenadas  $\sigma_{m1}$  (tensão média) e  $\Delta\sigma_1/2$  (tensão alternante). Então o ponto B pode ser determinado por:

$$B = \left[ (\Delta\sigma_1/2) / (\sigma_R - \sigma_{m1}) \right] \sigma_R \quad (4.4)$$

Onde  $\sigma_R$  é a tensão de ruptura do material e o ponto B é a tensão alternante equivalente à combinação de tensão média e alternante, como mostrado na Figura 4.2.

É interessante observar que no caso de solicitações torsionais em eixos de turboalternadores, os torques que aparecem não possuem um só valor médio e as tensões alternantes também não são as mesmas, como pode-se observar nas Figuras 2.4 e 2.5.

Para que seja possível tratar o problema é necessário dividir a curva de torque em uma série de pontos, dados pelos pares  $\sigma_{mi}$  e  $\Delta\sigma_i$ , cada vez que um ciclo é fechado. Isto pode ser implementado pelo uso do método chamado "Rain flow" [27,28,30,31,32].

#### 4.3.6 - O Método "Rain flow"

É o método de contagem de ciclos que representa de uma forma mais exata o comportamento físico [28,31].

O método para contagem de ciclos "Rain flow" pode ser também utilizado para definir os parâmetros de cada ciclo que é fechado, como a variação de tensão ( $\Delta\sigma$ ) e a tensão média ( $\sigma_m$ ), já que o método na realidade conta o número de laços de histerese que são fechados no diagrama tensão-deformação [27,31]. Para exemplificar o método seja o registro de tensão aplicada,  $\sigma(t)$ , o qual é convertido em um sinal com picos e vales, como mostra a Figura 4.4. Considerando o eixo do tempo orientado na vertical, o método baseia-se na analogia entre o sinal analisado e um conjunto de telhados, com a chuva correndo sobre eles, decorrendo desta analogia o nome do método.

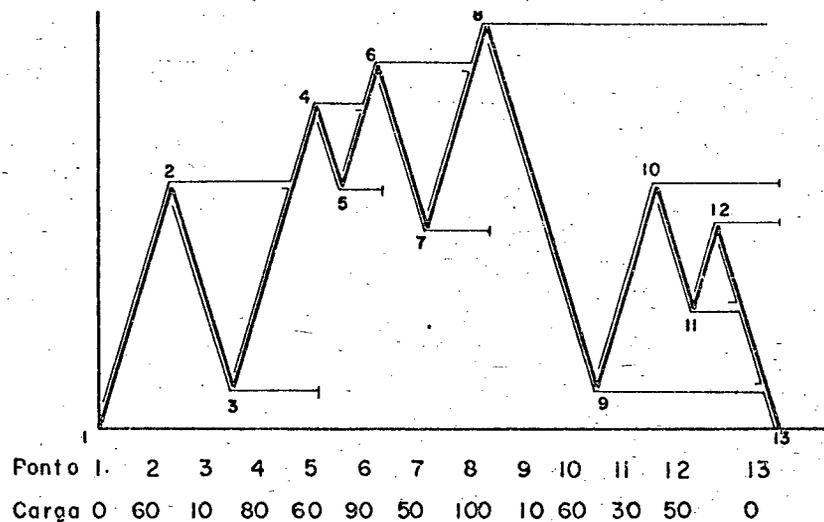


FIGURA 4.4 - Exemplo do método "Rain flow" para contagem de ciclos em um carregamento aleatório.

O método baseia-se em um conjunto de regras que indicam os ciclos que vão sendo fechados, bem como a variação de tensão e a tensão média. Na realidade o método detecta quando é completado um meio ciclo de carregamento [31]:

- Um fluxo inicia em cada máximo e em cada mínimo do sinal registrado.
- Quando um fluxo, iniciando em um mínimo, atinge um máximo, pode completar um meio ciclo se o mínimo seguinte é mais significativo do que o inicial do fluxo. Na Figura 4.4 o fluxo iniciado no ponto 9 termina quando o fluxo passa no nível do ponto 13, um mínimo mais significativo do que 9. De igual forma para o fluxo iniciado em 11.
- Um fluxo iniciado em um máximo completa meio ciclo quando passa por um máximo mais positivo do que o inicial do fluxo. Exemplificando na Figura 4.4, o fluxo 2 termina um meio ciclo ao passar por 4 e de igual forma o fluxo 6 o faz ao passar por 8.
- Se o fluxo recém iniciado intercepta o fluxo que vem de um ponto anterior, fica interrompido, indicando que foi completado mais meio ciclo. Como exemplo, fazendo referência ainda à Figura 4.4, o fluxo iniciado em 3 é interrompido pelo fluxo 1. Outro exemplo é o fluxo 12 que termina na in

tersecção com o 10 e este por sua vez é interrompido pelo 8. Nestes casos fica fechado um meio ciclo para cada interrupção do fluxo.

- Os meio ciclos que são fechados definem a magnitude da variação de tensão  $\Delta\sigma$  pela projeção dos pontos que formam o ciclo, ou seja que detectam o fechamento do ciclo. Assim, por exemplo, os valores de  $\Delta\sigma$  e  $\sigma_m$  da Figura 4.4 são:

| Ciclo          | 2,3 | 4,5 | 6,7 | 9,10 | 11,12 |
|----------------|-----|-----|-----|------|-------|
| $\Delta\sigma$ | 50  | 20  | 40  | 50   | 20    |
| $\sigma_m$     | 35  | 70  | 70  | 35   | 40    |

4.4 - Fadiga. Análise Baseada em Deformações

No final do item 4.3.1, havia sido comentado que a análise de perda de vida usando curvas  $\sigma$ -N não é apropriada para N menor do que  $10^3$  ciclos para falha, porque já existirão então deformações plásticas razoáveis no material.

Para resolver o problema de perda de vida em eixos de turboalternadores é conveniente então utilizar uma metodologia baseada em deformações.

Com o objetivo de apresentar a formulação fazem-se necessárias algumas definições, que são apresentadas a seguir |30|.

#### 4.4.1 - Propriedades Monotônicas de Tensão-Deformação

Propriedades monotônicas de tensão-deformação são geralmente determinadas testando um corpo de prova sob carga axial. As propriedades monotônicas podem ser classificadas em dois grupos; propriedades usuais e propriedades reais. As propriedades usuais estão associadas com a área original da secção transversal do corpo de prova e os valores reais estão relacionados com a área da secção transversal que vai variando quando o corpo é ensaiado [30].

- 1 - Tensão de ruptura ( $\sigma_R$ ) é a tensão usual em carga máxima.

$$\sigma_R = P_{\text{máx}}/A_0 \quad (4.5)$$

Onde:

$P_{\text{máx}}$  - carga máxima.

$A_0$  - área original da secção transversal.

- 2 - Resistência real à fratura ( $\sigma_f$ ) é a tensão real necessária a causar fratura.

$$\sigma_f = P_f/A_f \quad (4.6)$$

Onde:

$P_f$  - carga na falha.

$A_f$  - menor área da secção transversal antes da falha.

3 - Tensão limite de escoamento ( $S_{ys}$ ,  $\sigma_{ys}$ ) é a tensão necessária para causar um determinado valor de deformação plástica, usualmente 0,2%. É geralmente determinada construindo uma linha de inclinação E através do ponto de deformação 0,2% e tensão zero. A tensão na qual a linha construída intercepta a curva tensão-deformação é  $\sigma_{ys}$ . (E é o módulo de elasticidade, veja Figura 4.5).

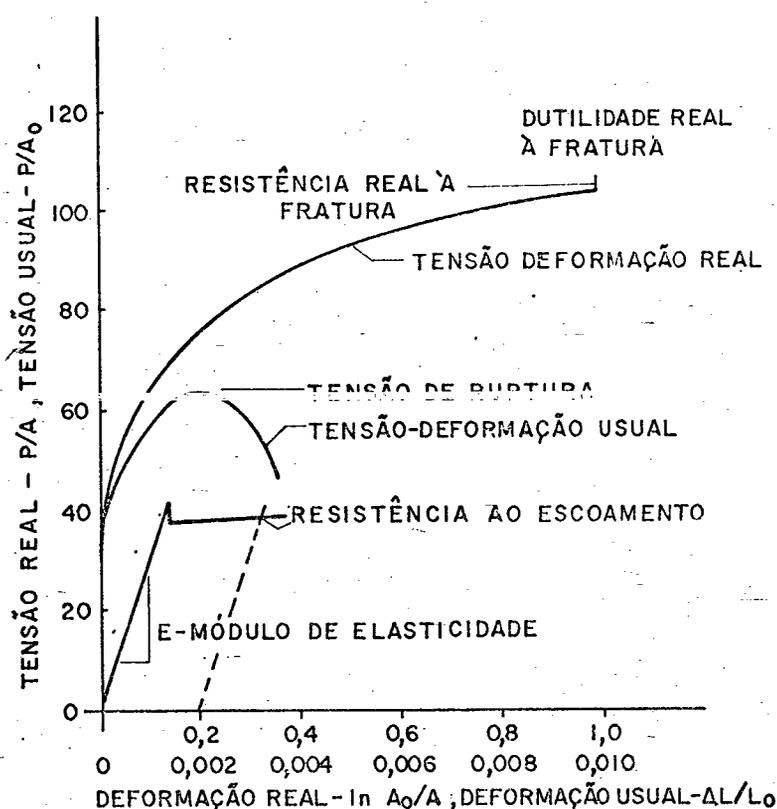


FIGURA 4.5 - Curva Tensão-Deformação Típica.

