UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ÁGRÍCOLA

ANÁLISE DE TORQUES E VIBRAÇÕES TORCIONAIS

DE EQUIPAMENTO PARA CULTIVO MÍNIMO

<u>DE CANA DE AÇÚCAR</u>

FERNANDO ALVAREZ MEJÍA

ORIENTADOR: PROF.DR.OSCAR ANTONIO BRAUNBECK

TESE APRESENTADA À FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGR<u>Í</u> COLA, DA UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS - UNICAMP - COMO PA<u>R</u> TE DOS REQUISITOS EXIGIDOS PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA AGRÍCOLA.

1983

MIDLINTERA (FNTRAL

NICAM

A minha esposa, Maria Teresa e minhas filhas, Erika e lara

•

AGRADECIMENTOS...

- ... à Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola, pela oportunidade;
- ... à Universidade Nacional da Colômbia, Cam pus Medellín, pelo suporte a este progra ma de estudos;
- ... à COPERSUCAR, pela colaboração durante o desenvolvimento deste trabalho;
- ... ao orientador Prof. Dr. OSCAR A.BRAUNBECK, pelos valiosos ensinamentos e apoio duran te toda a realização deste trabalho;
- ... aos Engenheiros, Técnicos e Funcionários do GEPROM (DEM/FEC/UNICAMP), pela recep tividade e colaboração ilimitada;
- ... aos Engenheiros Tomás Aquino Ferreira, Sérgio Luiz Zarpellon e Olívio Novaski, do Centro de Tecnologia da UNICAMP, pela assistência oferecida;
- ... ao Engenheiro José Guilherme Perticarrari, pelo hábil assessoramento aos ensaios de campo;
- ... ao Professor Inácio M. Dal Fabbro, pelas suas orientações e sugestões, não somen te durante o desenvolvimento deste traba lho, mas também durante minha permanência na UNICAMP;
- ... aos Professores da Área de Maquinas Agrí colas, Cheu Shang Chang, Antonio C. de O. Ferraz e Philippus C.A. Segeren, pelas <u>o</u> portunas sugestões;
- ... ao Engenheiro Nelson Luis Capelli, pelo apoio em todos os momentos;
- ... aos meus pais, Luis Olivo e Isabel,e aos meus irmãos, pelo carinho e confiança;

.../.

... à M. Júlia, pelo eficiente trabalho de da tilografia;

. . .

O autor deixa explicito, de forma enfática, um profundo e sincero agradecimento ao Professor José Roberto de França Arruda (Deptº de Engenharia Mecânica), o qual não poupou esforços em suas sugestões e inequivoca dedicação.

ÍNDICE

| | ÍNDICE DE TABELAS | 111 |
|---|--|------|
| | ÍNDICE DE FIGURAS | iv |
| | SIMBOLOGIA | viii |
| | RESUMO | х |
| | SUMMARY | хi |
| · | CAPÍTULO 1 | 1 |
| | 1.1 - INTRODUÇÃO | 1 |
| | 1.2 - OBJETIVOS | 2 |
| | CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | Ļ |
| | CAPÍTULO 3 - MATERIAIS E MÉTODOS | 11 |
| | 3.1 - MATERIAIS - EQUIPAMENTOS | 11 |
| | 3.1.1 - TRATOR 3.1.2 - IMPLEMENTO SULCADOR-SUBSOLADOR-DESTE <u>R</u> ROADOR-ADUBADOR DE UMA LINHA (MODELO CO | 1 |
| | PERSUCAR) | 11 |
| | 3.1.3 - TORQUÍMETRO E ANEL COLETOR | 12 |
| | 3.1.4 - PONTE AMPLIFICADORA | 14 |
| | 3.1.5 - GRAVADOR DE FITA MAGNÉTICA | 14 |
| | 3.1.6 - GERADOR PORTATIL | 16 |
| | $3.1.7 - ANALISADUR DE FOURIER \dots$ | 16 |
| | | 10 |
| | 3.2 - METODOS | 17 |
| | 3.2.1 - CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO | 17 |
| | 3.2.2 - REGISTRO DOS DADOS | 17 |
| | 3.2.2.1 - NO CAMPO | 17 |
| | 3.2.2.2 - NO LABORATORIO | 19 |
| | • | ••/• |

| | 3.2.3 - REPRODUÇÃO DOS DADOS | 19 |
|-----------|--|----|
| | CONJUNTO TRATOR-IMPLEMENTO | 21 |
| | 3.2.4.1 - MÉTODO DE HOLZER | 21 |
| | 3.2.4.2 - MODELO SIMPLIFICADO | 25 |
| CAPÍTULO | 4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES | 28 |
| | 4.1 - DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS | 28 |
| | 4.1.1 - MÉTODO DE HOLZER | 28 |
| | 4.1.2 - MODELO SIMPLIFICADO | 32 |
| | 4.1.3 - VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL | 33 |
| | 4.2 - REGISTROS DE TORQUE | 37 |
| | 4.3 - DENSIDADE E DISTRIBUIÇÃO DE PROBABILIDADE DE | |
| | TORQUE | 57 |
| | 4.4 - ANÁLISE DOS ESPECTROS DE FREQUÊNCIA | 77 |
| CAPÍTULO | 5 - CONCLUSÕES 1 | 00 |
| CAPÍTULO | 6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 1 | 02 |
| APÊNDICE | A 1 | 06 |
| APÊNDICE | Β1 | 13 |
| APÊNDICE | C | 14 |
| APÊNDICE | D 1 | 15 |
| ANEXO 1 . | | 17 |
| | | |
| | | |

• • •

ÍNDICE DE TABELAS

| TAB. Nº | TÍTULO | PÁG. |
|---------|---|------|
| 2.1 | Resumo das relações torque máximo/torque médio imposto na TDP do trator por máquinas colhed <u>o</u> ras e enfardadoras de forragem | 6 |
| 2.2 | Inércia e valores de rigidez referidos à TDP . | 9 |
| 4.1.1 | Momentos de Inércia e constantes de rigidez | 29 |
| 4.1.2 | Momentos de Inércia e constantes de rigidez da Fig. 4.1.a | 31 |
| 4.1.3 | Valores obtidos da primeira frequência natural do sistema torcional | 33 |
| 4.2.1 | Resumo das características de potência e torque nos diferentes ensaios | 38 |
| 4.4.1 | Análise de frequências nos diferentes ensaios | 78 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| FIG. Nº | τίτυιο | PÁG. |
|---------|--|------|
| 2.1 | Valores máximo e mínimo de velocidade angular | |
| | para um eixo com uma junta cardânica simples | |
| | em função do ângulo $	heta$ da junta | 7 |
| 2.2 | Modelo simplificado da linha de transmissão | |
| | trator/enxada rotativa | 9 |
| 3.1 | Desenho da caixa de transmissão de implemento | |
| | para cultivo mínimo de cana de açúcar (SSD-1, | |
| | COPERSUCAR) | 13 |
| 3.2 | Conjunto de medição | 15 |
| 3.3 | Analisador de Fourier | 15 |
| 3.4 | Representação esquemática do sistema para o | |
| | registro dos dados de campo | 18 |
| 3.5 | Ensaio de campo | 18 |
| 3.6 | Ensaio de laboratório | 2 0 |
| 3.7 | Excitação do sistema mediante carga de impa <u>c</u> | |
| | to com martelo de borracha | 20 |
| 3.8 | Configuração do sistema para a obtenção dos e <u>s</u> | |
| | pectros de frequência (DEP) | 22 |
| 3.9 | Esquema da linha de transmissão de potência . | 23 |
| 3.10 | Modelo simplificado da linha de transmissão p <u>e</u> | |
| | la TDP | 25 |
| 4.1.a | Sistema equivalente de eixo único da linha de | |
| | transmissão de potência | 30 |
| 4.1.b | Modelo simplificado do sistema torcional do | |
| | conjunto `trator-implemento | 30 |
| 4.1.2 | Resposta ao impulso. TDP bloqueada e facas ex | |
| | citadas com martelo de borracha | 34 |
| 4.1.3 | Integral de Fourier da resposta ao impulso p <u>a</u> | |
| | ra baixas frequências (0-120 Hz) | 35 |

.../.

| FIG. Nº | TÍTULO | PÁG. |
|---------|---|-------|
| 4.1.4 | Integral de Fourier da resposta ao impulso p <u>a</u> | |
| | ra altas frequências (0-2,4 KHz) | 36 |
| 4.2.1 | Registro do torque para o ensaio Nº 1 | 39 |
| 4.2.2 | Registro do torque para o ensaio Nº 2 | 40 |
| 4.2.3 | Registro do torque para o ensaio Nº 3 | 41 |
| 4.2.4 | Registro do torque para o ensaio Nº 4 | 42 |
| 4.2.5 | Registro do torque para o ensaio Nº 5 | 43 |
| 4.2.6 | Registro do torque para o ensaio Nº 6 | 44 |
| 4.2.7 | Registro do torque para o ensaio Nº 7 | 45 |
| 4.2.8 | Registro do torque para o ensaio Nº 8 | 46 |
| 4.2.9 | Registro do torque para o ensaio Nº 9 | 47 |
| 4.2.10 | Registro do torque para o ensaio Nº 10 | 48 |
| 4.2.11 | Registro do torque para o ensaio Nº 11 | 49 |
| 4.2.12 | Registro do torque para o ensaio Nº 12 | 50 |
| 4.2.13 | Régistro do torque para o ensaio Nº 13 | 51 |
| 4.2.14 | Registro do torque para o ensaio Nº 14 | 52 |
| 4.2.15 | Registro do torque para o ensaio Nº 15 | 53 |
| 4.2.16 | Registro do torque para o ensaio Nº 16 | 54 |
| 4.2.17 | Registro do torque para o ensaio Nº 17 | 55 |
| 4.2.18 | Registro do torque para o ensaio Nº 18 | 56 |
| 4.3.1 | Densidade e distribuição de probabilidade no | |
| | ensaio Nº 1 | 59 |
| 4.3.2 | Densidade e distribuição de probabilidade no | |
| | ensaio Nº 2 | 60 |
| 4.3.3 | Densidade e distribuição de probabilidade no | |
| | ensalo Nº 3 | 61 |
| 4.3.4 | Densidade e distribuição de probabilidade no | 60 |
| | | 02 |
| 4.2.2 | ensaio Nº 5 | 63 |
| | | · · · |

| FIG. Nº | τΙτυιο | PÁG. |
|---------|---|-------------|
| 4.3.6 | Densidade e distribuição de probabilidade no ensaio Nº 6 | 64 |
| | | 04 |
| 4.3./ | Pensidade e distribuição de probabilidade no | 65 |
| 438 | Nensidade e distribuição de probabilidade, po | |
| | ensaio Nº 8 | 66 |
| 4.3.9 | Densidade e distribuição de probabilidade no | |
| | ensaio Nº 9 | 67 |
| 4.3.10 | Densidade e distribuição de probabilidade no | |
| | ensaio Nº 10 | 68 |
| 4.3.11 | Densidade e distribuição de probabilidade no | |
| | ensaio Nº 11 | 69 |
| 4.3.12 | Densidade e distribuição de probabilidade no | |
| | ensaio Nº 12 | 70 |
| 4.3.13 | Densidade e distribuição de probabilidade no | |
| | ensaio Nº 13 | 71 |
| 4.3.14 | Densidade e distribuição de probabilidade no | |
| | ensaio Nº 14 | 72 |
| 4.3.15 | Densidade e distribuição de probabilidade no | |
| | ensalo NY 15 | 73 |
| 4.3.16 | Densidade e distribuição de probabilidade no | 7 / |
| 4 2 17 | | /4 |
| 4.2.17 | ensaio Nº 17 | 75 |
| 4318 | Densidade e distribuição de probabilidado, po | 12 |
| 1 | ensaio Nº 18 | 76 |
| 4,4 | a) Torque gerado por cada faca | 79 |
| | b) Torque resultante de um conjunto de quatro | • <i>**</i> |
| | facas sobre uma mesma flange | 79 |
| | c) Espectro de frequências do sinal do torque | |
| | resultante | 79 |

vi

.../.

| FIG. Nº | TITULO | | | | | | | | PÁG. |
|---------|----------|----|-------------|------|---|--------|----|----|------|
| 4.4.1 | Espectro | de | frequências | para | о | ensaio | Nò | 1 | 82 |
| 4.4.2 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nọ | 2 | 83 |
| 4.4.3 | Espectro | de | frequências | para | o | ensaio | Nò | 3 | 84 |
| 4.4.4 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | NĢ | 4 | 85 |
| 4.4.5 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nộ | 5 | 86 |
| 4.4.6 | Espectro | de | frequências | para | о | ensaio | Nò | 6 | 87 |
| 4.4.7 | Espectro | de | frequências | para | о | ensaio | Nộ | 7 | 88 |
| 4.4.8 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nò | 8 | 89 |
| 4.4.9 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | NĢ | 9 | 9 D |
| 4.4.10 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nò | 10 | 91 |
| 4.4.11 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nò | 11 | 92 |
| 4.4.12 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | NĢ | 12 | 93 |
| 4.4.13 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nộ | 13 | 94 |
| 4.4.14 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nộ | 14 | 95 |
| 4.4.15 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nò | 15 | 96 |
| 4.4.16 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nò | 16 | 97 |
| 4.4.17 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nộ | 17 | 98 |
| 4.4.18 | Espectro | de | frequências | para | 0 | ensaio | Nò | 18 | 99 |
| | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | |

