

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR UBIRAJARA
GARCIA..... E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 08/06/2009


.....
ORIENTADOR

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

**Estudo de vibrações em auto-tensionador de
transmissão por correias**

Autor: Ubirajara Garcia
Orientador: Prof. Dr. Robson Pederiva

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

Estudo de vibrações em auto-tensionador de transmissão por correias

Autor: Ubirajara Garcia
Orientador: Prof. Dr. Robson Pederiva

Curso: Engenharia Mecânica
Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Dissertação de Mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2009
S.P. – Brasil
i

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

G165e Garcia Ubirajara
Estudo de vibrações em auto-tensionador de
transmissão por correias / Ubirajara Garcia. --Campinas,
SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Robson Pederiva.

Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Vibração. 2. Automoveis. 3. Automoveis -
Dispositivos de transmissão. 4. Correias e transmissão
por correias. I. Pederiva Robson. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Study of vibration on tensioner of transmittion by belts

Palavras-chave em Inglês: Vibration, Automobiles, Automobiles -
Transmission devices, Belts and belting

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Katia Lucchesi Cavalca Dedini, Zilda de Castro Silveira

Data da defesa: 08/06/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Estudo de Vibrações em Auto-Tensionador de
Transmissão por Correias**

Autor: **Ubirajara Garcia**

Orientador: **Prof. Dr. Robson Pederiva**

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



**Prof. Dr. Robson Pederiva, Presidente
Universidade Estadual de Campinas
Faculdade de Engenharia Mecânica**



**Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira
Universidade de São Paulo
Escola de Engenharia de São Carlos**



**Profa. Dra. Katia Lucchesi Cavalca Dedini
Universidade Estadual de Campinas
Faculdade de Engenharia Mecânica**

Campinas, 08 de junho de 2009

Dedicatória:

Dedico este trabalho ao saudoso Agostinho Garcia, pelo seu exemplo científico e pela honra de ser seu filho;

A minha mãe Maria, minha filha Mariana e a Regina, minha querida esposa, pela beleza de vivermos juntos.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Ao prof. Dr. Robson Pederiva, pela orientação, paciência e estímulo no decorrer do trabalho.

Aos professores do Departamento de Projeto Mecânico da Unicamp, especialmente àqueles que me ministraram aulas, ilustrando muitos dos conhecimentos necessários para a confecção desta dissertação.

Aos meus familiares, à minha mãe, filha e esposa pelo seu companheirismo e carinho e aos amigos aqui não citados, pela torcida e pelo incentivo recebido nas diferentes fases pelas quais passamos, enquanto desenvolvíamos o trabalho.

Aos trabalhadores brasileiros que, através de seus impostos, sustentam a estrutura universitária neste país, meus especiais agradecimentos.

Resumo

GARCIA, Ubirajara. Estudo de vibrações em auto-tensionador de transmissão por correias, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009.71p. Dissertação (Mestrado)

Neste trabalho desenvolve-se um método, que permite avaliações de parâmetros, para o estudo do projeto de um sistema auto-tensionador no controle de suas vibrações transversais e forças atuantes. Parâmetros construtivos e operacionais, como: a geometria, inércia, rigidez da mola do auto-tensionador, rigidez da correia e condições de operação, como: frequências de excitação, forças estáticas e dinâmicas são obtidas em um sistema auto-tensionador de transmissão por correias, aplicados em automóveis de passeio comerciais. Com a modelagem dinâmica de um grau de liberdade, calcula-se a força de atrito e fator de amortecimento, que estabelece o controle de vibrações e forças atuantes no sistema. Os resultados das simulações computacionais são analisados e comparados com os resultados obtidos pelo protótipo experimental desenvolvido. Os resultados tecno-experimentais indicam ajuste satisfatório, o que representa uma contribuição significativa, para o estudo de sistemas auto-tensionadores e na melhoria do controle de vibrações e forças atuantes em correias dentadas, em tempo real de projeto.

Palavras chaves: Vibrações, Correia Dentada, Auto-tensionador

Abstract

GARCIA, Ubirajara. *Study of vibration on tensioner of transmission by belts*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009.71p. Dissertação (Mestrado)

This investigation describes a method, which permits evaluating the best parameters, in the study of tensioner project system in its transversal vibration control and actuating forces. The constructive and operating parameters, as: geometry, inertia, tensioner spring stiffness, belt stiffness, and operating conditions as: excitation frequencies, static and dynamic forces are obtained in a tensioner of transmission by belts with market vehicles application. With a dynamical modelling of one degree of freedom are calculated the attract force and damping factor that establish the vibration control and system actuating forces. The computational simulating results are analysed and compared with obtained results from the developed experimental prototype. The techno-experimental results have a satisfactory adjust, that represents a significative contribution, for tensioners systems study and the better control of vibrations and actuating forces on driven belts, in project real time.