4 - Porcentagem de redução de área (% RA) é a porcentagem de redução na área da secção transversal

sal após a fratura.

$$\% RA = 100 \frac{(A_0 - A_f)}{A_0} \quad (4.7)$$

5 - Dutilidade real à fratura ( $\epsilon_f$ ) é a deformação plástica real após a fratura.

$$\epsilon_f = \ln (A_0/A_f) = \ln (100/(100-\%RA)) \quad (4.8)$$

6 - Expoente de encruamento monotônico (n) é o expoente ao qual a deformação plástica real deve ser elevada para ser proporcional à tensão real.

$$\sigma = K \epsilon_p^n \quad (4.9)$$

7 - Coeficiente de resistência monotônico (K) é a tensão real correspondente à deformação real de uma unidade.

#### 4.4.2 - Propriedades Cíclicas de Tensão-Deformação

Propriedades cíclicas de tensão-deformação são de terminadas ensaiando corpos de prova sob controle de deformações cíclicas axiais. A curva tensão-deformação cíclica é definida através de laços de histerese de tensão-deformação obtidos de ensaios. Um laço de histerese típico é mostrado na Figura 4.6.

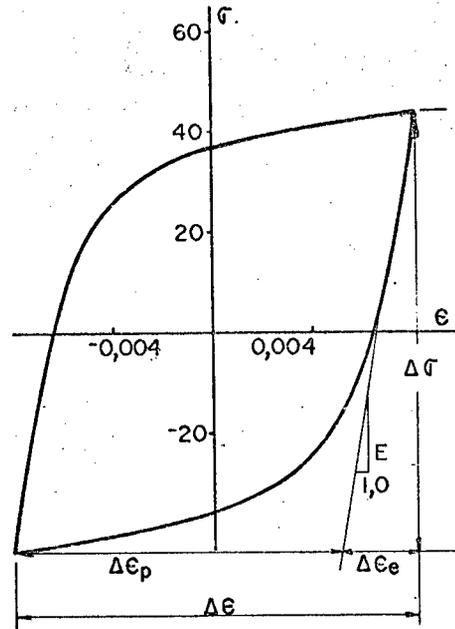


FIGURA 4.6 - Laço de histerese de tensão-deformação.

Como ilustrado na Figura 4.6 a altura do laço é definida como faixa de tensão ( $\Delta\sigma$ ), que é o dobro da tensão alternante. A amplitude da deformação plástica é obtida subtraindo a amplitude da deformação-elástica ( $\Delta\epsilon_e/2$ ) da amplitude total da deformação ( $\Delta\epsilon/2$ ), como indicado nas equações 4.10 à 4.12.

$$\Delta\epsilon_p/2 = \Delta\epsilon/2 - \Delta\epsilon_e/2 \quad (4.10)$$

De acordo com a lei de Hooke

$$\Delta\epsilon_e/2 = \Delta\sigma/2 E \quad (4.11)$$

Onde  $E$  é o módulo de elasticidade

$$\Delta \epsilon_p / 2 = \Delta \epsilon / 2 - \Delta \sigma / 2 E \quad (4.12)$$

Para que a formulação possa ser entendida, fazem-se necessárias algumas definições:

- 1 - Expoente de encruamento à deformação cíclica ( $n'$ ) é o expoente ao qual deve ser elevada a deformação plástica real para ser proporcional à tensão real.

$$\Delta \sigma / 2 = K' (\Delta \epsilon_p / 2)^{n'} \quad (4.13)$$

Onde  $\Delta \epsilon_p / 2$  é a deformação plástica (amplitude).

- 2 - Coeficiente de resistência cíclica ( $K'$ ) é a tensão real à uma deformação plástica real de uma unidade, na equação 4.13.

A resposta em termos de tensão-deformação de alguns tipos de aço pode mudar significativamente quando sujeita à deformações plásticas tais como as que podem ocorrer em entalhes devido à cargas cíclicas. Quanto a falha por fadiga ocorre, particularmente no caso de fadiga a baixo número de ciclos, tais deformações plásticas geralmente estão presentes. Por isto, a curva tensão-deformação cíclica representa melhor a resposta em termos de tensão-deformação do que a curva monotônica de tensão-deformação.

No caso de eixos de turboalternadores é necessário converter os torques em tensões normais e estas tensões normais uma vez sendo decompostas nos pares tensão alternante e tensão média,

em deformações. Para isto pode-se escrever a equação (4.10) na equação (4.14).

$$\Delta\epsilon/2 = \Delta\sigma/2E + \Delta\epsilon_p/2 \quad (4.14)$$

Rearranjando os termos na equação (4.13), ter-se-á uma relação entre deformação plástica e amplitude de tensão, como mostra a equação (4.15).

$$\Delta\epsilon_p/2 = (\Delta\sigma/2K')^{1/n'} \quad (4.15)$$

Substituindo a equação (4.15) na equação (4.14), ter-se-á uma equação relacionando deformação cíclica com tensão, em termos das propriedades anteriormente definidas e do módulo de elasticidade, como mostra a equação (4.16).

$$\Delta\epsilon/2 = \Delta\sigma/2E + (\Delta\sigma/2K')^{1/n'} \quad (4.16)$$

#### 4.4.3 - Propriedades Relacionadas com a Fadiga

A resistência à fadiga dos metais é geralmente descrita em termos de reversões necessárias para falhar. Uma reversão é contada cada vez que o sinal de deformação muda de direção (se a amplitude do sinal for constante, um ciclo é igual à duas reversões). As propriedades definidas neste item são determinadas em corpos de prova. A amplitude da tensão, amplitude da deformação e a amplitude da deformação plástica podem ser plotados contra reversões para falha.

São apresentadas à seguir algumas definições:

1 - Expoente de utilidade à fadiga (c) é o expoente ao qual a "vida" em reversões deve ser elevada para ser proporcional à amplitude da deformação plástica. Ele é igual à inclinação da curva  $\log (\Delta \epsilon_p / 2)$  por  $\log (2N_f)$ , como mostra a Figura 4.7.

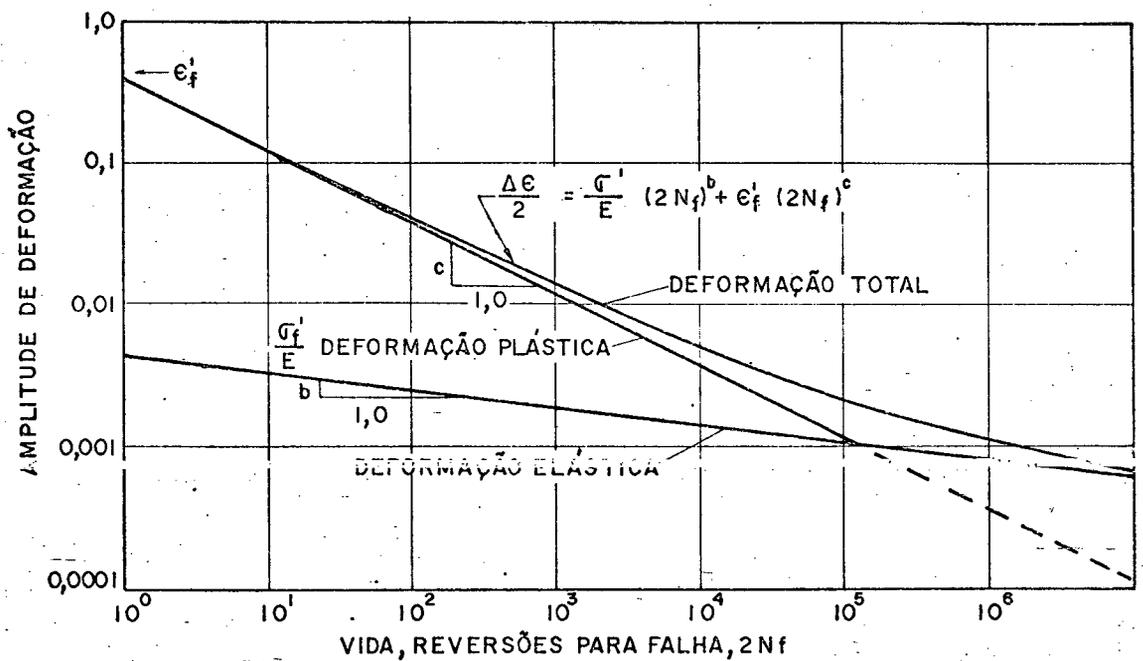


FIGURA 4.7 - Amplitude da deformação versus reversões para um aço genérico. Os pontos marcados na curva são apenas ilustrativos.