.

| SÍMBOLO | TÍTULO | UNIDADE |
|----------------|--|------------------------|
| b | Largura | m |
| DC | Tensão Contínua | V |
| DEP | Densidade Espectral de Potência | (N-m) ² /Hz |
| De | Diâmetro externo | m |
| Di | Diâmetro interno | m |
| f | Frequência de oscilação torcional | Hz |
| fc | Frequência de oscilação torcional de di <u>s</u> co calibrado | Ηz |
| fJL | Frequência de oscilação do conjunto ju <u>n</u> ta cardânica-limitador de torque | Hz |
| f n1 | Primeira frequência natural | Hz |
| fnn | Enésima frequência natural | Ηz |
| g | Aceleração da gravidade | m/s ² |
| G | Módulo de elasticidade à torção | N/m 2 |
| 1 | Massa inercial (momento de inércia) | Kg-m ² |
| l c | Massa inercial (momento de inércia) de c <u>a</u> libração | K g - m ² |
| l c1 | Momento de inércia combinado no modelo simplificado | Kg-m ² |
| I JL | Massa inercial (momento de inércia) do conjunto junta cardânica-limitador de to <u>r</u> que | Kg-m ² |
| ٦ ⁰ | Momento de inércia polar da secção tran <u>s</u> versal | 4 m |
| К | Constante de rigidez torcional | N-m/Rad |
| К _е | Rigidez equivalente | N-m/Rad |
| L. | Comprimento | m |

.../.

| SĨMBOLO | TÍTULO | UNIDADE |
|-----------------|------------------|--------------------|
| m | Massa | Кg |
| mV | Milivolts | 10 ⁻³ V |
| Ρ | Potência | κw |
| t | Tempo | 5 |
| Т | Torque aplicado | N – m |
| Z | Número de dentes | - |
| ρ | Massa específica | Kg∕m ³ |
| π | Constante pi | 3,1416 |
| $\Delta \theta$ | Ângulo de torção | Rad |
| | | |

*

. . .

.

ix

• • •

RESUMO

Um transdutor dinamométrico de torção, acoplado entre um trator de 53 KW e um equipamento para cultivo mí nimo de cana de açúcar, permitiu os registros de torque na tomada de potência (TDP) do trator em diferentes condi ções de operação no campo.

Os sinais elétricos obtidos durante os ensaios foram amplificados, gravados em fita magnética e analis<u>a</u> dos para a obtenção dos gráficos de densidade de probab<u>i</u> lidade do torque e de Densidade Espectral de Potência (DEP) na faixa de 0-50 Hz.

A relação torque máximo/torque médio oscilou en tre 1,6 e 3,3 através das diversas condições operacionais analisadas.

Sobre os espectros obtidos, foram investigadas as frequências nas quais se produzem as maiores amplitu des do torque, comparadas às frequências próprias dos ele mentos que compõem a linha de transmissão de potência. Pa ra os diferentes ensaios, notou-se a existência da frequên cia de excitação correspondente à junta cardânica (1,8Hz), assim como a componente fundamental e correspondentes har mônicas associadas com a função periódica resultante da ação de corte das facas no solo.

As frequências naturais do sistema torcional for ram levantadas através de métodos experimentais e analíticos. A primeira frequência natural foi detectada em $f_{n1} = 20,5$ Hz.

SUMMARY

A torsion dynamometer was installed at the PTO shaft of a 53 KW tractor operating a minimum tillage implement for sugar cane planting. Torque data were amplified and recorded on magnetic tape for direct electronical analysis to obtain probability distribution graphs as well as power spectral density plots in the range of 0 to 50 Hz.

Ratios os maximum/mean torque recorded during the tests varied between 1.6 and 3.3 through the different operating conditions power spectral density graphs were used to identify frequencies associated with maximum torque amplitudes.

Frequencies were detected originating at the PTO universal joints (18 Hz), as well as the fundamental and harmonic components of the periodic torque signal resulting from the action of the rotor blades on the soil.

The natural frequencies of the torcional system (tractor and implement) were obtained using experimental and analitical methods. The first natural frequency found was $f_{n1} = 20,5$ Hz.

CAPÍTULO 1

1.1. INTRODUÇÃO

Pouco esforço tem sido feito para se melhorar os proje tos das linhas de transmissão através da TDP de tratores agrícolas, porém, com a tendência de se operar máquinas mais complexas que tr<u>a</u> balham com elevadas potências e a altas velocidades e com a motiv<u>a</u> ção de se projetar máquinas para o sistema de cultivo mínimo, sur ge a necessidade para se melhorar os métodos dos projetos das li nhas de transmissão.

No campo agrícola se encontram combinações trator-equipa mento que não são satisfatoriamente compatíveis sob o ponto de vi<u>s</u> ta do comportamento oscilatório da carga torcional transmitida. Um estudo [16] do conjunto trator-implemento, mostra que os danos ou falhas podem ser classificados em cinco tipos:

- Danos resultantes da operação com a máquina impropria mente engatada ao trator;
- ii. Danos devidos à insufiência telescôpica da junta car dânica ou ao ângulo fechado que a junta alcança quan do faz um giro;
- iii. Falhas devidas aos esforços laterais aplicados à TDP por correias em V ou transmissões por correntes liga das diretamente à TDP;
- iv. Falhas por fadiga devidas as cargas torcionais flutu antes encontradas em relativamente altas frequências;
 - v. Falhas devidas a cargas de choque de uma magnitude que excede à resistência estática do mecanismo.

As experiências ganhas de outras aplicações de linhas de transmissão que requerem altos torques, nem sempre são suficientes, devido às condições particulares nas quais operam as linhas de tran<u>s</u> missão agrícolas. No campo, a máquina está exposta a flutuações de torque devidas à variabilidade das propriedades do solo que resul tam de seu grau de compactação, textura, condição estrutural, teor de umidade, e fundamentalmente da presença de obstáculos tais co mo pedras ou raízes remanescentes do desmatamento.

Uma outra dificuldade é que a máquina deve ser projetada para operar com diversos tipos de tratores, cada um com diferentes características de transmissão; assim sendo, as frequências natu rais do sistema combinado variam de um caso para outro.

Um dos requerimentos fundamentais para o desenvolvimento de máquinas agrícolas é predizer suas características de vibração no estágio de projeto. Outro requerimento é o conhecimento das fai xas de variação do torque sobre uma ampla faixa de condições de cam po.

O torque médio está associado especificamente com a ener gia transmitida na TDP, o torque máximo entra no dimensionamento das peças e na seleção do limitador de torque, e a relação torque máximo/torque médio é um parâmetro associado com o tipo de máquina e que pode, assim, ser usado em novos projetos para a estimação do torque máximo em função do torque médio calculado pela demanda de potência estimada para o acionamento do protótipo em estudo.

Os gráficos de Densidade Espectral de Potência (DEP) do sinal de torque medido na TDP, permitem localizar as frequências dominantes e sua importância em ordem de magnitude para o dimensio namento contra falhas por ressonância e fadiga, assim como a detec ção de componentes mecânicos causantes de oscilações torcionais que podem ser diminuídas ou eliminadas atravês de modificações no pro jeto.

1.2. OBJETIVOS

 Medida e análise do torque máximo, torque médio, tor que mínimo e da relação torque máximo/torque médio na linha de transmissão de implemento para cultivo míni

- 2 -

mo de cana de açúcar (SSD-1, Copersucar), acoplado ã TDP do trator.

2. Análise das frequências predominantes no sinal regi<u>s</u> trado, investigando sua origem.

.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Hansen [16], em 1952, foi um dos primeiros pesquisadores que estudou a dinâmica torcional da linha de transmissão trator-mā quina, com a finalidade de explicar os altos picos de torque que a parecem em várias máquinas. Trabalhou sobre duas séries de medições:

- 0 momento de inércia do volante, embreagem e girabre guim do motor do trator montados como uma unidade;
- As características de deformação angular-carga estáticas da TDP do trator.

Ele encontrou que picos de torque acima de duas vezes o torque de operação médio, ocorrem quando se dá o arranque ou devi do ao bloqueio durante o trabalho em condições de sobrecarga. Con clui que os picos de torque dependem de vários fatores:

- Quantidade de energia acumulada nas componentes que giram do trator e do implemento;
- 2. Rigidez dos eixos da transmissão;
- 3. Potência disponível na TDP;
- 4. Potência requerida para operar o equipamento.

Os problemas da vibração torcional poderiam ser evitados. segundo o autor, por um estudo mais cuidadoso da dinâmica das li nhas de transmissão no estágio do projeto. Concluiu que um limita dor de torque na linha de transmissão é esssencial para evitar al tos torques devido à inércia das partes rotativas do motor durante os bloqueios rápidos.

Em 1960, Mazziotti [24], e em 1980, Schwerdlin e Eschl<u>e</u> man [32] analisaram as possíveis fontes de excitação torcional que produzem frequências forcadas e condições de ressonância dentro da

linha de transmissão de potência. Concluiram que um acoplamento flexível, devidamente selecionado, reduz ou elimina muitos proble mas associados com a vibração. Na mesma forma, Hilton e Chestney [17] constataram através do espectro de frequências (DEP) que a in clusão de um acoplamento elástico na linha de transmissão duma еn xada rotativa acionada por trator, reduz a importância de certas frequências atenuando as amplitudes a níveis inferiores. Apesar de outras medidas de torque terem sido feitas na TDP do trator, elas não incluem com suficientes detalhes os picos e níveis instantâneos do torque como no trabalho de Hansen [16]. Não obstante, Pearson [28] em 1971, mediu o torque imposto sobre um grupo de 12 máquinas со lhedoras e enfardadoras de forragem e calculou a distribuição de amplitudes e as curvas de Densidade Espectral de Potência (DEP).En controu que, para maquinas rotativas durante trabalho normal, a re lação torque máximo/torque médio foi tipicamente de 1,5 ; enquanto que para máquinas reciprocantes, essa relação oscilou de 2,6 a 3,6 (Tabela 2.1).

A enxada rotativa tem sido objeto de várias medidas. Ho ward [18] encontrou que, em condições de trabalho normal, a relação torque máximo/torque médio para uma enxada rotativa foi tipicamen te de 1.8, mas em condições difíceis poderia chegar a 3; conclui o autor que os picos de torque foram influenciados pelos mesmos fa tores citados por Hansen [16].

Ghosh [15], interessado nos requerimentos de potência de uma enxada rotativa, encontrou uma expressão para predizer o to<u>r</u> que em solos arenoso e argiloso com teor de umidade entre 10-28% :

$$T = K_1 + K_2 - \frac{d.v}{w}$$
 (2.1)

onde: K₁ = 105 - 120, lb-ft K₂ = 7500 - 8900, min h lb-ft/pol milha W = rotação do rotor, rpm d = profundidade de trabalho, in v = velocidade de deslocamento, milha/h T = torque, lb-ft

Tabela 2.1 - Resumo das relações torque máximo/torque médio impos to na TDP do trator por máquinas colhedoras e enfar dadoras de forragem, Pearson [28].

| Mãquina | Relação (Torque máximo/Torque médio) |
|-------------------------|---|
| Picadora de forragem | 1,9 |
| Segador Rotativo A | 1,5 |
| Segador Rotativo B | 2,4 |
| Roçadora rotativa | 1,5 |
| Roçadora Reciprocante | 3,1 |
| Segadora condicionadora | 3,1 |
| Colhedora de forragem A | 1,6 |
| Colhedora de forragem B | 1,4 |
| Colhedora de forragem C | 1,4 |
| Enfardadora A | 2,8 |
| Enfardadora B | 3,6 |
| Enfardadora C | 2,6 |

Beeny and Greig [3] mediram a eficiência da linha de transmissão de uma enxada rotativa, a qual variava de 81.3% a 87.8% para velocidades do rotor de facas de 85 rpm a 225 rpm e valo res do torque entre 678 N-m e 813 N-m. Eles também estudaramo efei to das juntas Hooke na linha de transmissão da enxada rotativa e encontraram flutuações de torque de 40% a 160% da média, quando o ângulo da junta era maior de 15 graus.

- 6 -

£rolla [8] encontrou que as juntas Hooke operando em ân gulo, introduzem flutuações de torque na linha de transmissão numa frequência de duas vezes a rotação do eixo. Se esta frequência co incide comuma frequência natural do conjunto trator-implemento, en tão uma grande amplitude de flutuação do torque poderia ser espera da naquela frequência.

Burkhalter e Mazziotti [6] mostram que as característi cas de remação angular não uniforme das juntas tipo cardânica, pro duzem flumuações no torque, resultando em excitações torcionais e inerciais sobre o eixo propulsor e sobre os suportes dos eixos.

As características de torque e velocidade com a variação do ângulo da junta Hooke são bem conhecidas [12,21,22,23,30].A Fig. 2.1 mostma a variação de velocidades com o ângulo da junta cardân<u>i</u> ca θ para operação de TDP a 540 e 1000 rpm [30].



Fig. 2.1 – Valores máximo e mínimo de velocidade angular para um eixo com uma junta cardânica simples em função do $\hat{a}_{\underline{n}}$ gulo θ da junta, Reimer [30].

Morrel [25] descreve o desenvolvimento da tomada de potê<u>n</u> cia de tratores agrícolas, incluindo as recomendações e padroniz<u>a</u> ções ASAE, e mostra a tendência de hoje para se estudar os ângulos desiguais das juntas cardânicas durante os giros fechados. Essa d<u>e</u> sigualdade causa vibração torcional, particularmente se há forças axiais sobre a linha de transmissão.

Hilton e Chestney [17] mediram o torque na linha de tran<u>s</u> missão de duas enxadas rotativas e registraram picos de torque de 1243 N-m. Concluiram que o limitador de torque, recomendado pelo f<u>a</u> bricante, estaria sub-dimensionado para limitar os picos de torque em condições severas de operação. Algumas das flutuações de torque foram devidas à transmissão estar sendo excitada em frequências re<u>s</u> sonantes.

Freeman [14] mediu o torque máximo e mínimo para uma enxa da rotativa de 1016 N-m e 224 N-m, e um torque médio de 447 N-m, concluindo que a linha de transmissão poderia ser construída mais robusta para resistir aos altos picos, quando o desempenho do limi tador de torque não fosse satisfatório.

Crolla e Chestney [10] fizeram um estudo das característi cas de torque de 21 máquinas diferentes acopladas à TDP do trator. O torque foi analisado pelo cálculo da distribuição de amplitudes e pelas curvas de Densidade Espectral de Potência (DEP) para cada máquina, visando obter informações sobre as componentes da amplit<u>u</u> de e da frequência na linha de transmissão. As diferentes caract<u>e</u> rísticas mostradas para várias máquinas foram analisadas e os co<u>m</u> ponentes da linha de transmissão, tais como junta cardânica, facas, lâminas ou barras que causam flutuações em frequências particul<u>a</u> res foram identificadas.

Segerem [33], trabalhando com uma enxada rotativa acopl<u>a</u> da a um trator, constatou através do espectro de frequências (DEP) a existência de componentes de frequências de 12 Hz, 18 Hz, 52,5 Hz e uma faixa de frequências naturais entre 17 e 21 Hz. Concluiu que os efeitos inerciais das massas contidas na transmissão da TDP p<u>o</u> dem gerar picos de torque que chegam a 2,83 vezes os valores médios. Equacionou o problema através de um modelo massa-mola de 1 (um) grau de liberdade, considerando as relações de engrenagens na linha de transmissão.

Hilton e Chestney [17] assumiram que a linha de transmis são do conjunto trator-enxada rotativa poderia ser reduzida ao mo delo com dois graus de liberdade da Fig. 2.2, onde a inércia do mo tor é considerada infinita e consequentemente pode ser considerada como um engastamento. Os momentos de inércia e coeficientes de ri gidez do modelo são mostrados na Tabela 2.2.



Fig. 2.2 - Modelo simplificado da linha de transmissão trator/enxada rotativa

| Rotação do rotor (rpm) | k ₂ N-m/rad | l ₂ Kg-m ² (Estimado) |
|------------------------------|---------------------------|---|
| 122 153 172 | 2300 3500 4150 | 0.103 0.162 0.205 |
| 216 | 6400 | 0.324 |

$$k_1 = 7150 \text{ N-m/rad} (\text{Medido})$$

 $l_1 = 0.116 \text{ Kg-m}^2 (\text{Estimado})$

Tabela 2.2 - Inércia e valores de rigidez referidos à TDP, Hilton e Chestney [17].

- 9 -

Usando o modelo da Fig. 2.2, e mudando a relação de tran<u>s</u> missão na caixa de engrenagens da enxada rotativa, resultaram fr<u>e</u> quências naturais de 15.5 Hz (alta rotação do rotor) e 19.8 Hz(ba<u>i</u> xa rotação do rotor). Componentes predominantes de 8,1; 11,7; 15,8; 17,4 e 19,4, resultaram da análise. (DEP) dos registros de torque.

Para a determinação de frequências naturais de um siste ma torcional com muitos graus de liberdade é usado o método de Hol zer, baseado em suposições sucessivas da frequência natural do sis tema. Seto [34] e Thomson [35] descrevem o método de Holzer para o sistema torcional engrenado.

CAPÍTULO 3

MATERIAIS E MÉTODOS

3.1. MATERIAIS - EQUIPAMENTOS

3.1.1. TRATOR

O trator utilizado foi um Massey-Ferguson, modelo MF85X, com embreagem dupla de 2 discos secos, sendo um de 305×10^{-3} m de diâmetro para a transmissão e um de 245×10^{-3} m de diâmetro para a tomada de potência (TDP); caixa de mudanças com 8 marchas à frente e 2 à ré em engrenagens de dentes retos e conjunto de reduzida op<u>e</u> rando por alavanca.

> Relação de reduções: Da caixa de mudanças (reduzida) 1:1 e 4:1 Da coroa e pinhão 3,455:1 Dos cubos epicíclicos 3,14:1 (3 pinos) Redução total 10,8:1

As marchas utilizadas nos ensaios de campo foram 1ª, 2ª e 3ª, com velocidades de avanço nominal de 0,63, 0,94 e 1,72 m/s , respectivamente, para uma rotação do motor do trator de 2000 rpm.

O motor do trator é um motor Diesel Perkins A4-248 de 4 tempos, 4 cilindros verticais em linha, rotação máxima de 2200 rpm e marcha lenta de 600 rpm.

Potência (SAE bruta) 53 KW e o momento torçor máximo de 278,3 N-m a 1300 rpm.

3.1.2. IMPLEMENTO SULCADOR-SUBSOLADOR-DESTERROADOR-ADUBADOR DE UMA LINHA (MODELO COPERSUCAR)

Foi utilizado um equipamento que efetua as operações de subsolagem e sulcação, simultaneamente com uma operação de dester roamento através de enxada rotativa. As especificações do implemen to são [19]:

> - Espaçamento : 1,4 m - Profundidade de subsolagem : até 55×10^{-2} m - Profundidade de desterroamento : 20×10^{-2} a 25×10^{-2} m - Largura de desterroamento : 35×10^{-2} m - Número de facas desterroadoras por linha : 4 ou 8 - Velocidade tangencial de corte : 5,5 m/s - Passo de corte : 7×10^{-2} a 10^{-1} m com 4 facas/linha 3×10^{-2} a 5×10^{-2} m com 8 facas/linha - Segurança : Parafuso de corte no subsolador e limitador de torque na TDP - Transmissão : Engrenagem cônica reta M-8 : Engrenagem dentes retos M-7 - Tipo de subsolador : parabólico - Potência de acionamento : maior que 44,7 KW/linha, пo motor - Capacidade operacional : 0,5 - 0,85 Ha/h.

0 desenho da caixa de transmissão está mostrado na Fig. 3.1.

3.1.3. TORQUÍMETRO E ANEL COLETOR

Foi utilizado o dinamômetro de torção e anel coletor cons truídos por Segeren [33], com as seguintes características:

TORQUÍMETRO:

- Elemento sensível tubular de INOX 304, com eixo estria do segundo a padronização da ABNT P-PB-83 para tomadas de potência.

- 13 -



Fig. 3.1 - Desenho da caixa de transmissão de implemento para cul tivo mínimo de cana de açúcar (SSD-1, COPERSUCAR).

- Dimensões parte sensível: $D_e = 45 \times 10^{-3} \text{ m}$ $D_i = 16,5 \times 10^{-3} \text{ m}$

Comprimento total (luva + elemento sensível + eixo estria do) = 200 x 10^{-3} m

- Quatro extensômetros (Micro-measurement ED-DY-125 AD-350)

ANEL COLETOR:

- Lebow, Mod. 6129-4, ASSOC. INC. TROY. Michigan, quatro canais e duas escovas de platina por canal.
- Dimensões:

Diâmetro interno de furo de anel

 $D_{1} = 50,8 \times 10^{-3} m$

Comprimento ℓ de 100 x 10⁻³ m

3.1.4. PONTE AMPLIFICADORA

A ponte amplificadora, Modelo PR9308, Carrier Frequency Bridge da Phillips, fornece para a alimentação da ponte de Wheat<u>s</u> tone 1,2,5 ou 10V em uma onda portadora de 5 KHz e amplifica o si nal com sensibilidades de tensões que vão desde 0,1 à 200 mV para fundo de escala, sendo que esta, na saída, é de 1V em CC.

A ponte foi alimentada com bateria de 24 V DC.

3.1.5. GRAVADOR DE FITA MAGNÉTICA

O gravador de fita magnética Hewlett Packard, Modelo HP 3964A, dispõe de recursos para gravar ou reproduzir em oito veloci dades da fita, que vão desde 0,012 à 0,381 m/s, em quatro canais si multaneamente, em modulação de frequência.

A Fig. 3.2 mostra o conjunto de medição e registro de tor que: Ponte amplificadora, torquímetro e gravador de fita magnética.



Fig. 3.2 - Conjunto de medição e registro do torque: Ponte ampl<u>i</u> ficadora, torquimetro e gravador de fita magnética.



Fig. 3.3 - Analisador de Fourier. Sistema Hewlett-Packard 5451C.

3.1.6. GERADOR PORTÁTIL

Para alimentar o gravador de fita magnética, foi usado um gerador portátil Honda EG 1500, com as seguintes especificações téc nicas:

- Potência (AC) : MÁX. 1500 W/1,5 KVA; NOM. 1200 W/1,2 KVA

- Frequência : 60 Hz
- Cilindrada : 197 CC
- Potência : 3.725 KW

3.1.7. ANALISADOR DE FOURIER

O sistema Hewlett-Packard 5451C compõe-se de filtros pa<u>s</u> sa-baixo anti-rebatimento ("anti-aliasing"), conversor analógico digital de 4 canais, "hardware" para obtenção da transformada de Fourier discreta (TFD) via transformada de Fourier rápida (TFR),m<u>i</u> ni-computador HP 21 MX com 64 K de memoria, unidade de disco magn<u>e</u> tico, terminal de vídeo e registrador x-y digital (Fig. 3.3).

Com esta configuração, o sistema está habilitado para re<u>a</u> lizar análise espectral de correlação e estatística na faixa de fr<u>e</u> quências de 0 a 50 KHz.

3.1.8. MINI-COMPUTADOR

Para o cálculo das frequências naturais da transmissão foi usado um mini-computador HP 9845 A com 65K bytes de memória central, e unidades de fita do tipo mini-cassete com 216K bytes acessíveis cada uma, impressora térmica e um registrador x-y digital, trab<u>a</u> lhando com linguagem BASIC.

3.2. MÉTODOS

3.2.1. CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO

Foi verificada a calibração do torquímetro, feita por Se gerem [33], até 1,470 N-m com os extensômetros acoplados à ponte am plificadora com sensibilidades de 10×10^{-3} V e 20×10^{-3} V (fundo de escala) e uma tensão de alimentação da ponte de 10 V.

Para o desenvolvimento deste trabalho, utiliza-se a cur va de calibração do trabalho anterior, com um fator experimental de sensibilidade do dinamômetro de $0,994 \times 10^{-3}$ mV/(V N-m).

3.2.2. REGISTRO DOS DADOS

3.2.2.1. NO CAMPO

Os testes foram realizados no Centro de Tecnologia Esta ção de Sertãozinho (Copersucar), num solo tipo LVE, sobre cana so ca de quarto corte eliminada com glifosato (Rand-up), segundo reco mendado para o plantio de cana-de-açúcar pela técnica de cultivo mí nimo.

O equipamento foi acoplado ao trator e o dinamômetro de torção foi incluído no eixo de transmissão de potência do trator para o implemento. A ponte amplificadora foi montada convenient<u>e</u> mente sobre o trator, visando ligar o torquímetro atravês de um c<u>a</u> bo de comprimento 4,8 m e evitando-se assim, as interferências do sinal por cabo comprido ou por superposição de cabos.

Desta forma, o gravador de fita magnética ficou num $l\underline{u}$ gar fixo no campo, desenvolvendo-se os ensaios num percurso de 60 m (Fig. 3.4 e Fig. 3.5).

O sinal de torque foi gravado no canal 1, com uma veloci dade de fita de 0,095 m/S. Foram feitos 18 ensaios com diferentes velocidades de avanço do trator, velocidades de rotação do motor e



Fig. 3.4 - Representação esquemática do sistema para o registro dos dados no campo

Fig. 3.5 - Ensaio de campo para o registro de dados de torque em fita magnética variando o número de facas do rotor de 4 para 8. A Tab. 4.2.1 apr<u>e</u> senta os parâmetros utilizados nos ensaios.

3.2.2.2. No LABORATÓRIO

Foram feitos ensaios em vazio e com excitação do sistema mediante a utilização de uma carga de impacto com martelo de borr<u>a</u> cha e com aquisição direta no analisador de Fourier (Fig. 3.6 e Fig. 3.7).

3.2.3. REPRODUÇÃO DOS DADOS

Os registros do torque foram analisados no Laboratóriode Projeto Mecânico (GEPROM) do DEM/UNICAMP, utilizando o analisador de Fourier para analisar o sinal gravado e obter os gráficos de de<u>n</u> sidade de probabilidade e Densidade Espectral de Potência (DEP).