2 - Coeficiente de ductilidade à fadiga ( $\epsilon'_f$ ) é a deformação real necessária para causar a falha em uma reversão. Ele é tomado na curva  $\log(\Delta\epsilon_p/2)$  versus  $(2N_f)$  no ponto  $2N_f = 1$ .

3 - Expoente de resistência à fadiga (b) é o expoente ao qual a "vida" em reversões deve ser elevada para ser proporcional a amplitude de tensão.

4 - Coeficiente de resistência à fadiga ( $\sigma'_f$ ) é a tensão real necessária para causar a falha em uma reversão.

A deformação cíclica total é a soma da deformação elástica e a deformação plástica como indicada na equação (4.17).

$$\Delta\epsilon/2 = (\Delta\epsilon_e/2) + (\Delta\epsilon_p/2) \quad (4.17)$$

Uma equação entre deformação plástica real e "vida" pode ser escrita como na equação (4.18).

$$\Delta\epsilon_p/2 = \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (4.18)$$

Onde  $2N_f$  indica o número de reversões para falha. A relação entre deformação elástica e "vida" é apresentada na equação (4.19).

$$\Delta\epsilon_e/2 = (\sigma'_f/E) (2N_f)^b \quad (4.19)$$

Substituindo as equações (4.19) e (4.18) na equação (4.17), ter-se-á uma relação entre a deformação real total e reversões para falha em termos das propriedades de fadiga, como mostra a equação (4.20).

$$\Delta\varepsilon/2 = (\sigma'_f/E) (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (4.20)$$

É importante frisar que estas propriedades e relações são para corpos de prova. É necessário então aplicar os fatores de efeito de tamanho e acabamento superficial. Eles serão aplicados somente na parcela elástica da equação (4.16), visto que a influência do tamanho e acabamento superficial é relevante somente nesta parcela.

#### 4.5 - Conclusões

Neste capítulo foi apresentado um modelo matemático para quantificar a perda de vida, por fadiga mecânica, do material do eixo de um turboalternador. A metodologia é baseada em deformações e considera a plasticidade do material.

No próximo capítulo será apresentado o algoritmo computacional para o cálculo dos torques mecânicos e percentual de perda de vida do eixo.

## CAPÍTULO V

## ALGORITMO COMPUTACIONAL

5.1 - Introdução

Neste capítulo será apresentado o algoritmo computacional implementado. A representação matemática do sistema eletromecânico do turboalternador é dada pela equação (3.8). A perda de vida por fadiga é calculada utilizando-se a metodologia baseada em deformações através das equações (4.16) e (4.19). O sistema de transmissão consiste de um transformador, um barramento próximo ao qual são simuladas as faltas e duas linhas de transmissão conectando este barramento à barra infinita. As faltas que podem ser simuladas são apenas do tipo trifásico.

5.2 - Sistema Elétrico de Transmissão Incorporado ao Algoritmo Computacional

O sistema elétrico de transmissão no qual é feita a simulação das faltas é o apresentado na Figura 5.1.

As linhas de transmissão possuem resistência ( $r_{LT}$ ) e reatância ( $X_{LT}$ ). O transformador é representado pela sua resistência ( $r_T$ ) e reatância ( $X_T$ ).  $V_\infty$  representa uma barra infinita. As falhas que são simuladas são do tipo trifásico e ocorrem sempre no ponto A, muito próximo ao barramento conforme ilustrado na Figura 5.1, e retiradas pela abertura simultânea dos disjuntores  $D_1$  e  $D_2$ .

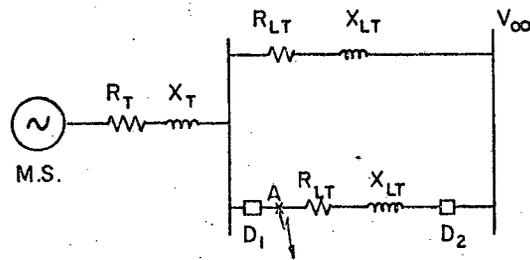


FIGURA 5.1 - Sistema Elétrico de Transmissão.

### 5.3 - O Algoritmo Computacional.

Neste ítem será apresentado o algoritmo computacional implementado, para a determinação dos torques mecânicos nas secções do eixo e para quantificar a perda de vida por fadiga mecânica.

#### 5.3.1 - Perturbações que podem ser Simuladas

O programa permite a simulação das seguintes perturbações:

- 1 - Curto-circuito trifásico e sua retirada.
- 2 - Curto-circuito trifásico acompanhado de religamento automático dos disjuntores, com e sem sucesso, na seqüência de chaveamento desejada.

### 5.3.2 - Cálculo das Condições Iniciais no Algoritmo

As condições iniciais das variáveis de estado são calculadas a partir da situação de regime permanente. A metodologia adotada para o cálculo das condições iniciais das variáveis de estado associadas ao gerador é a apresentada em [23].

Quanto ao sistema mecânico, sabe-se que em regime permanente todas as massas giram à mesma velocidade  $\omega_m^0 = 1/n_p$  onde  $n_p$  é o número de par de polos. Os ângulos  $\delta_i$  de todas as massas em regime permanente são calculados a partir do ângulo elétrico do gerador e utilizando (M-1) equações do tipo dado pela equação (3.4), sendo que os termos em  $\ddot{\delta}$  são nulos e o vetor  $T$  é o de regime permanente.

### 5.3.3 - Descrição do Algoritmo

O algoritmo pode ser resumido nos seguintes passos:

- 1 - Entrada de dados
- 2 - Obtenção dos termos das matrizes ( $[R] + \omega [N]$ ) e  $[L]$  da equação (3.8), a partir dos dados de entrada, seguindo metodologia apresentada em [23].
- 3 - Cálculo das condições iniciais das variáveis de estado, a partir do regime permanente, como apresentado no item 5.3.2.

- 4 - Cálculo dos torques mecânicos no eixo utilizando as condições iniciais e a equação (3.9).
- 5 - A partir do tempo inicial, passo e tempo final de integração, integram-se as equações diferenciais do sistema eletromecânico (equação 3.8), através do método preditor-corretor Adams Bashfort, Adams Moulton de quarta ordem, seguindo os seguintes passos:
  - 5.a - Verifica-se se houve perturbações: se não, vai-se ao passo 5.b; se houve, fazer as modificações na equação (3.8) e ir ao passo 5.b.
  - 5.b - Integram-se as equações diferenciais (3.8).
  - 5.c - Calcular através da equação (3.9) os torques mecânicos em todas as secções do eixo e armazená-los.
  - 5.d - Testar se foi atingido o tempo final de integração: se não, incrementar o tempo de integração e voltar ao passo 5.a; se sim, ir ao passo 6.
- 6 - Com os torques mecânicos de cada secção do eixo calculados, calcula-se a perda de vida por fadiga mecânica. Os seguintes passos devem ser

seguidos para cada secção do eixo:

6.a - Converter os torques mecânicos em esforços normais e calculá-los em  $[\text{Newtons/m}^2]$ , utilizando a expressão:

$$\sigma_{\text{nominal}} = 2 \cdot \text{Torque} \cdot T_{\text{MB}} / (C_c \cdot \pi \cdot \text{Raio}^3) \quad (5.1)$$

Onde:  $C_c$  é o fator de carga para torsão definido anteriormente, Raio é o menor raio da secção do eixo analisada e  $T_{\text{MB}}$  é o torque mecânico base.

6.b - Determinam-se as tensões no ponto crítico pela aplicação do fator de entalhe  $K_f$  à tensão, isto é:

$$\sigma_{\text{máx}} = \sigma_{\text{nominal}} \cdot K_f \quad (5.2)$$

6.c - Através do método "Rain flow" e a partir das tensões calculadas em 6.b, determinam-se os pares tensão média e tensão alternante.