Os sinais gravados em fita magnética foram reproduzidos numa velocidade de fita igual à da gravação, ou seja, de 0.095 m/s e passados por um filtro passa-baixo para tirar as frequências aci ma de 500 Hz.

As curvas de densidade de probabilidade são derivadas da classificação dos valores dos torques instantâneos dentro de 128 intervalos de classe, com filtragem passa-baixa do sinal a 500 Hz. A área abaixo da curva entre os limites de dois torques representa a probabilidade de acontecer o valor instantâneo do torque que es teja entre esses limites.

A curva de distribuição de probabilidade é uma ilustr<u>a</u> ção acumulativa dos mesmos dados. O torque médio foi obtido pela so ma de todas as amplitudes dos pontos armazenados divididos pelo n<u>ú</u> mero de pontos somados. Foram tomados 2048 pontos através do conve<u>r</u> sor analógico digital (CAD), com um tempo médio de aquisição do s<u>i</u> nal de 15 s.

Os gráficos de Densidade Espectral de Potência (DEP) fo



Fig. 3.6 - Ensaio do laboratório para a obtenção da frequência n<u>a</u> tural do sistema.



Fig. 3.7 - Excitação do sistema mediante carga de impacto com mart<u>e</u> lo de borracha.

ram obtidos conforme a configuração mostrada na Fig. 3.8. Os espec tros de frequência mostram o valor médio quadrático do sinal do tor que em $(N-m)^2/Hz$, numa faixa de frequências de 0-50 Hz.

A técnica de análise espectral se baseia na utilização da Transformada de Fourier Discreta (TFD), calculada pelo algorítmo da Transformada de Fourier Rápida (TFR). Uma análise teórica dos sinais vibratórios, assim como da obtenção da Transformada de Fou rier Discreta (TFD) via Transformada de Fourier Rápida (TFR) e a obtenção das curvas de Densidade Espectral de Potência (DEP) via Transformada de Fourier Discreta (TFD), são apresentados no Apênd<u>i</u> ce A.

3.2.4. <u>CÁLCULO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DO CONJUNTO TRATOR -</u> IMPLEMENTO

Para se determinar as frequências naturais do conjunto trator-implemento, foram utilizados o método de Holzer [34,35] e um modelo simplificado, com dois graus de liberdade, do sistema massamola da transmissão pela TDP.

3.2.4.1. MÉTODO DE HOLZER

Para a utilização deste método, todo o sistema torcional engrenado da Fig. 3.9 foi considerado engastado no volante do motor, pois o conjunto volante, embreagem, girabrequim e caixa de câmbios tem uma massa inercial infinita, se comparada com o resto do sistema torcional.

O sistema torcional é reduzido a outro equivalente de ei xo único, multiplicando-se todas as inércias e constantes de regi dez dos ramos pelos quadrados das suas relações de velocidades, Thomson [35].

O cálculo dos momentos de inércia das peças internas fo trator e do implemento foram estimadas através da eq.(3.1).


Fig. 3.8 - Configuração do sistema para a obtenção dos espectros de frequências (DEP)

- 22



Fig. 3.9 - Esquema da Linha de Transmissão de potência do conjunto trator-implemento

$$I = \int_{0}^{R} r^{2} dm \qquad (3.1)$$

- 24 -

O Momento de Inércia do conjunto junta-cardânica - limita dor de torque foi obtido experimentalmente através de um pêndulo de torção previamente calibrado com uma massa inercial conhecida.

Por comparação de frequências de oscilação, obteve-se a massa inercial do conjunto, conforme mostra a eq.(3.2):

$$I_{JL} = I_{C} \cdot \left(\frac{f_{C}}{f_{JL}}\right)^{2}$$
(3.2)

As constantes de rigidez torcional de alguns dos componentes da linha de transmissão de potência desde a árvore piloto até o rotor de facas, foram encontradas analiticamente através da eq.(3.3):

$$K = \frac{G \cdot J_0}{\ell}$$
(3.3)

Para eixos redondos e cheios,

$$J_{0} = \frac{\pi D_{e}^{4}}{32}$$
(3.4)

Para eixos redondos e ocos,

$$J_{0} = \frac{\pi}{32} \left(D_{e}^{4} - D_{i}^{4} \right)$$
(3.5)

Para se determinar a constante de rigidez do conjunto de junta cardânica-limitador de torque, foi usada a bancada de cali bração construída por Segeren [33], fixando o conjunto de Cardan limitador de torque e aplicando cargas através do braço horizontal. Foram medidas as deformações angulares devidas à aplicação destas cargas no conjunto, e sua rigidez obtida pela eq.(3.6):

$$\kappa = \frac{T}{\Delta \theta}$$
(3.6)

As dimensões das peças internas do trator foram fornec<u>i</u> das pelo fabricante (Massey-Ferguson), e as da caixa de transmissão do implemento pelo projetista (Copersucar).

Foram considerados todos os momentos de inércia dos com ponentes da linha de transmissão usando o critério para árvores, lu vas e eixos de somar a metade do valor do momento de inércia cor respondente a cada um dos momentos de inércia dos elementos adja centes. Não foi considerada a rigidez dos dentes das engrenagens por ser muito alta em relação ao sistema global, Segeren [33].

O programa do computador digital para o problema tipo Holzer é ilustrado por Thomson [35], e será usado para encontrar as frequências naturais do conjunto trator-implemento.

3.2.4.2. MODELO SIMPLIFICADO

A linha de transmissão do sistema torcional de eixo úni co pode ser reduzida ao modelo com dois graus de liberdade da Fig. 3.10,onde a inércia do motor é considerada infinita e consequent<u>e</u> mente pode ser considerada como um engastamento.



Fig. 3.10 - Modelo simplificado da linha de transmissão pela TDP .

O momento de inércia combinado I_{C1} considera os momentos de inércia do conjunto junta cardânica-limitador de torque, mais a metade das inércias correspondentes ao torquímetro, luva de eng<u>a</u> te da TDP, luva de acoplamento, engrenagens de 14Z, 22Z, 22Z, 14Z, Pinhão de 12Z e coroa de 24Z.

- 25 -

O momento de inércia combinado l_{C2} inclui o momento de inércia de flanges e facas, mais a metade das inércias das engren<u>a</u> gens de 14Z, 22Z, 22Z, 14Z, pinhão de 12Z e coroa de 24Z.

A constante de rigidez equivalente K_{e1} é o resultado da soma das constantes de rigidez do conjunto junta cardânica - limita dor de torque e das árvores da TDP, bomba hidráulica, comando da TDP e árvore piloto; todas dispostas em série. A constante de ri gidez equivalente K_{e2} é a soma em série das constantes de rigidez correspondente ao eixo inferior, eixo principal e eixo do pinhão cônico. $\theta_1 = \theta_2$ são os deslocamentos angulares das inércias combina das $l_{c1} = l_{c2}$ respectivamente.

Aplicando a equação de equilíbrio dinâmico,

$$\Sigma M = 1\ddot{\theta}$$
(3.7)

obtemos as equações do movimento:

$$I_{C1} = \frac{\theta}{1} + \frac{(K_{e1} + K_{e2})\theta}{1} - \frac{K_{e2}}{2} = 0$$
 (3.8)

$$I_{C2} = \frac{\ddot{\theta}_2}{2} - \frac{K_{e2}}{1} + \frac{\theta_1}{1} + \frac{K_{e2}}{2} = 0$$
 (3.9)

Considerando que o movimento é periódico e composto de m<u>o</u> vimentos harmônicos de várias amplitudes, temos:

$$\theta_1 = A \operatorname{sen}(\omega t + \phi) , \quad \ddot{\theta}_1 = -\omega^2 A \operatorname{sen}(\omega t + \phi) \quad (3.10)$$

$$\theta_2 = B \operatorname{sen}(\omega t + \phi) , \quad \ddot{\theta}_2 = -\omega^2 B \operatorname{sen}(\omega t + \phi) \quad (3.11)$$

onde A, B e ϕ são constantes dependentes das condições iniciais de oscilação e ω a frequência de oscilação do sistema.

Substituindo (3.10) e (3.11) em (3.8) e (3.9), resulta:

$$-I_{C1} \omega^2 A + (K_{e1} + K_{e2})A - K_{e2}B = 0$$
 (3.12)

$$-1_{C2} \omega^2 B - K_{e2} A + K_{e2} B = 0$$
 (3.13)

Essas são equações algébricas lineares homogêneas em A e B. A solução A=B=O simplesmente define a condição de equilíbrio do sistema. A outra solução é obtida igualando-se a zero o determina<u>n</u> te dos coeficientes de A e B, isto é,

$$\begin{vmatrix} (K_{e1} + K_{e2} - I_{c1} \omega^2) & -K_{e2} \\ -K_{e2} & (K_{e2} - I_{c2} \omega^2) \end{vmatrix} = 0$$
(3.14)

Desenvolvendo o determinante,

$$\omega^{4} - \left[\frac{K_{e1} + K_{e2}}{I_{c1}} + \frac{K_{e2}}{I_{c2}} \right] \omega^{2} + \frac{K_{e1} + K_{e2}}{I_{c1} + I_{c2}} = 0$$
(3.15)

A eq.(B.15) é a equação característica do sistema.

As duas frequências naturais do sistema são achadas r<u>e</u> solvendo a equação característica.

<u>CAPÍTULO 4</u>

RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. DETERMINAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS

4.1.1. MÉTODO DE HOLZER

Para o estudo das frequências naturais de vibração tor cional, foram levantadas as constantes de rigidez (K) e os momen tos de inércia (I) dos componentes da linha de transmissão de po tência desde a árvore piloto, na saída do motor, até o rotor de facas, conforme a Tabela 4.1.1.

Os momentos de inércia das peças foram calculados anali ticamente pela eq.(3.1), com exceção do momento de inércia do con junto junta cardânica-limitador de torque, que foi calculado expe rimentalmente através de um pêndulo de torção.

Foram encontradas analiticamente as constantes de rigi dez dos eixos, árvores e luvas pela eq.(3.3). Para o conjunto jun ta cardânica-limitador de torque, a constante de rigidez K foi cal culada através da eq.(3.6).

Foi adotado, Faires [11], uma densidade do aço de $\rho = 7,85 \times 10^3 \text{ Kg/m}^3$ e um módulo de elasticidade transversal para aços de médio teor de carbono de G = 7,89 x 10¹⁰ N/m².

O sistema equivalente de eixo único da Fig. 4.1.a resul ta da transposição dos momentos de inércia e constantes de rigidez (Tabelas 4.1.1 e 4.1.2) a um eixo com rotação de 540 rpm. Os dados de momentos de inércia e constantes de rigidez que simulam o sis tema torcional (Tabela 4.1.2) foram introduzidos no programa de computador do Apêndice C, obtido conforme o diagrama de blocos do Apêndice B. Assim, as frequências naturais de vibração torcional obtidos pelo método de Holzer foram:

 $fn_1 = 21, 4$ Hz; $fn_2 = 119$ Hz; $fn_3 = 326$ Hz

| COMPONENTE | MOMENTO DE INÉRCIA × 10 ⁻² Kg-m ² | CONSTANTE DE RIGIDEZ x 10 ³ (N-m)/Rad | MOMENTO DE INÉRCIA a 540 rpm x 10 ⁻² Kg-m ² | CONSTANTE DE RIGIDEZ a 540 rpm x 10 ³ (N-m)/Rad | | |
|---------------------------------------|---|--|--|---|--|--|
| Arvore piloto | 0,0293 | 48,00 | 0,2930 | 480,00 | | |
| Engrenagem de 17 Z . | 0,0110 | - | 0,1100 | | | |
| Engrenagem comando da TOP53Z | 1,7050 | - | | | | |
| Árvore de comando da TDP | 0,0427 | 26,17 | 0,0427 | 26,17 | | |
| Luva de acoplamento | 0,0116 | 402,76 | 0,0116 | 402,76 | | |
| Árvore da bomba hidráulica | 0,0359 | 36,74 | 0,0359 | 36,74 | | |
| Luva de engate da TDP | 0,0216 | 286,60 | 0,0216 | 286,60 | | |
| Árvore da TDP | 0,1415 | 64,24 | 0,1415 | 64,24 | | |
| Torquímetro | 0,1058 | 66,42 | 0,1058 | 66,42 | | |
| Junta cardânica + limitador de torque | 3,4300 | 3,33 | 3,4300 | 3,33 | | |
| Eixo de pinhão cônico | 0,0860 | 48,63 | 0,0860 | • 48,63 | | |
| Pinhão cônico de 12Z | 0,1200 | | 0,1200 | | | |
| Coroa cônica de 24Z | 2,1208 | - | 0,5300 | | | |
| Eixo principal | 0,1361 | 146,21 | 0,0340 | 36,55 | | |
| Engrenagem de 14Z | 0,3830 | - | 0,0960 | *** | | |
| Engrenagem de 22Z | 2,0120 | - | 0,2012 | - | | |
| Engrenagem de 22Z | 2,0120 | - | 0,2012 | - | | |
| Engrenagem de 14Z | 0,3830 | - | 0,0960 | _ | | |
| Eixo inferior | 0,0530 | 119,27 | 0,0130 | 29,81 | | |
| Flanges e facas | 25,2000 | · · · | 6,3000 | | | |

Tabela 4.1.1 - Momentos de inércia e constantes de rigidez na rotação indicada, dos elementos que com põem a linha de transmissão de potência do conjunto trator-implemento

29 -



Fig. 4.1 - a) Sistema equivalente de eixo único da linha de transmissão de potência do conjunto trator-implemento

b) Modelo simplificado do sistema torcional do conjunto trator-implemento

- 30 -

| COMPONENTES | MOMENTO DE INÉRCIA a 540 rpm × 10 ⁻² KG-m ² | CONSTANTE DE RIGIDEZ a 540 rpm x 10 ³ (N-m)/Rad |
|---------------------------------------|--|---|
| Flanges e facas | $I_1 = 6,3065$ | |
| Eixo inferior | * | $K_1 = 29,81$ |
| Engrenagens de 14Z, 22Z, 22Z, 14Z | $I_2 = 0,6180$ | 1 |
| Eixo principal | | $K_{2} = 36,55$ |
| Pinhão de 12Z + coroa de 24Z | $I_3 = 0,7100$ | 2 |
| Eixo de pinhão cônico | - | $K_{L} = 48,63$ |
| Junta cardânica + limitador de torque | $1_4 = 3,473$ | $K_{4} = 3,03$ |
| TorquÍmetro | $l_{5} = 0,1770$ | • |
| Árvore da TDP | - | $K_{5} = 19,01$ |
| Luva de engate da TDP | $I_6 = 0,1320$ | |
| Árvore da bomba hidráulica | | $K_{6} = 25,53$ |
| Luva de acoplamento | $I_7 = 0,0510$ | Č. |
| Ávore de comando da TDP | • | $K_7 = 23, 16$ |
| Engrenagens de 17Z e 53Z | $1_8 = 1,9800$ | · |
| Arvore piloto | | $K_8 = 480, 10$ |

Tabela 4.1.2 - Momentos de inércia e constantes de rigidez que simulam o sistema tor cional a ser resolvido pelo método de Holzer

*

e outras maiores, que estão fora da faixa de estudo (0-50 Hz).

4.1.2. MODELO SIMPLIFICADO

Foi verificado que o comportamento vibratório torcional do sistema se aproxima satisfatoriamente ao de um modelo simplifi cado com dois graus de liberdade, o qual é de utilidade para o pro jetista que deva efetuar mudanças no projeto sem contar com o auxí lio do computador para efetuar uma verificação mais precisa do com portamento dinâmico do sistema pelo método de Holzer.

A Fig. 4.1.b apresenta o modelo simplificado com as se guintes constantes inerciais e elásticas:

$$ic_{1} = \frac{1}{2} (i_{2}+i_{3}) + i_{4} + \frac{1}{2} (i_{5}+i_{6}+i_{7})$$

$$ic_{1} = 4,317 \times 10^{-2} \text{ Kg-m}^{2}$$

$$\frac{1}{Ke_{1}} = \frac{1}{K_{4}} + \frac{1}{K_{5}} + \frac{1}{K_{6}} + \frac{1}{K_{7}}$$

$$Ke_{1} = 2,151 \times 10^{3} (\text{N-m})/\text{Rad}$$

$$ic_{2} = i_{1} + \frac{1}{2} (i_{2}+i_{3})$$

$$ic_{2} = 6,970 \times 10^{-2} \text{ Kg-m}^{2}$$

$$\frac{1}{Ke_{2}} = \frac{1}{K_{1}} + \frac{1}{K_{2}} + \frac{1}{K_{3}}$$

$$Ke_2 = 12,275 \times 10^{5} (N-m)/Rad$$

Substituindo os valores dos momentos de inércia combin<u>a</u> dos e constantes de rigidez equivalente na eq.(3.15), resulta:

$$\omega^4$$
 - (51,03 × 10⁵) ω^2 + 87,75 × 10⁸ = 0

Assim, as frequências naturais são:

 $fn_1 = 21, 1$ Hz e $fn_2 = 111, 7$ Hz

4.1.3. VERIFICAÇÃO EXPERIMENTAL

A resposta do sistema à carga de impacto com martelo de borracha é apresentada na Fig. 4.1.2. A integral de Fourier corre<u>s</u> pondente à resposta ao impulso para baixas frequências (Fig.4.1.3), e para altas frequências (Fig. 4.1.4), mostram a existência de uma frequência natural predominante no sistema em 20,5 Hz.

A Tabela 4.1.3 apresenta os valores da primeira frequê<u>n</u> cia natural obtidos pelos três métodos.

| Método | 1ª Frequência Natural (Hz) | | | | | |
|--------------|-------------------------------|--|--|--|--|--|
| Holzer | 21,4 | | | | | |
| Simplificado | 21,1 | | | | | |
| Experimental | 20,5 | | | | | |

Tabela 4.1.3 - Valores obtidos da primeira frequência natural do sistema torcional



34 -

Ł







Fig. 4.1.4 - Integral de Fourier da resposta ao impulso para altas frequências (0-2,4 KHz) - 36

4.2. REGISTROS DE TORQUE

A Tabela 4.2.1 apresenta os parâmetros usados e os resul tados obtidos nos ensaios que foram numerados de 1 a 18. Todos os ensaios foram realizados com o trator MF85X e o implemento para cul tivo mínimo de cana de açúcar (SSD-1, Copersucar), na marcha, velo cidade de avanço, profundidade média de trabalho, número de fa cas do rotor e rotação real do motor, indicadas na referida Tabela 4.2.1.

Os sinais de torque obtidos nos 18 ensaios foram grava dos em fita magnética e reproduzidos pelo analisador de Fourier, conforme as Figs. 4.2.1 a 4.2.18.

O registro do torque é simplesmente o comportamento no tempo do momento torçor durante o ensaio.

Na maioria das figuras, o registro do torque, e particu larmente nas Figs. 4.2.1, 4.2.8, 4.2.9, 4.2.11, 4.2.15 e 4.2.18, se observa que o torque alcança um valor alto quando a faca bate num obstáculo, e em seguida apresenta uma queda a um valor mais baixo, às vezes negativo, devido à aceleração do rotor durante a liberação de energia de deformação elástica do sistema.

| ENSATO Nº 1 | MARCHA UTILIZADA | VELOCIDADE DE AVANÇO (m/s) | PROFUNDIDADE MÉDIA DE TRABALHO (m) | Nº FACAS No rotor | ROTAÇÃO REAL DO MOTOR (rpm) | ROTAÇÃO DA TDP (rpm) | ROTAÇÃO DO ROTOR (rpm) | POTENCIA MEDIA (KW) | TORQUE MEDIO (N-m) | FAIXA DO MÎNIMO (N-m) | TORQUE MÁXIMO (N-m) | RELAÇÃO TORQUE MÁX/ TORQUE MÉDIO |
|----------------|---------------------|----------------------------------|---|----------------------|--------------------------------------|----------------------------|------------------------------|---------------------------|--------------------------|-----------------------------|---------------------------|--|
| 1 | 1ª | 0,45 | 0,38 | 8 | 1412 | 453 | 226,5 | 13,4 | 283 | 45 | 620 | 2.2 |
| 2 | 1 š | 0,58 | 0,40 | 8 | 1796 | 576 | 288,0 | 2,2 | 37 | -84 | 240 | 6,4 |
| 3 | 12 | 0,58 | 0,48 | 8 | 1796 | 576 | 288,0 | 5.7 | 94 | * | 268 | 2,9 |
| 4 | 1ª | 0,70 | 0,43 | 8 | 2151 - | 690 | 345,0 | 3,1 | 43 | -60 | 250 | 5,8 |
| 5 | 2 ^ª | 0,66 | 0,46 | 8 | 1394 | 447 | 223.5 | 5,4 | 117 | * | 290 | 2,5 |
| 6 | 2 ^ª | 0,85 | 0,50 | 8 | 1777 | 570 | 285,0 | 6,2 | 109 | * | 350 | 3,3 |
| 7 | 2 ^ª | 1,00 | 0,46 | 8 | Ż076 | 666 | 333,0 | 13,0 | 186 | * | 480 | 2,6 |
| 8 | 3ª | 1,20 | 0,49 | 8 | 1235 | 396 | 198.0 | 12,3 | 297 | 103 | 562 | 1,9 |
| 9 | 3ª | 1,55 | 0,55 | 8 | 1740 | 558 | 279,0 | 13,3 | 227 | 5 | 520 | 2,3 |
| 10 | 3ª | 1,55 | 0,50 | 8 | 180.5 | 579 | 289.5 | 13,4 | 221 | 15 | 460 | 2,1 |
| 11 | 3ª | 1,89 | 0,43 | 8 | 2048 | 657 | 328,5 | 11,0 | 165 | 20 | 380 | 2,3 |
| 12 | 19 | 0,45 | 0,55 | 4 | 1403 | 450 | 125,0 | 8,3 | 175 | 5 | 382 | 2,2 |
| 13 | 1 <u>e</u> | 0,58 | 0,49 | 4 | 1712 | 549 | 274,5 | 11,4 | 199 | * | 412 | 2,1 |
| 14 | 1ª | 0,70 | 0,58 | 4 | 2058 | 660 | 330,0 | 12,1 | 175 | * | 422 | 2,4 |
| 15 | 2 ^ª . | 0,85 | 0,60 | 4 | 1815 | 582 | 291,0 | 20,0 | 326 | 140 | 534 | 1,6 |
| 16 | 2 ^a | 1,00 | 0,59 | 4 | 2132 | 684 | 342,0 | 13,5 | 191 | * | 575 | 3,0 |
| 17 | 3ª | 1,55 | 0,54 | 4 | 1796 | 576 | 288,0 | 13,0 | 215 | 20 | 455 | 2,1 |
| 18 | 3ª | 1,89 | 0,57 | 4 | 2039 | 654 | 327,0 | 16,4 | 239 | * | 505 | 2,1 |

* Torques negativos não registrados nas curvas de densidade de probabilidade do torque

Tabela 4.2.1 - Resumo das características de potência e torque nos dif<u>e</u> rentes ensaios

• 38

1



Fig. 4.2.1 - Registro do torque no ensaio Nº

- 39 -



Fig. 4.2.2 - Registro do torque no ensaio Nº 2

- 40 -



Fig. 4.2.3 - Registro do torque no ensaio Nº 3





Fig. 4.2.5 - Registro do torque no ensaio Nº 5







Fig. 4.2.7 - Registro do torque no ensaio Nº 7



- Registro do torque no ensaio Nº Fig. 4.2.8



٠.

Fig. 4.2.9 - Registro do torque no ensaio Nº

თ



Fig. 4.2.10 - Registro do torque no ensaio Nº 10

- 48 -



Fig. 4.2.11 - Registro do torque no ensaio Nº 11





- 50 -



Fig. 4.2.13 - Registro do torque no ensaio Nº 13





- 52 -





- 53 -





- 54 -



Fig. 4.2.17 - Registro do torque no ensaio Nº 17

- 55 -



Fig. 4.2.18 - Registro do torque no ensaio Nº 18

- 56

÷

4.3. DENSIDADE E DISTRIBUIÇÃO DE PROBABILIDADE DO TORQUE

As curvas de densidade e distribuição de probabilidade de torque para os ensaios são apresentadas nas Figs. 4.3.1 a 4.3. 15.

A largura na base da curva de densidade de probabilidade está associada em relação direta com o grau de homogeneidade do so lo ou à homogeneidade da profundidade de trabalho. Como a profundi dade de trabalho foi mantida constante através do controle de posi ção do sistema hidráulico do trator, pode-se concluir que a maior largura de certos gráficos de densidade de probabilidade como os representados nas Figs. 4.3.1, 4.3.9 e 4.3.16, são consequência de condições variáveis de umidade ou grau de compactação do solo atr<u>a</u> vés do percurso do ensaio. A Fig. 4.3.4, pelo contrário,mostra uma curva de densidade de probabilidade estreita com torques variando na faixa de -60 a 250 N-m, ou seja, o levantamento foi feito num percurso com solo de propriedades menos variáveis.

As Figs. 4.2.2 e 4.2.4 são os registros cuja flutuação de torque oscilou mais entre valores positivos e negativos e, conse quentemente, o torque médio (Figs. 4.3.2 e 4.3.4) apresenta valo res muitos baixos (37 N-m e 47 N-m) e a relação torque máximo / tor que médio é então muito alta (6.4 e 5.8). Nos demais ensaios, a re lação torque máximo/torque médio oscilou entre 1,6 e 3,3 (Tabela 4.2.1).

As potências médias e os torques médios obtidos para os diferentes ensaios se apresentam na Tabela 4.2.1. A máxima potên cia recomendada a ser transmitida pela TDP a 540 rpm está na faixa de 50 a 60 KW, Crolla e Chestney [9], a qual corresponde a torques de 890 a 1060 N-m. Acima desses torques, a linha de transmissão do trator é susceptível a dano. O trator usado tem 46.34 KW na TDP, que corresponde a um torque de 821 N-m. As Figs. 4.3.1 a 4.3.18 mostram que os picos máximos de torque para todos os ensaios estão abaixo daquele valor, o que permite julgar que o implemento e a l<u>i</u> nha de transmissão não estão sub-dimensionados.