6.d - Para cada par tensão média e tensão alternante calculado em 6.c, seguem-se os seguintes passos:

6.d.1 - Verifica-se se foi ultrapassada a ten

são de ruptura ( $\sigma_R$ ) do material quando for somada à tensão média a tensão alternante correspondente. Se a soma for maior ou igual à tensão de ruptura, escrever mensagem indicando que ocorreu a ruptura do eixo em questão, e ir ao passo 6.f. Se a soma for menor que a tensão de ruptura, ir ao passo 6.d.2.

6.d.2 - Aplica-se o critério de Goodman conforme item 4.3.5 utilizando a equação 4.4 para a determinação da tensão alternante equivalente.

6.d.3 - Verifica-se se a tensão alternante calculada no passo 6.d.2 é maior ou igual a tensão limite de fadiga  $\sigma_F$  mencionada no item 4.3.1, corrigida pelos fatores de efeito de tamanho e acabamento superficial, isto é:

$$\sigma'_F = \sigma_F \cdot C_S \cdot C_D \quad (5.3)$$

onde  $C_S$  e  $C_D$  já foram anteriormente definidos. Se for menor tomar outro par tensão média e alternante e ir ao passo 6.d.1. Se for maior ou igual ir ao passo 6.d.4.

6.d.4 - Calcula-se a deformação correspondente à tensão alternante equivalente calculada no passo 6.d.2 utilizando a equação 4.16 corrigida para considerar o efeito de tamanho e acabamento superficial (equação 5.4):

$$\Delta\varepsilon/2 = \Delta\sigma/(2E.C_S.C_D) + (\Delta\sigma/2K')^{1/n'} \quad (5.4)$$

6.d.5 - Resolve-se pelo método de Newton-Raphson a equação (4.20), obtendo  $N_f$ .

6.d.6 - Calcula-se o acúmulo de perda de vida pela Regra de Miner (equação (4.2)).

$$\text{Dano} = \text{Dano} + (1/N_f)$$

6.d.7 - Verifica-se se já foram utilizados todos os pares tensão média e alternante, se não ir ao passo 6.d.1. Se sim, ir ao passo 6.e.

6.e - Calcula-se o dano percentual fazendo:

$$\text{Dano} = \text{Dano} . 100$$

6.f - Verifica-se se já foram analisadas todas as secções do eixo. Se não, voltar ao passo 6.a com os torques da próxima

secção do eixo e seguir o algoritmo. Se sim, ir ao passo 7.

7 - Imprimir a perda de vida calculada em todas as secções do eixo e as curvas de torque.

#### 5.4 - Conclusões

Neste capítulo foi apresentado o algoritmo computacional para cálculo da perda de vida por fadiga mecânica. Ele foi montado utilizando as formulações apresentadas nos dois capítulos anteriores.

No próximo capítulo serão apresentados os resultados de simulações efetuadas.

## CAPÍTULO VI

### RESULTADOS OBTIDOS DE SIMULAÇÕES

#### 6.1 - Introdução

Neste capítulo são apresentados resultados de simulações efetuadas em um turboalternador específico, para casos de religamento automático de disjuntores e retirada de curto-circuitos trifásicos.

#### 6.2 - Característica do Turboalternador

##### 6.2.1 - Parâmetros Elétricos

|                      |                            |
|----------------------|----------------------------|
| $X_d = 1,79$ p.u.    | $\tau'_d = 0,596$ seg.     |
| $X_q = 1,71$ p.u.    | $\tau''_{do} = 4,300$ seg. |
| $X'_d = 0,169$ p.u.  | $\tau'_{qo} = 0,850$ seg.  |
| $X''_d = 0,135$ p.u. | $\tau''_d = 0,035$ seg.    |
| $X''_q = 0,200$ p.u. | $\tau''_{do} = 0,032$ seg. |
| $X_l = 0,130$ p.u.   | $\tau''_{qo} = 0,050$ seg. |
| $r = 0,001$ p.u.     |                            |

|                           |   |           |
|---------------------------|---|-----------|
| Potência nominal          | - | 892,4 MVA |
| Tensão nominal            | - | 26 kV     |
| Fator de potência nominal | - | 0,90      |
| Frequência nominal        | - | 60 Hz     |
| 2 polos.                  |   |           |

### 6.2.2 - Parâmetros Elétricos Externos (Sistema de Transmissão)

Impedância da linha de transmissão:

$$0,020 + j 0,500 \text{ p.u.}$$

Impedância do transformador:

$$0,0035 + j 0,14 \text{ p.u.}$$

### 6.2.3 - Parâmetros do Sistema Mecânico

O sistema mecânico consiste de seis massas como re-  
presentado na Figura 3.3, com as seguintes características:

| Massa | Eixo    | Inércia H [s] | Constante de mola<br>[p.u. torque/rad] |
|-------|---------|---------------|--|
| HP    | HP-LPA  | 0,09287       | 19,303                                 |
| LPA   | LPA-LPB | 0,155589      | 34,929                                 |
| LPB   | LPB-LPC | 0,858670      | 52,038                                 |
| LPC   | LPC-GER | 0,884215      | 70,858                                 |
| GER   | GER-EXC | 0,868495      | 2,822                                  |
| EXC   |         | 0,0342165     |  |

| Massa | Parcela de Torque Mecânico (%) |
|-------|--------------------------------|
| HP    | 30                             |
| LPA   | 26                             |
| LPB   | 22                             |
| LPC   | 22                             |

| Massa | Eixo    | Amortecimento [p.u.] |
|-------|---------|----------------------|
| HP    |         | $D_{11} = 0,5$       |
|       | HP-LPA  | $D_{12} = 0,03$      |
| LPA   |         | $D_{22} = 0,03072$   |
|       | LPA-LPB | $D_{13} = 0,02$      |
| LPB   |         | $D_{33} = 0,02326$   |
|       | LPB-LPC | $D_{34} = 0,12$      |
| LPC   |         | $D_{44} = 0,22872$   |
|       | LPC-GER | $D_{45} = 0,04$      |
| GER   |         | $D_{55} = 0$         |
|       | GER-EXC | $D_{56} = 0,05$      |
| EXC   |         | $D_{66} = 0$         |

#### 6.2.4 - Parâmetros para Cálculo de perda de vida:

##### a) Propriedades Estáticas:

Tensão de ruptura :  $896 \text{ N/mm}^2$   
Módulo de elasticidade :  $221000 \text{ N/mm}^2$

##### b) Curva Tensão-Deformação Cíclica:

Coefficiente de resistência à fadiga:  $772 \text{ N/mm}^2$   
Expoente de encruamento:  $0,13$

##### c) Propriedades da Curva de Fadiga:

Tensão limite de fadiga :  $448 \text{ N/mm}^2$   
Coefficiente de ductilidade :  $0,92$   
Coefficiente de resistência :  $1276 \text{ N/mm}^2$   
Expoente de resistência :  $-0,083$   
Expoente de ductilidade :  $-0,63$

Material: Aço SAE 4130.

| Eixo    | Raio [metros] |
|---------|---------------|
| HP-LPA  | 0,25          |
| LPA-LPB | 0,33          |
| LPB-LPC | 0,33          |
| LPC-GER | 0,33          |
| GER-EXC | 0,33          |

e) Outros:

|                                 |   |      |
|---------------------------------|---|------|
| Fator de acabamento superficial | : | 0,75 |
| Fator de efeito de tamanho      | : | 0,7  |
| Fator de carga (torção)         | : | 0,58 |
| Fator de entalhe                | : | 1,8  |

### 6.3 - Resultados de Simulação de Retirada de Curto-circuito Trifásico

Foram analisadas as influências dos tempos de retirada de curto-circuitos. A retirada das faltas simuladas deu-se pela abertura simultânea dos disjuntores  $D_1$  e  $D_2$  da Figura 5.1.