As faixas de variação do torque em relação à velocidade de avanço não são tão significativas como as encontradas por Crolla
e Chestney [10]. Nota-se que para os ensaios das Figs. 4.3.3,4.3.6 e 4.3.8, feitos em 1ª, 2ª e 3ª marcha respectivamente, com 8 facas no rotor e velocidade nominal no motor de 1.800 rpm, existe um au mento de 18,3% no torque com o aumento da velocidade de deslocamen to do conjunto de 1ª para 3ª marcha, mas, para os ensaios das Figs. 4.3.13, 4.3.15 e 4.3.17, também feitos com 1ª, 2ª e 3ª marchas, com velocidade nominal no motor de 1.800 rpm e com 4 facas no rotor, es sa tendência não é notável.

Pode-se observar nos diferentes ensaios (Figs. 4.3.1 а 4.3.18) que os torques registrados não variam significativamente pela mudança do número de facas de 8 para 4. Nas pesquisas publi cadas sobre torques em enxadas rotativas [9] e [10], existem dife renças nos torques registrados quando relacionados à velocidade de deslocamento ou número de facas. No implemento de cultivo mínimo u tilizado neste trabalho, a ação da enxada rotativa é posterior à ação do subsolador que já deixa o solo parcialmente desagregado portanto os princípios clássicos desenvolvidos para o cálculo da demanda de torque de uma enxada rotativa atuando sobre solo de con sistência uniforme e firme não são aplicáveis no presente caso.

É importante ressaltar que as variações na velocidade da TDP em condições de campo (Tabela 4.3.1) são devidas ao uso do t<u>a</u> cômetro do trator como único instrumento para a medição da veloc<u>i</u> dade.



- 59





- 09

.



ŧ



Fig. 4.3.4 - Densidade e distribuição de probabilidade

+ 62





- 64

ł



- 65

ν ι



para o ensaio Nº 8

- 66 -



 σ 1



Fig. 4.3.10 - Densidade e distribuição de probabilidade para o ensaio Nº 10









Fig. 4.3.13 - Densidade e distribuição de probabilidade



72 -

ŧ



73 -



74 -

L.



75 -

:



Fig. 4.3.18 - Densidade e distribuição de probabilidade para o ensaio Nº 18

- 76 -

4.4. ANÁLISE DOS ESPECTROS DE FREQUÊNCIA

As Figs. 4.4.1 a 4.4.18 mostram os espectros de frequên cias obtidos para os diferentes ensaios. As frequências correspon dentes aos principais picos dos gráficos de Densidade Espectralde Potência (DEP) são indicados na Tabela 4.4.1, como também as fr<u>e</u> quências de alguns elementos importantes no sistema torcional.

Existem trabalhos, Jackson [20], que mostramos defeitos comuns em máquinas e as frequências em que se dão as vibrações por eles causadas. Uma Tabela Guia para a identificação da vibração é apresentada no Apêndice D [13,31].

Os gráficos de Densidade Espectral de Potência (DEP) para os diferentes ensaios apresentam configurações variáveis, com algumas características importantes em comum, tais como a configuração de barras com frequências definidas, que identificam a característica de função periódica, que apresenta o torque transmitido através da TPD.

O impacto de cada faca no solo gera um sinal de torque na TDP ligeiramente diferente ao sinal das outras; isto em função de existirem pequenas diferenças geométricas entre faxas resultan tes do processo de fabricação ou de deformações permanentes sofri das pelo material durante o uso, em condições de sobrecarga. Ou tros fatores geométricos, taís como ângulos e raios de curvatura da faca no bordo de corte afetam também o torque necessário na TDP para a movimentação da faca através do solo.

A Fig. 4.4.a ilustra qualitativamente o caso de uma flan ge com 4 facas, na qual o torque gerado pela faca Nº 1 é signif<u>i</u> cativamente diferente do torque das outras facas.

O sinal de torque resultante (Fig. 4.4.b) apresenta apa rentemente uma frequência fundamental de valor 4N, sendo N a velo cidade de rotação da flange. Mas, observando mais detalhadamente o sinal, verifica-se que existe um pico de frequência N presente no sinal. Sendo que o torque resultante é ainda uma função perio dica que pode ser equacionado através de uma série de Fourier, a frequência fundamental da mesma será a menor frequência presente

| [| | | | | | |] | | |
|---------|---------------------|----------------------|-----------------------------------|----------------------------|------------------------------|--|----------------------------------|---------|-------|
| ENSA IO | MARCHA UTILIZADA | Nº FACAS NO ROTOR | ROTAÇÃO REAL DO MOTOR (rpm) | ROTAÇÃO DA TDP (rpm) | ROTAÇÃO DO ROTOR (rpm) | FREQUÊNCIAS DOS PRINCIPAIS PICOS NOS GRÁFICOS DE DEP, EM Hz | FREQUÊNCIA DOS MECANISMOS, EM HZ | | |
| | | | | | | | JUNTA CARDÂNICA | MOTOR | FACAS |
| 1 | 1 ș | 8 | 1412 | 453 | 226,5 | 3,8/7,7/11,6/15,1/18,6/19,1/22,5/23/ 24,1/25,9/26,6/29,8/30,6 | 15,1 | 23,5 | 3,8 |
| 2 | 1 ạ | 8 | 1896 | 576 | 288,0 | 4,8/9,7/14,4/19,2/24/28,9/30/33,6/38,5 | 19,2 | 29,9 | 4,8 |
| 3 | 1 ạ | .8 | 1796 | 576 | 288,0 | 4,9/9,8/14,6/19,3/24,2/30,2/34/38,8 | 19,2 | 29,9 | 4,9 |
| 4 | 1 ạ | 8 | 2151 | 690 | 345,0 | 5,8/11,5/17,3/23/28,7/36,1/46 | 23,0 | 35,9 | 5,8 |
| 5 | 2 9 | 8 | 1394 | 447 | 223,5 | 3,7/7,4/11,1/14,9/18,6/22,3/26/29,7/ | 14,9 | 23,2 | 3,7 |
| | | | . | | | 33,6/37,3 | ļ | | |
| 6 | 2.ạ | 8 | 1777 | 570 | 285,0 | 4,7/9,3/14,3/17,5/19/28,1 | 19,0 | 29,6 | 4,7 |
| 7 | 2ª | 8 | 2076 | 666 | 333,0 | 5,6/11/16,6/22,2/27,6/33/44,2 | 22,2 | 34,6 | 5,6 |
| . 8 | 3 ạ | 8 | 1235 | 396 | 198,0 | 3,4/6,3/6,6/10,3/13,2 | 13,2 | 20,6 | 3,4 |
| 9 | 3ą | · 8 | 1740 | 558 | 279,0 | 4,6/9,1/13,9/18,4/18,6/23,1/26,4/27,5/27,7 | 18,6 | 29,0 | 4,6 |
| 10 | <u> </u> | 8 | 1805 | 579 | 289,5 | 5/10/15/19,3/19,9/24,9/25,2/29,9/30,3 | 19,3 | 30,1 | 5,0 |
| 11 | 3 0 | 8 | 2048 | 657 | 328,5 | 11/16,4/21,5/21,9/27,5 | 21,9 | 34,1 | 5,5 |
| 12 | 1ạ | 4 | 1403 | 450 | 225,0 | 3,8/7,6/11,3/15/22,6/19,7 | 15,0 | 23,4 | 3,8 |
| 13 | 1 ạ | 4 | 1712 | 549 | 274,5 | 4,6/9,2/13,8/18,3/22,9/34,4 | 18,3 | 28,5 | 4,6 |
| 14 | 1 <i>ạ</i> | . 4 | 2058 | 660 | <u>330,0</u> | 5,5/10,9/22/32,9 | 22,0 | 34,3 | 5,5 |
| 15 | 2루 | 4 | 1815 | 582 | 291,0 | 4,9/8,9/14,8/19,4/24,5/29,4/34,4/39,1 | 19,4 | 30,2 | 4,9 |
| 16 | 2 ạ | 4 | 2132 | 684 | 342,0 | 5,7/11,1/17/22,8/28,6 | 22,8 | 35,5 | 5,7 |
| 17 | . 3 9 | 4 | 1796 | 576 | 288,0 | 4,8/9,6/14,4/19,2/24/28,5/28,7/33,2/38 | 19,2 | 29,9 | 4,8 |
| 18 | 3 ạ | 4 | 2039 | 654 | 327,0 | 5,4/10,8/16,4/21,8/32,5/37,9/43,6 | 21,8 | 34,0 | 5,4 |

Tabela 4.4.1 - Análise de frequências nos diferentes ensaios

.





Fig. 4.4 - (a) Torque gerado por cada faca

- (b) Torque resultante de um conjunto de quatro facas sobre uma mesma flange
- (c) Espectro de frequências do sinal de torque resultante

no sinal, isto é, N.

A Fig. 4.4.c apresenta o espectro de frequências do sinal do torque resultante (Fig. 4.4.b), mostrando a frequência fundamental e suas harmônicas.

Este conceito foi verificado em todos os ensaios de cam po, onde surgiu sempre uma frequência fundamental igual à veloci dade de rotação da flange, e independentemente do número de facas nela montadas.

Pode observar-se através dos espectros de frequência a variabilidade das magnitudes relativas das amplitudes com que par ticipam tanto a frequência fundamental como as harmônicas de ordem superior, correspondentes ao impacto das facas contra a superfície do solo. Isto é devido à natureza variável das propriedades do so lo no momento do corte de uma leiva de solo e ao ângulo e estado do fio da faca que é ligeiramente diferente de faca para faca.

As juntas cardânicas,operando em ângulo, produzem no e<u>i</u> xo de transmissão da TDP uma frequência que é o dobro da frequê<u>n</u> cia de rotação do eixo [8,9]. Por exemplo, para o ensaio da Fig. 4.4.1, esta frequência é de:

$$\left(\frac{453 \text{ rpm}}{60 \text{ s/min}}\right) \times 2 = 15,1 \text{ Hz}$$

Nota-se também a presença de picos na frequência do mo tor do trator, nos gráficos de Densidade Espectral de Potência (DEP), excetuando-se os ensaios correspondentes às Figs. 4.4.7, 4.4.11, 4.4.13, 4.4.14, 4.4.16 e 4.4.17.

Pela relação de velocidades existente entre a TDP e o rotor de facas (2:1), a terceira harmônica da frequêndia do rotor de facas coincide com a frequência gerada pela junta cardânica, resultando portanto duas fontes de excitação com igual frequência aplicadas ao sistema, que originam geralmente um pico mais alto no gráfico de Densidade Espectral de Potência (DEP).

No caso das Figs. 4.4.11, 4.4.15 e 4.4.16, as duas fon

tes de excitação originam amplitudes de 4.500; 440 e 8.300 (N-m)²/Hz, as quais correspondem a torques de 300, 94 e 407 N-m,respectivame<u>n</u> te.

A junta cardânica operando em ângulo, excita o sistema com um torque que é proporcional à aceleração angular da junta e à massa inercial dos elementos contidos na transmissão, que estão f<u>o</u> ra mas ligados à junta, Joiner [21].

Para este caso em particular, a aceleração angular máxima da junta é de 95,2 Rad/s² (Anexo 1) e a inércia dos elementos desde o eixo do pinhão cônico até o rotor de facas (Tabela 4.1.1) é de 7,68 x 10^{-2} Kg/m².

Portanto, a junta cardânica produz na transmissão uma am plitude de excitação torcional de:

valor que é insignificante se comparado com o torque obtido ao co<u>n</u> siderar as duas fontes de excitação com igual frequência.

Somente no caso do ensaio da Fig. 4.4.10, observa-se uma condição de ressonância no sistema como resultado de uma excitação em 20 Hz, correspondente à 3ª harmônica das facas, e à frequência natural do sistema (20,5 Hz).

As curvas de Densidade Espectral de Potência (DEP) são sensiveis às variações da velocidade durante o periodo analisado. Variações na velocidade resultam em variações das frequências e , portanto, picos nos espectros aparecem deslocando-se, caso das Figs. 4.4.1 e 4.4.12. Quando as variações de velocidade são consideráveis, como no caso das Figs. 4.4.6 e 4.4.8, o espectro tende a se tornar confuso, em função do aumento do número de componentes de frequê<u>n</u> cia que caracteriza esse sinal, ou seja, o sinal tende a se aprox<u>i</u> mar de um sinal tipo "ruído branco" e se afasta da característica de espectro de barras de uma função periódica.



Fig. 4.4.1 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 1

8 2

1



Fig. 4.4.2 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 2

ł



Fig. 4.4.3 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 3

Т



Fig. 4.4.4 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 4

T



Fig. 4.4.5 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 5

Ŧ



Fig. 4.4.6 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 6

ŧ



Fig. 4.4.7 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 7



Fig. 4.4.8 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 8



Fig. 4.4.9 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 9



Fig. 4.4.10 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 10



Fig. 4.4.11 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 11

+ 92



Fig. 4.4.12 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 12

.


Fig. 4.4.13 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 13

- 94 -



Fig. 4.4.14 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 14

- 95

Ŧ



Fig. 4.4.15 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 15



Fig. 4.4.16 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 16

- 97

ŧ



Fig. 4.4.17 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 17

I



Fig. 4.4.18 - Espectro de frequências para o ensaio Nº 18

۔ وو

ŧ

- 100 -

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

- 0 modelo simplificado de dois graus de liberdade utilizado para representar a transmissão do conjunto trator-implemento, permi te calcular as frequências naturais do sistema com boa margem de segurança (⁺ 1 Hz).
- A maior largura na base de certos gráficos de densidade de pro babilidade são consequência das condições variáveis de umidade ou grau de compactação do solo, no momento do ensaio.
- 3. Foi confirmada a informação existente na literatura, que uma re lação de torque máximo/torque médio entre 2,5 e 3,0, pode ser usada em novos projetos para a estimação do torque máximo em fun ção do torque médio.
- 4. Os valores encontrados de torque e potência média permitem jul gar que o implemento e os elementos que compõem a linha de trans missão de potência não estão sub-dimensionados.
- 5. Contrário à literatura, não existem diferenças significativas quanto às características de torque devido ao aumento da veloci dade de deslocamento do conjunto trator-implemento, nem pela mu dança do número de facas de 4 para 8 no rotor do implemento em estudo.
- 6. É recomendavel, sob o ponto de vista de minimizar as variações de velocidade da TDP em trabalhos de pesquisa, o uso de um tra tor com o dobro da potência nominal recomendada para o implemen to.
- 7. Os espectros de frequência para os diferentes ensaios mostram uma configuração de barras com frequências definidas, as quais identificam a característica de função periódica que apresenta o torque transmitido através da TDP.

アレノジュナ

- Somente o impacto das facas no solo, a junta cardância e o mo tor do trator, geram picos significativos nos gráficos de Den sidade de Potência (DEP)
- 9. A variabilidade das magnitudes relativas dos picos nos espec tros de frequência (DEP) devido ao torque gerado pela ação de corte das facas no solo, são consequência em sua maior parte, da natureza variável das propriedades do solo no momento de cor te de uma leiva do mesmo.
- 10. O conceito encontrado frequentemente na literatura que indica que a frequência fundamental do torque gerado pela enxada rota tiva corresponde ao número de facas vezes a rotação do rotor, deve ser substituído pelo conceito que indica a velocidade de rotação como valor da frequência fundamental, isto é, conside rando o sinal gerado por uma única faca.
- Para este caso particular, a contribuição da junta cardânica aos picos altos nas curvas de Densidade Espectral de Potência (DEP) é insignificante.
- 12. Sintomas de ressonância so se apresenta num único ensaio, o que indica que nem a terceira harmônica correspondente ao impacto da faca contra a superfície do solo, nem a junta cardânica são quantitativamente importantes.

<u>CAPÍTULO 6</u>

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ARRUDA, J.R.F., Análise de Sinais em "Software". Relatório Atividades, CNPq. Proc. Nº 30.1323, pp. 1-24, 1980.
- [2] BEENY, J.M., Rotary Cultivations of Wett Rise Land Comparing of Blade Shape, Journal of Agricultural Engineering Research, 18(3):249-251, 1973.
- [3] BEENY, J.M.; GREIG, D.J., The Efficience of a Rotary Cultivator, Journal of Agricultural Engineering Research, 10(1):5-9, 1965.
- [4] BENDAT, J.S.; PIERSOL, A.G., Ramdon Data: Analysis and Measure ment procedures, John Wiley and Sons, Inc. New York, pp. 3-25, 1971.
- [5] BROCH, J.T., Mechanical Vibration and Shock Measurement. BrUel & Kjaer, pp. 160-196, 1980.
- [6] BURKHALTER, E.; MAZZIOTTI, P.J., The Low Silhoutte Drive Line. SAE Trans., Vol. 64:374-393, 1956.
- [7] COOLEY, J.W.; TUKEY, J.W., "An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series". Math. Computation, Vol. 19, pp. 297-301, 1965.
- [8] CROLLA,D.A., Torcional Vibration Analysis of Trator and Machine PTO, Journal of Agricultural Engineering Research, 23(3):259-272, 1978.
- [9] CROLLA, D.A.; CHESTNEY, A.A., PTO Drivelines for Agricultural Machinery: IV Service Loading of PTO.Driven Cultivation Machinery. NOTE DN/ER/811/05005, Nat. Inst. Agric. Enging., Silsoe, pp. 1-10, 1978.

.../.

- [10] CROLLA, D.A.; CHESTNEY, A.A., Field Measurement of Driveline Torques Imposed on PTO Driven Machinery, Journal of Agric. Engng. Research, 24(2):157-181, 1979.
- [11] FAIRES, V.M., Elements Organicos de Maquinas I, Livros Técni cos e Científicos, Ed. S.A., pp. 39-58, 1976.
- [12] FERGUSON, J.H.; WOODRUFF, F., The "Forgotten" Forces in Couplings. Machine Design, 45(21):146-150, 1973.
- [13] FOX,R.L., Measurement and Analysis of Truck Power Train Vibration. SAE Trans., Vol. 85:1751-2752, 1976.
- [14] FREEMAN, L.H., Mechanical Power Transmission Between Trator and Implement, Proc. Inst. Agric. Engrs., 22(1), 1966.
- [15] GHOSH, B.N., Power Requirement of a Rotary Cultivator. Journal of Agricultural Engineering Research, 12(1):5-12, 1967.
- [16] HANSEN, M., Loads Imposed on Power Take-off (PTO) Shafts by Farm Implements, Agric. Engng., 33(2):67-70, 1952.
- [17] HILTON, D.J.; CHESTNEY, A.W., The Reduction of Torcional Vibration in Rotary Cultivators by Means of Resilience Cupling, Journal of Agric. Engng. Research, 18(1):47-54, 1973.
- [18] HOWARD, J.A., Transmission of Power by Power Take-off. Proc. Instn. Agric. Engng., 22(1), 1966.
- [19] _____. I SEMINÁRIO DE TECNOLOGIA AGRONÔNICA. Centro de Tecnologia Agronômica. Centro de Tecnologia Copersucar, Piracicaba, SP, Brasil, pp. 271-280, 1982.
- [20] JACKSON, C.A., A Practical Vibration Primer, Parte 5 -Tacking Field Data. Hydrocarbon Processing, pp. 171-179, 1976.

.../.

- [21] JOYNER, R.G., The Truck Driveline as a Source of Vibration. SAE Trans., Vol. 85:2720-2731, 1976.
- [22] MARTIN, E.J., Constant Velocity PTO drives Machine Design. 53(3):101-105, 1981.
- [23] MAZZIOTTI, P.J., Dynamic Characteristics of Truck Driveline Systems. SAE paper 050159, 1965.
- [24] MAZZIOTTI, P.J., Torsionally Resilient Drive Lines. SAE Trans., Vol. 68:137-142, 1060.
- [25] MORREL, T.H., The Development of Agricultural Equipment Power Take-off Mechanism. SAE Trans., Vol. 89:2854-1878, 1980.
- [26] NEWLAND, D.E., "An Introduction to Random Vibration and Spectral Analysis", Longman Group Ltd., Londom. 1975.
- [27] APPENHEIM, A.V.; SCHAFFER, R.W., "Digital Signal Processing". Prentice Hall, 1975.
- [28] PEARSON,G., An Analysis of the Torques Imposed on the Trator PTO by Some Hay nad Silage Machinery. Note DE/TE/085/1420, Natn. Inst. Agric. Engng., Silsoe, 1971.
- [29] RANDALL, R.B., Application of B&K Equipment to Frequency Analysis, Bruel & Kjaer, pp. 3-14, 1977.
- [30] ~ REIMER, R.B., Design and Application Considerations for Agricultural PTO Drivelines. SAE paper 650680, 1965.
- [31] ______. ROCHESTER INSTRUMENT SYSTEMS. An Explanation of Vibration in Rotating Machinery, pp. 23-35, 1981.
- [32] SCHWERDLIN,H.; ESGLEMAN,R., Combating Vibration with Mechanical Couplings, Machine Design, 52(22).66-70, 1980.

.../.

- [33] SEGEREN, P.C.A., Análise de Cargas Dinâmicas Torcionais em Enxada Rotativa Acionada por Trator. Tese de Mestrado, UNICAMP, SP, Brasil, 90 pp., 1982.
- [34] SETO,W.W., Vibrações Mecânicas, Ed. McGraw-Hill do Brasil, Ltda., Coleção Schãum, pp. 172-191, 1971.
- [35] THOMSON,W.T., Teoria da Vibração com Aplicações, Ed. Interciência Ltda., Brasil, pp. 223-236, 1978.

.

APENDICE A

ANÁLISE DOS SINAIS VIBRATÓRIOS

O tipo de sinal (parâmetro variando no tempo) a ser an<u>a</u> lisado tem uma grande influência sobre o tipo de análises a ser levado a cabo e também na escolha dos parâmetros de estudo. A Fig. A.1 apresenta uma classificação básica dos diferentes tipos de s<u>i</u> nais [4,19].



Fig. A.1 - Classificação básica dos sinais , vibratórios

Os sinais podem ser classificados para fins práticos em: [1]

<u>Periódicos e quase-periódicos</u>: Seu espectro é "de raias", onde a potência tem valores finitos para alguns valores de frequê<u>n</u> cia e é nula para os demais. O sinal quase-periódico é o resulta do da soma de sinais de frequências que não são múltiplos de uma frequência fundamental.

<u>Transitórios</u>: Seu espectro é contínuo. A energia do s<u>i</u> nal é distribuída de forma contínua em função da frequência, ten do-se então uma densidade espectral de energia.

<u>Aleatórios</u>: Só se considera os sinais aleatórios est<u>a</u> cionários (pelo menos durante o tempo de aquisição do sinal para a obtenção de um espectro) e ergódicos. Seu espectro é contínuo e a potência do sinal é distribuída de forma contínua em função da frequência, tendo-se então uma densidade espectral de potência (DEP), Fig. A.2.



(c) aleatório tipo "ruído branco"

ANÁLISE DE FOURIER

Todo sinal periódico de período T, X(t $\stackrel{+}{=}$ nT) = x(t), 1,2, de energia finita no intervalo |0,T| pode ser decomposto em uma série de sinais senoidais de frequências múltiplas da frequên

- 108 -

cia fundamental f = 1/T (série de Fourier) dada pela expressão:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} X(f_k) e^{j2\pi f_k t}, f_k = nf.$$
 (A.1)

$$X(f_k) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) e^{-j2\pi f_k t} dt$$
 (A.2)

 $\operatorname{com} j = \sqrt{-1}$.

O significado das frequências negativas está ligado à representação complexa da série de Fourier: duas componentes ima ginárias se anulam para dar um valor real a x(t).

Todo sinal não-periódico com energia finita (transitório) pode sofrer uma transformação linear (transformada de Fourier) que tem por expressão:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \qquad (A.3)$$

cuaj transformada inversa é dada por: 👘 👘

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{j2\pi ft} df \qquad (A.4)$$

A transformada de Fourier é uma definição matemática.No<u>r</u> malmente não se faz uma integração do sinal durante um tempo inf<u>i</u> nito; o que se fazem são estimações da TF para um tempo de aquis<u>i</u> ção finito T:

$$X(f,T) = \int_{0}^{T} x(t) e^{-j2\pi ft} dt$$
 (A.5)

TRANSFORMADA DE FOURIER DISCRETA E ALGORITMO DA TRANSFORMADA DE FOURIER RÁPIDA.

Dado um sinal discreto x(n), n=0,1,2,... a TFD finita tem por expressão [27]:

$$X(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j2\pi kn/N}, \ k=0, N-1$$
(A.6)

x(n) pode ser reconstituído a partir de X(k) pela TFD Inversa:

$$x(n) = \sum_{k=0}^{N-1} X(k) e^{j2\pi kn/N}, n=0, N-1$$
 (A.7)

O cálculo de (A.6) implica na execução de N² multiplica ções complexas. O algoritmo da Transformada de Fourier Rápida [7] permite chegar ao mesmo resultado com N log₂ N (radix 2). Parti<u>n</u> do a série {x_n} em duas:

pode-se chegar a:

$$X(k) = \frac{1}{2} \{Y(k) + e^{-j2\pi k/N} Z(k)\}$$

$$k=0, (N/2) - 1$$

$$X(k+N/2) = \frac{1}{2} \{Y(k) - e^{-j2\pi k/N} Z(k)\}$$
(A.9)

onde:

Y(k) e Z(k) são as TFD's em N/2 pontos de y(n) e z(n), respectivamente. Esta operação pode ser representada graficamente ("borboleta") como mostra a Fig. A.3.



Fig. A.3 - Representação gráfica para a obtenção de X(k) e X[k +(N/2)]

Partindo sucessivamente (decimação) a série $\{x_n\}$ atéch<u>e</u> gar a séries de 1 so ponto (N = 2^M) e sabendo-se que a TFD de uma série de um so ponto é ela propria, basta recombinar com (A.3) os valores dos pontos no tempo rearranjados para obter a TFD de $\{x_n\}$.

Este é o algoritmo básico para o cálculo da TFD (radix 2, decimação no tempo). Oppenheim e outros [27] mostram diferen tes algoritmos que podem ser utilizados, para o cálculo da TFD.