Os resultados obtidos encontram-se na Tabela 1, na qual são apresentados os torques máximo e mínimo para cada seção do eixo, bem como o montante de perda de vida calculado para 4 segundos de simulação. A partir da Tabela 1, pode-se concluir que:

- 1 - O pior tempo de retirada de curto-circuito trifásico é o de 4,5 ciclos, que acarretou inclusive o rompimento de duas seções do eixo (LPB-LPC e LPC-GER).

| RETIRADA<br>(CICLOS) | LP-LPA |        |      | LPA-LPB |        |      | LPB-LPC |        |   | LPC-GER |        |   | GER-EXC |        |   |
|----------------------|--------|--------|------|---------|--------|------|---------|--------|---|---------|--------|---|---------|--------|---|
|                      | MAX    | MIN    | %    | MAX     | MIN    | %    | MAX     | MIN    | % | MAX     | MIN    | % | MAX     | MIN    | % |
| 1,5                  | 0,620  | -0,015 | -    | 1,047   | 0,002  | -    | 1,817   | -0,267 | - | 2,006   | -0,168 | - | 0,112   | -0,104 | - |
| 2                    | 0,500  | 0,064  | -    | 0,947   | 0,125  | -    | 1,533   | 0,041  | - | 2,006   | -0,024 | - | 0,102   | -0,098 | - |
| 2,5                  | 0,498  | 0,078  | -    | 0,869   | 0,208  | -    | 1,592   | -0,138 | - | 2,129   | -0,361 | - | 0,086   | -0,078 | - |
| 3                    | 0,557  | 0,010  | -    | 0,940   | 0,126  | -    | 1,563   | -0,012 | - | 2,172   | -0,338 | - | 0,057   | -0,057 | - |
| 3,5                  | 0,517  | 0,047  | -    | 0,872   | 0,126  | -    | 1,533   | 0,042  | - | 2,006   | -0,256 | - | 0,048   | -0,055 | - |
| 4                    | 0,506  | -0,091 | -    | 1,011   | -0,205 | -    | 2,092   | -1,317 | - | 2,006   | -1,386 | - | 0,170   | -0,155 | - |
| 4,5                  | 1,800  | -1,256 | 2,92 | 3,794   | -2,722 | 2,56 | 8,057   | -8,629 | * | 7,672   | -5,996 | * | 0,917   | -0,824 | - |

\* Ocorreu Ruptura do Eixo.

TABELA 1 - Torques mecânicos máximos e mínimos (p.u.) e perda de vida (%) devido à retirada de cur to-circuito trifásico.

2 - Deve-se portanto evitar a utilização do tempo de retirada de 4,5 ciclos para o curto-circuito trifásico.

3 - É interessante observar que, diferenças de apenas meio ciclo no tempo de retirada da falta são críticos, como pode ser verificado para os tempos de retirada de 4 e 4,5 ciclos.

A Figura 6.1, mostra um exemplo da curva de torque mecânico no eixo LPC-GER, para a retirada de curto-circuito trifásico usando um tempo de retirada de 3 ciclos.

#### 6.4 - Resultados de Simulação de Religamento Automático de Disjuntores

Foram efetuadas várias simulações de religamento automático de disjuntores, utilizando seqüências de chaveamento diferentes, como mostram as Tabelas 2,3,4 e 5.

Para efeito de comparação, o parâmetro será o percentual de perda de vida calculado para cada evento. Todos os resultados foram obtidos para um tempo de simulação de 4 segundos. Não foi simulada a seqüência 4,5-53-4,5 ciclos nem a 4,5-53 ciclos, pois já ficou evidente da simulação de retirada de curto-circuito, que ela não deve ser utilizada.

##### 6.4.1 - Religamento sem Sucesso com os Amortecimentos Diferentes de Zero

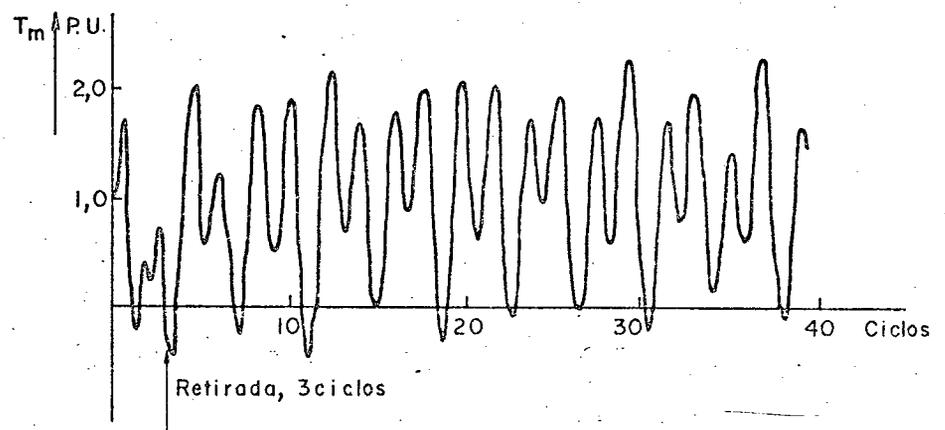


FIGURA 6.1 - Torque Mecânico no Eixo LPC-GER para retirada de Curto-Circuito trifásico em 3 ciclos. ( $T_{m\text{máx}} = 2,172$  p.u.).

Os resultados correspondentes ao religamento sem sucesso de curto-circuitos trifásicos, com os valores de amortecimento próprio apresentados no começo deste capítulo estão apresentados na Tabela 2; a partir dela, pode-se concluir:

- 1 - A única seqüência de chaveamento que causou perda de vida foi a de 2,5-55-2,5 ciclos, pois resultou em 0,205638% de perda de vida para o eixo LPC-GER.
- 2 - Todas as outras seqüências de chaveamento não produziram perda de vida.

As Figuras 6.2 e 6.3, mostram dois exemplos de torques mecânicos no eixo LPC-GER para tempos de chaveamento diferentes.

#### 6.4.2 - Religamento com Sucesso com os Amortecimentos Diferentes de Zero

Foram simulados religamentos automáticos de disjuntores em todas as seqüências apresentadas na Tabela 3. Em nenhum caso ocorreu perda de vida.

As Figuras 6.4 e 6.5, mostram dois exemplos de torques mecânicos no eixo LPC-GER para tempos de chaveamento diferentes.

| SEQUENCIA<br>(CICLOS) | SECÇÃO DE EIXO |         |         |          |         |   |
|-----------------------|----------------|---------|---------|----------|---------|---|
|                       | HP-LPA         | LPA-LPB | LPB-LPC | LPC-GER  | GER-EXC |   |
| 1,5-53-1,5            | -              | -       | -       | -        | -       | - |
| 2-53-2                | -              | -       | -       | -        | -       | - |
| 2,5-53-2,5            | -              | -       | -       | -        | -       | - |
| 3-53-3                | -              | -       | -       | -        | -       | - |
| 3,5-53-3,5            | -              | -       | -       | -        | -       | - |
| 4-53-4                | -              | -       | -       | -        | -       | - |
| 2,5-54-2,5            | -              | -       | -       | -        | -       | - |
| 3-54-3                | -              | -       | -       | -        | -       | - |
| 3,5-54-3,5            | -              | -       | -       | -        | -       | - |
| 2,5-55-2,5            | -              | -       | -       | 0,205638 | -       | - |
| 3-55-3                | -              | -       | -       | -        | -       | - |
| 3,5-55-3,5            | -              | -       | -       | -        | -       | - |

TABELA 2 - Perda de vida das secções do eixo devido à religamento sem sucesso (%).

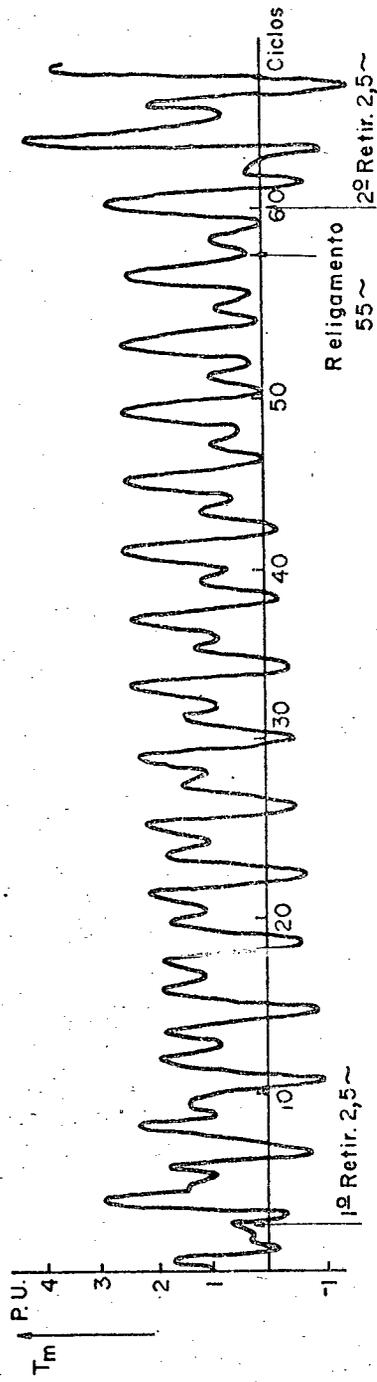


FIGURA 6.2 - Torque Mecânico no Eixo LPC-GER, para Religamento Sem Sucesso na Sequência 2,5-55-2,5 ciclos. ( $T_{m\text{máx}} = 4,16 \text{ p.u.}$ ).

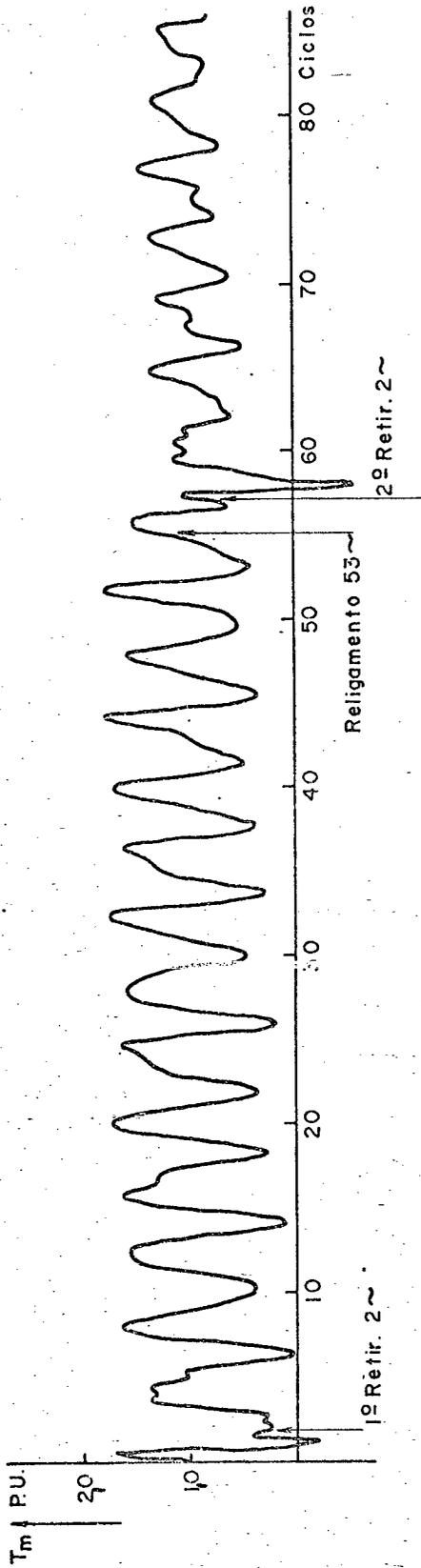


FIGURA 6.3 - Torque Mecânico no Eixo LPC-GER, para Religamento Sem Sucesso na Seqüên

cia: 2-53-2 ciclos. ( $T_{m\text{máx}} = 1,74 \text{ p.u.}$ ).

| SEQUENCIA<br>(CÍLOS) | SECÇÃO DE EIXO |         |         |         |         |   |
|----------------------|----------------|---------|---------|---------|---------|---|
|                      | HP-LPA         | LPA-LPB | LPB-LPC | LPC-GER | GER-EXC |   |
| 1,5-53               | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 2-53                 | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 2,5-53               | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 3-53                 | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 3,5-53               | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 4-53                 | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 2,5-54               | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 3-54                 | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 3,5-54               | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 2,5-55               | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 3-55                 | -              | -       | -       | -       | -       | - |
| 3,5-55               | -              | -       | -       | -       | -       | - |

TABELA 3 - Perda de vida das secções do eixo devido à religamentos com sucesso (%).

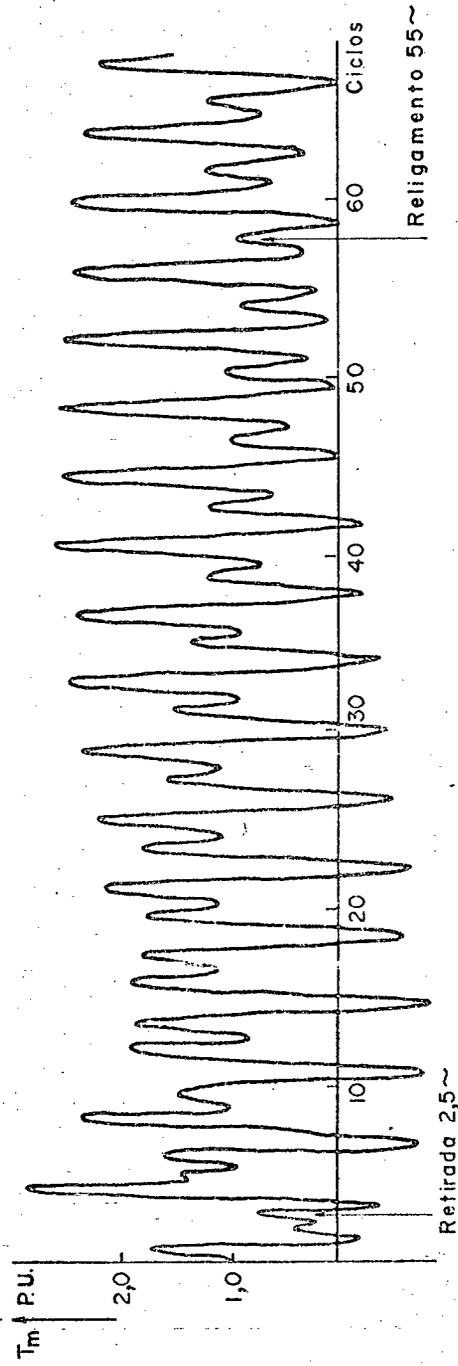


FIGURA 6.4 - Torque Mecânico no Eixo LPC-GER, para Religamento Com Sucesso na

Seqüencia: 2,5-55 ciclos ( $T_{m\max} = 2,99 \text{ p.u.}$ ).

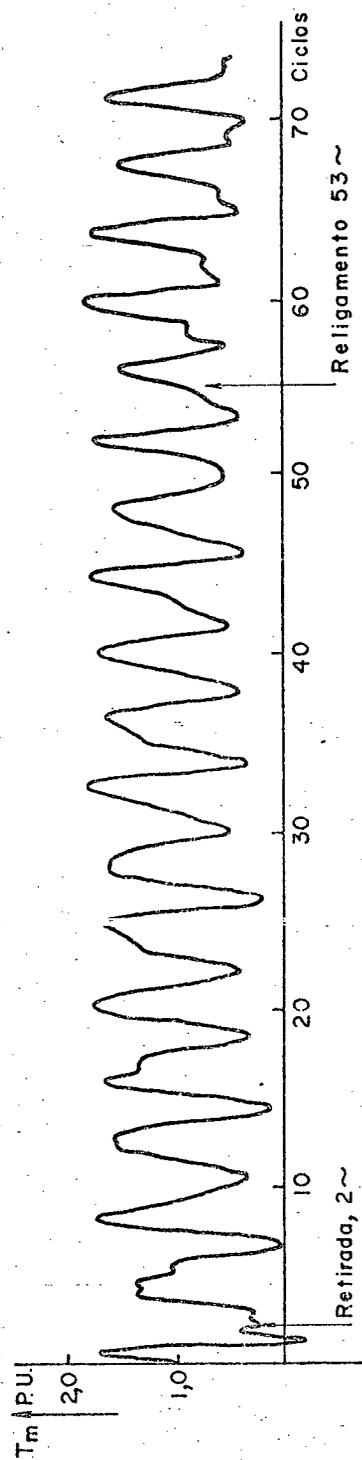


FIGURA 6.5 - Torque Mecânico no Eixo LPC-GER, para Religamento Com Sucesso na Se

quência: 2-53 ciclos ( $T_{m\text{máx}} = 1,87 \text{ p.u.}$ ).

#### 6.4.3 - Religamento sem Sucesso com os Amortecimentos $D_{ii}$ iguais à Zero

Foi verificada a perda de vida decorrente do religamento sem sucesso, considerando agora os amortecimentos devidos ao fluxo de vapor iguais a zero ( $D_{ii} = 0$ ). Os resultados obtidos encontram-se na Tabela 4. A partir dela, pode-se observar.