FUNÇÃO DENSIDADE ESPECTRAL DE POTÊNCIA

A função densidade espectral de potência (também cham<u>a</u> da função de densidade autoespectral) de dados aleatórios, descr<u>e</u> ve a composição em frequência em termos da densidade espectral de seu valor quadrático médio. O valor quadrático médio do registro no tempo histórico numa faixa de frequência entre f e f+ Δ f, pode ser obtido pela filtragem com um filtro passa-banda ideal, comp<u>u</u> tando-se o valor quadrático médio à saída do filtro. Este valor se aproxima do valor quadrático médio exata quando T + ∞ . Isto é : [4]

- 111 -

$$\Psi_{\times}^{2}(f,\Delta f) = \lim_{T \to \infty} \frac{1}{T} \int_{0}^{T} x^{2} (t,f,\Delta f) dt \qquad (A.10)$$

onde x(t,f, Δ f) é a porção de x(t) na faixa de frequência de f a f+ Δ f. Para pequenos Δ f, a função densidade espectral de potência G_x(f) pode ser definida, tal que:

$$\Psi_{x}^{2}(f,\Delta f) \cong G_{x}(f) \Delta f \qquad (A.11)$$

ou seja:

$$G_{\chi}(f) = \lim_{\Delta f \to 0} \frac{\Psi_{\chi}^{2}(f, \Delta f)}{\Delta f} = \lim_{\Delta f \to 0} \frac{1}{\Delta f} \left[\lim_{T \to \infty} \frac{1}{T} \int_{0}^{T} x^{2}(t, f, \Delta f) dt \right]$$
(A.12)

Uma importante propriedade da função densidade espectral de potência é sua relação com a função de auto-correlação $R_{\chi}(\tau)$. Especificamente, para dados aleatórios, as duas funções estão re lacionadas pela transformada de Fourier, como segue:

$$G_{x}(f) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} R_{x}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \qquad (A.13)$$

ESTIMAÇÃO DA DENSIDADE ESPECTRAL DE POTÊNCIA PELA TED

A teoria de sinais aleatórios que trata da obtenção da DEP pela TFD é um assunto exaustivamente tratado na bibliografia [4,26]. São apresentados aqui apenas os resultados.

Seja x(t) uma amostra de um processo aleatório estacionário ergódico $x_i(t)$ de distribuição normal.

Sendo $G_{\chi}(f)$ a Densidade Espectral de Potência de x(t) , tem-se que:

$$\widetilde{G}_{x}(f=k\Delta f) = \frac{1}{q} \frac{q}{i=1} \frac{2}{\Delta f} |X_{i}(k)|^{2}$$
(A.14)

onde $\tilde{G}_{x}(f)$ é uma estimação de $G_{x}(f)$. Pode-se mostrar [4] que $\tilde{G}_{x}(t)$ assim obtido tem como desvio padrão normalizado:

$$\varepsilon = \frac{\sigma |\tilde{G}_{x}|}{G_{x}} = \frac{1}{\sqrt{q}}$$
(A.15)

onde q ē o número de médias de TFD's X_i(k) utilizadas para <u>esti</u> mar G_x(f).

.



APENDICE B DIAGRAMA DE BLOCOS-METODO DE HOLZER

9 '= = = NOME: FAM/BAS DISK # 6 10 DIM A(110), B(110, 20), CJ(30), TR(110, 20), TL(110, 20), CK(20), W(110) 20 CLS:FOR I=1 TO B 30 READ CJ(I) 35 CJ(I)=CJ(I)+0.01 40 NEXT I 50 FOR 1=2 TO 9 60 READ CK(I) 65 CK(I)=CK(I)+1000 70 NEXT I 73 INPUT "ENTRE COM A FREQUENCIA INICIAL' (WI) " #WI 74 LPRINT&LPRINT&LPRINT&LPRINT&LPRINT *FREQUENCIA INICIAL =**** 76 INPUT"ENTRE COM A QUANTIDADE DE ITERACOES DE FREQUENCIA (QW) "TQW 78 LPRINT *No. DE INTERACOES =* 10W 79 LPRINT 80 W(0)=WI*2*3.1415926 B1 PRINT:PRINT:PRINT:PRINT" * * * * UM MOMENTO! 82 PRINT* CALCULOS SENDO PROCESSADO * PRINT PRINT PRINT 90 FOR I=1 TO QW , 100 W(I)=W(I-1)+2*3.1415926*DW 110 A(I)=W(I)+2 120 B(I,1)=1 130 TR(I+1) --- A(I) +CJ(1) 140 FOR M=2 TO 9 150 N=M-1 160 B(I,M) = B(I,N) + TR(I,N) / CK(M)170 TL(I,M)=TR(I,N) 180 TR(I+M)=TL(I+M)-A(I)+CJ(M)+B(I+M) 190 NEXT M 200 NEXT I 210 FOR I=1 TO QW STEP 2 212 IF I>QN THEN 270 215 W(I)=W(I)/2/3.1415926 217 W(I+1)=W(I+1)/2/3.1415926 230 LPRINT*W("I*)=* W(I);* ---> *;*B(*I*,9)=*B(I,9),*W(*I*+1)=*W(I+1);* ---> *;*B(*I*+1,9)=*B(I+1,9) 250 NEXT I 260 DATA 6.3065,.618,.710,3.473,.1770,.1320,.0510,1.98 265 DATA 29.81,36.55,48.63,3.03,19.01,25.53,23.16,480 270 PRINT DESEJA EXECUTAR ESTE PROGRAMA NOVAMENTE? (S/N)*#PRINT#PRINT#PRINT 280 Z##INKEY# 290 IFZ#=*S*THENRUNELSEIFZ#=*N*THENEND 300 GOT0280 310 END

APÊNDICE C

PROBL

EMA

TORCIONAL

ENGRENADO

PELO

METODO

DE

HOLZER

S

TAG

E

DE

COMPUTADOR

PARA

 $\overline{\mathbf{x}}$

m

S

OLUC

AO

B

GUIA PARA A IDENTIFICAÇÃO DA VIBRAÇÃO [13,31]

| CAUSA | AMPLITUDE | FREQUÊNCIA | OBSERVAÇÕES |
|--|---|--|---|
| Desbalanceamento | Amplitude de vibração proporcional ã quantidade de desbalanceamento | 1 × RPM | Geralmente grande amplitude na direção r <u>a</u> dial |
| Desalinhamento de acoplamentos, man cais, polias; ei xos curvos | Grande vibração axial, 50% ou mais da vibração radial | 2 x RPM Algumas vezes 1 ou 3 x RPM | Desalinhamento ou eixos curvos envolvendo engrenagens ou mancais antifricção podem mostrar altas frequências no número de den tes x RPM ou número de mancais x RPM |
| Folgas mecânicas | Alta na direção radial | 2 x RPM Pode ser 3,4,5, x RPM em casos severos | Folga excessiva em rolamentos e montagens aparafusados,acoplamento gasto, choque de pistões, etc. |
| Desgaste ou d <u>e</u> feito de engren <u>a</u> gens | Usualmente alta amplitude radial | Muito alta. Número de dentes x RPM da engrena gem (ou número de dentes defeituosos x RPM) | Alta ordem de frequência da engrenagem p <u>o</u> de ocorrer se o desgaste for severo. |
| Mancais antifri <u>c</u> ção | Geralmente variāvel | Muito alta. Não é múlti plo direito da RPM do eixo | Alta frequência de vibração nos mancais não transmitidos imediatamente a outros pontos. Portanto, mancal defeituoso é um dos pontos mais próximos da mais alta fre quência de vibração. |
| Correia defei- tuosa | Geralmente maior na direção da ten são da correia. Pode pulsar em sis temas de correias múltiplas | 1,2,3,4 ou múltiplos maiores da RPM da cor reia | Luz estroboscópica é o melhor instrumento para confirmar a correira falsa |
| Potência pulsa <u>n</u> te | Mais alta na direção do reciproca- mento | Número de cilindros em explosão por revolução x RPM da árvore de m <u>a</u> nivela | Esta vibração raramente ocorrecommotores modernos de 6 e 8 cilindros, a não ser que condições de ressonância estejam sendo ex citadas. |

115 -

1

.

,

APÊNDICE D (CONT.)

| CAUSA | AMPLITUDE | FREQUÊNCIA | OBSERVAÇÕES |
|---------------------------------------|--|---|--|
| Falta de explosão | Alta na direção reciprocante | 1/2 x RPM da árvore de manivela (para motores de 4 tempos) e 2 x RPM da árvore de manivela | Se mais de um cilidro apresenta falta de explosão, frequências de ordem mais alta podem aparecer |
| Excentricidade | Mais alta na direção radial | 1 x RPM do ponto excen- trico | Engrenagens excentrico, pneus, polia "V", causam vibrações semelhantes ao desbalan ceamento, mas não podem ser corrigidas por balanceamento |
| Forças reciprocan- tes | Mais alta na direção de recipro- camento | 2 x RPM da árvore de ma- nivela (frequentemente a companhada por frequên cias de ordem mais alta | Verifique massas reciprocantes descombina das (pistões, hastes de conexão, etc.) |
| Forças hidráulicas e aerodinâmicas | Ocorrem na direção radialouaxial dependendo das características a <u>d</u> missão/descarga | 1 x RPM, ou igual ao nú- mero de lâminas ou pás do rotor x RPM | Esta vibração é inerente a ventiladores , bombas, etc.; raramente aparece,anão ser que a ressonância seja estabelecida |
| Juntas universais | Geralmente variável | 2 x RPM | lmagem dupla no estroboscópico. Ángulos desiguais entre as extremidades de entra da e saída do eixo |

- 117 -

ANEXO 1

CÁLCULO DA ACELERAÇÃO ANGULAR DA JUNTA CARDÂNICA



Fig. A - Arranjo da junta Universal dupla no sistema de transmissão de potência pela TDP

Na Fig. A:

- θ_1 = Angulo de rotação da TDP, em graus
- θ₁ = Velocidade angular do eixo da TDP (assumida uniforme na análise), em Rad/s
- $\dot{\theta}_2$ = Velocidade angular da junta cardânica, em Rad/s
- $\hat{\theta}_3$ = Velocidade angular do eixo de saída para o rotor de facas, em Rad/s
- $\delta_1 =$ Angulo da 1º junta (assumido zero na análise), em graus
- δ_2 = Ângulo da 2ª junta, em graus

A relação de velocidades entre o eixo de saída e o eixo de entrada é [8]:

$$\frac{\dot{\theta}_{3}}{\dot{\theta}_{1}} = \frac{\left(\frac{\cos \delta_{1}}{\cos \delta_{2}}\right)}{1 - \left(1 - \frac{\cos^{2} \delta_{1}}{\cos^{2} \delta_{2}}\right) \sin^{2} \theta_{1}}$$
(a)

A aceleração angular à saída da 2ª junta será:

$$\frac{d(\dot{\theta}_{3})}{dt} = \frac{\dot{\theta}_{1} \left(\frac{\cos\delta_{1}}{\cos\delta_{2}}\right) \left(1 - \frac{\cos^{2}\delta_{1}}{\cos^{2}\delta_{2}}\right) 2 \operatorname{sen} \theta_{1} \cos\theta_{1} - \frac{d\theta_{1}}{dt}}{\left[1 - \left(1 - \frac{\cos^{2}\delta_{1}}{\cos^{2}\delta_{2}}\right) \operatorname{sen}^{2} \theta_{1}\right]^{2}}$$
(b)

$$\ddot{\theta}_{3} = \frac{2 \dot{\theta}_{1}^{2} \operatorname{sen} \theta_{1} \cos \theta_{1} \left(\frac{\cos \delta_{1}}{\cos \delta_{2}} \right) \left(1 - \frac{\cos^{2} \delta_{1}}{\cos^{2} \delta_{2}} \right)}{\left[1 - \left(1 - \frac{\cos^{2} \delta_{1}}{\cos^{2} \delta_{2}} \right) \operatorname{sen}^{2} \theta_{1} \right]^{2}}$$
(c)

Os valores de θ_1 que fazem a aceleração angular máxima são obtidas quando d $\ddot{\theta}_3/d\theta_1 = 0$, ou seja:

$$\begin{bmatrix} 1 - \left(1 - \frac{\cos^2 \delta_1}{\cos^2 \delta_2}\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\sin^2 \theta_1 + \cos^2 \theta_1 \end{bmatrix} + 4 \left(1 - \frac{\cos^2 \delta_2}{\cos^2 \delta_2}\right) = \sin^2 \theta_1 \cos^2 \theta_1 = 0$$
(d)

$$Com \ \delta_1 = 0 \ e \ \delta_2 = 5 \ e \ a \ eq.(d) \ fica:$$

$$sen^4 \theta_1 - 131, 9 \ sen^2 \theta_1 + 65, 21 = 0$$
(e)

Resolvendo a eq.(e) para um período 2π , resulta em:

$$\theta_1 = \pi/4$$
; $\frac{3\pi}{4}$; $\frac{5\pi}{4}$; $\frac{7\pi}{4}$

Com $\delta_1 = 0$?, $\delta_2 = 5$?, $\theta_1 = 56,54$ Rad/s e $\theta_1 = 3\pi/4.$ ou $7\pi/4$, a aceleração angular máxima é:

$$\ddot{\theta}_{3 \text{ max}} = 95.2 \text{ Rad/s}^2$$