- 1 - A pior seqüência de chaveamento é a 4-53-4 ciclos, que causou montante de perda de vida consideráveis nas secções HP-LPA, LPA-LPB e LPC-GER, e chegou até a causar o rompimento do eixo LPB-LPC.
- 2 - Outras seqüências que também acarretaram percentuais de perda de vida foram as de 3-53-3, 3,5-53-3,5, 3,5-54-3,5, 2,5-55-2,5 e 3-55-3 ciclos.
- 3 - As demais seqüências não causaram perda de vida.
- 4 - Pode-se então recomendar que sejam utilizadas para operações de religamento automático as seqüências apresentadas na Tabela 4 e que não causaram perda de vida em nenhuma secção do eixo.

| SEQUENCIA<br>(CICLOS) | SEÇÃO DE EIXO |         |          |          |         |   |
|-----------------------|---------------|---------|----------|----------|---------|---|
|                       | HP-LPA        | LPA-LP3 | LPB-LPC  | LPC-GER  | GER-EXC |   |
| 1,5-53-1,5            | -             | -       | -        | -        | -       | - |
| 2-53-2                | -             | -       | -        | -        | -       | - |
| 2,5-53-2,5            | -             | -       | -        | -        | -       | - |
| 3-53-3                | -             | -       | 0,400854 | 0,611464 | -       | - |
| 3,5-53-3,5            | -             | -       | 0,613061 | 0,203462 | -       | - |
| 4-53-4                | 4,09580       | 3,53038 | ROMPEU   | 14,7369  | -       | - |
| 2,5-54-2,5            | -             | -       | -        | -        | -       | - |
| 3-54-3                | -             | -       | -        | -        | -       | - |
| 3,5-54-3,5            | -             | -       | 0,611829 | 0,420026 | -       | - |
| 2,5-55-2,5            | -             | -       | 1,07372  | 2,97684  | -       | - |
| 3-55-3                | -             | -       | 1,77219  | 2,18779  | -       | - |
| 3,5-55-3,5            | -             | -       | -        | -        | -       | - |

TABELA 4 - Perda de vida das seções do eixo devido à religamentos sem sucesso, com  $D_{il} = 0$ 

(8).

#### 6.4.4 - Religamento com Sucesso com os Amortecimentos Di iguais à Zero

Foram efetuadas simulações de religamento com sucesso para as seqüências de chaveamento que tinham apresentado valores de perda de vida quando foi estudado o religamento sem sucesso.

Os resultados encontram-se na Tabela 5.

É interessante observar que:

- 1 - Somente as seqüências 3-53 e 3-55 ciclos acarretaram perda de vida, mas estes valores são bem menores do que no religamento sem sucesso.
- 2 - As demais seqüências de chaveamento não causaram perda de vida. É interessante observar que a seqüência 4-53 ciclos não apresentou perda de vida. No entanto a mesma seqüência de chaveamento para o caso sem sucesso foi a mais crítica, como pode ser visto na Tabela 4.

#### 6.5 - Recomendações

Baseado nos resultados de simulação chega-se à conclusão que as melhores seqüências de chaveamento a serem utilizadas para este turboalternador e este sistema de transmissão são: 1,5-53-1,5, 2-53-2, 2,5-53-2,5, 2,5-54-2,5, 3-54-3 e 3,5-55-3,5 ciclos.

| SEQUENCIA<br>(CICLOS) | SECÇÃO DO EIXO |         |         |          |         |  |
|-----------------------|----------------|---------|---------|----------|---------|--|
|                       | HP-LPA         | LPA-LFB | LPB-LPC | LPC-GER  | GER-EXC |  |
| 3-53                  | -              | -       | -       | 0,198022 | -       |  |
| 3,5-53                | -              | -       | -       | -        | -       |  |
| 4-53                  | -              | -       | -       | -        | -       |  |
| 3,5-54                | -              | -       | -       | -        | -       |  |
| 2,5-55                | -              | -       | -       | -        | -       |  |
| 3-55                  | -              | -       | -       | 0,198827 | -       |  |

TABELA 5 - Perda de vida das secções do eixo devido à religamentos com sucesso, com  $D_{ii} = 0$  (%).

Deve ser frisado que, pequenas diferenças no raios das secções do eixo acarretam grandes diferenças nos valores de perda de vida, como pode ser visto na equação (5.1), pois a tensão mecânica axial utilizada no cálculo de perda de vida é inversamente proporcional ao raio ao cubo. Portanto, devem ser utilizados valores exatos para o raio.

#### 6.6 - Conclusões

Verifica-se, portanto, que pequenas variações nos tempos de retirada de faltas e nas seqüências de religamento automático de disjuntores causam sensíveis diferenças na perda de vida por fadiga mecânica do eixo. Deve novamente ser salientado que, cada turboalternador é um caso que deve ser analisado individualmente. Os resultados e conclusões a que se chegou utilizando este sistema elétrico de transmissão e esta máquina não deverão ser generalizados em seu aspecto quantitativo.

A metodologia proposta foi implementada em um programa de computador em linguagem FORTRAN IV. As simulações foram efetuadas em computador IBM 4341, sendo que para tempos de simulação de 5 segundos foram gastos em torno de 6 minutos de CPU.

## C A P Í T U L O VII

CONCLUSÕES, RECOMENDAÇÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS7.1 - Conclusões e Recomendações

Foi tratado neste trabalho, do problema dos esforços torsionais em eixos de turboalternadores, e do cálculo da perda de vida por fadiga.

A modelagem do sistema mecânico e do gerador segue a apresentada na maioria dos trabalhos publicados até o presente.

Foi apresentada também uma metodologia para cálculo de perda de vida baseada em deformações, que leva em conta os efeitos de plasticidade do material do eixo, e que permite uma análise mais realista do montante de perda de vida por fadiga do que a análise baseada em tensões. Além disso, um meio sofisticado de contagem dos ciclos de tensão foi utilizado (método Rain flow).

Ficou evidenciado no capítulo 6 que tempos de retirada de faltas e de religamento automático de disjuntores levemente diferentes, produzem torques mecânicos e conseqüentemente valores de perda de vida no eixo sensivelmente diferentes.

Deve ficar bem claro que, para cada turboalternador os resultados deverão ser diferentes. Portanto, deve-se ter o cuidado de realizar estudos individuais para cada máquina.

Apesar de ser sofisticado o cálculo de perda de vida aqui apresentado, o problema de determinar um modelo para quantificar a perda de vida por fadiga ainda não está suficientemente

aferfeiçoado, mesmo em termos mundiais. Deve-se então ter certos cuidados com os valores calculados de perda de vida, em seu aspecto quantitativo. No entanto, isto não invalida a metodologia proposta, uma vez que, uma análise comparativa dos resultados obtidos para diversos tempos de chaveamento permite discernir entre casos melhores ou piores para a vida do eixo.

## 7.2 - Sugestões para Futuros Trabalhos

Para futuros trabalhos sugere-se que sejam feitos estudos de operações de chaveamento considerando análises probabilísticas acerca do tipo da falta, localização da falta, tempo de retirada e de religamento, grandezas estas essencialmente aleatórias, bem como a influência da abertura não simultânea dos disjuntores.

Além disso, é necessário investigar a influência sobre a solicitação imposta ao eixo, pelo fato da máquina estar com mais ou menos carga, estar sobre ou sub-excitada.

Sugere-se também o acoplamento desta metodologia proposta com um programa de transitórios eletromagnéticos como o EMTP, usando uma metodologia como por exemplo, a sugerida por [22].

Pode-se também no futuro adicionar ao modelo do gerador reguladores de velocidade e de excitação e verificar a sua influência.

Além disso, estudos relativos à rejeição de carga e sincronização fora de fase são sugeridos.

## B I B L I O G R A F I A

- [1] - WALKER, D.N.; ADAMS, S.L.; PLACEK, H.J. - "Torsional Vibration and Fatigue of Turbine-Generator Shafts". IEEE-PAS, Vol. 100, Novembro/81, Pág. 4373, 4380.
- [2] - JOYCE, J.S.; LAMBRECHT, D.; ABOLINS, A.; ROSENBERG, L.T. - "Effect of Clearing Short Circuits and Automatic Reclosing on Torsional Stress and Life Expenditure of Turbine-Generator Shafts". IEEE-PAS, Vol. 95, Jan/Feb 1976, Pág. 14 à 25.
- [3] - WOOD, A.S. - "Synchronizing Out of Phase". AIEE, Abril/57, Pág. 1 à 10.
- [4] - JOYCE, J.S.; KULIG T.; LAMBRECHT, D. - "Torsional Fatigue of Turbine-Generator Shafts caused by different Electrical System Faults and Switching Operations", IEEE-PAS, Vol. 97, Sept/Oct 1978, Pág 1965 à 1976.
- [5] - UNDRILL, J.M.; HANNETT, L.N. - "Turbine-Generator Impact Torques in Routine and Fault Operations". IEEE-PAS, Vol. 98, Mar/Abr 1979, pag 618 à 628.
- [6] - JOYCE, J.S.; LAMBRECHT, D. - "Status of Evaluating the Fatigue of Large Steam Turbine-Generators caused by Electrical Disturbance". IEEE-PAS, Vol. 99, Jan/Feb

1980, Pá. 111 à 119.

- [7] - RAMEY, D.G.; SISMOUR, A.C.; KUNG G.C. - "Important Parameters in considering Transient Torques on Turbine-Generator Shaft Systems". IEEE-PAS, Vol. 99, Jan/Feb 1980, Pá. 311 à 317.
- [8] - KRAUSE, P.C.; HOLLOPETER, W.C.; TRIEZENBERG, D.M.; RUSCHE, P.A. - "Shaft Torques during out-of-phase Synchronization"; IEEE-PAS, Vol. 96, Jul/Ago 1977, Pá. 1318 à 1323.
- [9] - MITSCHKE, J.V.; PUSCHE, P.A. - "Shaft Torsional Stress due to Asynchronous Faulty Synchronization", IEEE-PAS, Vol. 99, Set/Out 1980, Pá. 1864 à 1870.
- [10] - HAMMONS, T.J. - "Stressing of Large Turbine-Generators at Shaft couplings and LP Turbine final-stage blade roots following clearance of grid system faults and Faulty Synchronization"; IEEE-PAS Vol. 99, Jul/Ago 1980, Pá. 1652 e 1662.
- [11] - AHLGREN, L.; JOHANSSON, K.E.; GADHAMMAR A; - "Estimated life expenditure of Turbine-Generator shafts at network Faults and risk for subsynchronous resonance in the Swedish 400 kv System". IEEE-PAS, Vol. 97, Nov/Dez, 1978, Pá. 2005 à 2018.

- [12] - RUSCHE, P.A.E. - "Network alternatives to reduce turbine-generator shaft stress". IEEE-PAS, Vol. 98, Mar/Abr. 1979, Págs. 408 à 415.
- [13] - IEEE SUBSYNCHRONOUS RESONANCE WORKING GROUP". - "Proposed Terms and Definitions for Subsynchronous Oscillations". IEEE-PAS. Vol. 99, Mar/Abr 1980, Págs. 506 à 511.
- [14] - WALKER, D.N.; BOWLER, C.E.J.; JACKSON, R.L.; HODGES, D.A. - "Results of Subsynchronous Resonance Test at Mohave". - IEEE-PAS. Vol. 94, Set/Out 1975, Págs. 1878 à 1889.
- [15] - FOUAD, A.A.; KHU, K.T. - "Subsynchronous Resonance Zones in the IEEE "Bench Mark" Power System"; IEEE-PAS, Vol. 97, Mar/Jun 1978, Págs. 754 à 762.
- [16] - GOLDBERG, S.; SCHMUS, W.R. - "Subsynchronous Resonance and Torsional Stress in Turbine-Generator Shafts"; IEEE-PAS, Vol. 98, Jul/Ago 1979, Págs. 1233 à 1237.
- [17] - IEEE SUBSYNCHRONOUS RESONANCE FORCE - "First Benchmark Model for Computer Simulation of Subsynchronous Resonance". IEEE-PAS, Vol. 96, Set/Out 1977, Págs. 1565 à 1572.
- [18] - WASYNCZUK, O. - "Damping Subsynchronous Resonance Using Reactive Power Control". IEEE-PAS, Vol. 100, Março 1981, Págs. 1096 à 1104.

- [19] - BOWLER, C.E.J.; BROWN, P.G.; WALKER, D.N. - "Evaluation of Power Circuit Breaker Reclosing Practices on Turbine-Generator Shafts". IEEE-PAS, Vol. 99, Set/Out 1980, Pág. 1764 à 1779.
- [20] - ZYMLER, B.; SERENO, M.G. - "Metodologia para a Análise dos Efeitos de Esforços Torsionais em eixos de Turbo geradores, em Decorrência de Distúrbios na Rede Elé trica", FURNAS - Centrais Elétricas S.A., Nov/82.
- [21] - M. CANAY, BADEN. - "Stresses in Turbogenerator Sets due to Electrical Disturbances", Brown Boveri Rev, Set/75, Pág. 435 à 443.
- [22] - GROSS, G.; HALL, M.C. - "Synchronous Machine and Torsional Dyna mics Simulation in the Computation of Electromagnetic Tran sients", IEEE-PAS, Vol. 97, Jul/Ago 1978, Pág. 1074 à 1086.
- [23] - ANDERSON, P.M.; FOUAD, A.A. - "Power System Control and Stability", The Iowa State University Press, Iowa, USA, 1977.
- [24] - JACKSON, M.C.; UMANS, S.D.; DUNLOP, R.D.; HOROWITZ, S.H., PARIKH, A.C. - "Turbine-Generator Shaft Torques and Fatigue: Part I - Simulation Methods and Fatigue Ana lysis", IEEE-PAS, Vol. 98, Nov/Dez 1979, Pág. 2299 à 2307.

- |25| - WASYNCZUK, O. - Damping Shaft Torsional Oscillations With application to High Speed Reclosure", IEEE-PAS, Vol. 100, Mar 1981, Pág. 1089 à 1095.
- |26| - DA ROSA, E.; LEAL, L.C.M. - "Estudos de Métodos Usados em Análise de Fadiga", CNEN - GRANTE-CTC/UFSC, Jul 1977.
- |27| - LOKAY, H.E.; RAMEY, D.G.; BROSE, W.R. - "Turbine-Generator shaft loss-of-life Concepts for Power System Disturbances", Proceedings of the American Power Conference, Vol. 40, 1978, Pág. 1106 à 1115.
- |28| - FUCHS, H.O.; STEPHENS, R.I. - "Metal Fatigue in Engineering", Capítulo 10, Pág. 188 à 205.
- |29| - KACHANOV, L.M. - "Fundamentals of the Theory of Plasticity", Mir Publishers, Moscow, 1974, Pág. 131 à 147.
- |30| - TECHNICAL REPORT ON FATIGUE PROPERTIES - SAE J1099, SAE Information Report, Society of Automotive Engineers, Pág. 4.57 à 4.65.
- |31| - SANTANA, J.L.; DA ROSA, E. - "Um Algoritmo Computacional para a Contagem de Ciclos de Fadiga em Carregamento Aleatório", 4º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais-CBECIMAT, Dez 1980, trabalho nº B-14, Pág. 365-374.

- |32| - SANTANA, J.L. - "Simulação do Crescimento de Trincas de Fadiga", Tese de Mestrado Eng<sup>a</sup> Mecânica UFSC, Jan 1980, Pág. 113 à 128.

## A P Ê N D I C E

São apresentadas neste apêndice os significados de alguns termos utilizados neste trabalho.

## CARGA AXIAL

É uma carga cuja força resultante passa pelo centro de gravidade da secção.

## CARGA DE FLEXÃO ALTERNANTE

Carga cíclica de flexão com alternância de sinal.

## CARGA NORMAL

Tensão que age normalmente à superfície da peça.

## CICLO DE TENSÃO

É igual a duas reversões.

## CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO

Ocorre em pontos localizados quando existe uma descontinuidade na peça.

## DANO

Representa o grau de comprometimento da resistência à fadiga da peça devido a ação de um carregamento cíclico; de acordo com a teoria linear de acúmulo de dano ele é dado pela expressão (4.2).

### DEFORMAÇÃO ELÁSTICA

Parte da deformação que é proporcional à tensão.

### DEFORMAÇÃO PLÁSTICA

É a deformação total menos a deformação elástica.

### DESCARBONETAÇÃO

É uma perda superficial de átomos de carbono da peça; geralmente implica em redução da resistência mecânica.

### DUTILIDADE

É a capacidade do material em se deformar plasticamente.

### ENCRUAMENTO

Aumento da resistência mecânica.

### ENSAIO CÍCLICO

É um ensaio onde o carregamento varia ciclicamente.

### ENSAIO MONOTÔNICO

Ensaio realizado em corpos de prova onde o carregamento é função monotonicamente crescente.

### ESCOAMENTO

É a presença de deformações plásticas macroscópicas.

## ESTADO TRIAXIAL DE TENSÕES

Quando as três tensões principais não são nulas, tensões estas que são os autovalores do tensor tensão.

## FADIGA

É a falha progressiva de uma estrutura quando sujeita à cargas cíclicas, pela formação e crescimento de trincas internas ao material.

## FALHA POR FADIGA

Neste trabalho considera-se como o aparecimento de uma trinca de tamanho macroscópico.

## PLASTICIDADE

É o estudo do comportamento mecânico de um material, quando no seu interior ocorrem deformações plásticas.

## REVERSÃO

É a mudança de sinal da derivada da tensão.

## RUPTURA DO EIXO

Neste trabalho indica o aparecimento de deformações plásticas de tamanho macroscópico.

## TENSÃO MECÂNICA

$$\lim_{A \rightarrow 0} \frac{F}{A} = \frac{dF}{dA}$$

### TENSÃO CISALHANTE

É uma componente do vetor tensão, que tende a provocar o escorregamento entre planos adjacentes do material.

### TENSÕES RESIDUAIS

Tensões pré-existent no interior do material, que podem ser resultantes de um processo de fabricação da peça, ou provenientes da própria montagem da peça e também de carregamentos anteriores. Sempre vão ser provocadas por deformações remanescentes na peça.