Key Words: Vibration, Driven Belt, Tensioner

*É bom ser importante, mas o
importante mesmo é ser bom*

Índice

| | | |
|-------|--|----|
| | Lista de figuras | |
| | Lista de tabelas | |
| | Nomenclatura | |
| 1 | Introdução | 1 |
| 1.1 | Objetivos do trabalho | 2 |
| 1.2 | Conteúdo dos capítulos | 3 |
| 2 | Revisão da literatura | 5 |
| 2.1 | Aspectos gerais | 7 |
| 2.2 | Aspectos específicos | 10 |
| 3 | Sistema de transmissão por correias | 12 |
| 3.1 | Aspectos gerais | 12 |
| 3.2 | Correias dentadas automotivas | 15 |
| 3.3 | Tensionador e auto-tensionador | 17 |
| 3.3.1 | Diagrama do auto-tensionador e componentes | 18 |
| 4 | Procedimento analítico teórico | 19 |
| 4.1 | Modelo físico do circuito de distribuição mecânica automotivo | 22 |
| 4.2 | Diagrama construtivo e geométrico do sistema auto-tensionador | 26 |

| | | |
|-------|--|----|
| 4.3 | Modelo analítico-teórico do sistema auto-tensionador | 28 |
| 4.3.1 | Parâmetros de cálculos do sistema auto tensionador | 31 |
| 4.3.2 | Procedimento analítico, medições de parâmetros construtivos e condições de contorno do sistema auto-tensionador | 31 |
| 4.4 | Simulações computacionais do sistema auto-tensionador | 32 |
| 4.5 | Simulações numéricas e ajustes de parâmetros de projeto | 33 |
| 4.5.1 | Ajustes com o fator de amortecimento nulo e força de atrito constante com variações das faixas de frequências | 33 |
| 4.5.2 | Ajustes com o fator de amortecimento nulo e força de atrito constante com sua variação percentual na condição de ressonância | 38 |
| 4.5.3 | Ajustes com o fator de amortecimento variável e força de atrito constante na condição de ressonância | 41 |
| 4.5.4 | Gráficos das vibrações angulares do auto-tensionador x vibrações de excitação x períodos, nas variações de faixas de frequências | 42 |
| 4.5.5 | Gráficos das forças de excitação x ângulos no período, nas variações de faixas de frequências | 46 |
| 4.6 | Comentários | 50 |
| 5 | Procedimento experimental | 51 |
| 5.1 | Desenvolvimento do modelo físico e seus componentes | 51 |
| 5.2 | Dispositivo experimental | 53 |
| 5.2.1 | Identificação de componentes | 54 |
| 5.2.2 | Sensores e parâmetros instrumentados | 55 |
| 5.3 | Procedimento computacional | 55 |

| | | |
|-------|--|----|
| 5.4 | Resultados de amostras | 56 |
| 5.4.1 | Gráficos gerados com frequência de 1 Hz | 57 |
| 5.4.2 | Gráficos gerados com frequência de 10 Hz | 58 |
| 5.4.3 | Gráficos gerados com frequência de 20 Hz | 59 |
| 5.4.4 | Gráficos gerados com frequência de 30 Hz | 60 |
| 5.4.5 | Gráficos gerados com frequência de 40 Hz | 61 |
| 5.4.6 | Gráficos gerados com frequência de 50 Hz | 62 |
| 5.4.7 | Gráficos gerados com frequência de 60 Hz | 63 |
| 5.5 | Comentários | 64 |
| 6 | Conclusões | 65 |
| 6.1 | Sugestões para Próximos Trabalhos | 66 |
| | Referências Bibliográficas | 68 |

Lista de Figuras

| | | |
|-----|---|----|
| 3.1 | Motor com sistema de distribuição mecânica acionado por correia dentada | 14 |
| 3.2 | Árvores de comando de válvulas | 14 |
| 3.3 | Árvore das manivelas | 14 |
| 3.4 | Sistema de distribuição mecânica do motor | 15 |
| 3.5 | Atropelamento de válvulas | 16 |
| 3.6 | Diagrama construtivo do auto-tensionador estudado | 18 |
| 4.1 | Regulagem da tensão estática | 20 |
| 4.2 | Diagrama de resposta dinâmica do sistema | 21 |
| 4.3 | Nomenclatura e simplificação do trecho físico de estudo do circuito de distribuição mecânica do motor | 23 |
| 4.4 | Diagrama funcional do circuito de distribuição simplificado | 24 |
| 4.5 | Diagrama construtivo do auto-tensionador | 25 |
| 4.6 | Diagrama funcional da mola torsional | 26 |
| 4.7 | Diagrama de forças e parâmetros funcionais do auto-tensionador | 27 |
| 4.8 | Diagrama de corpo livre do sistema auto-tensionador | 28 |

| | | |
|------|--|----|
| 4.9 | Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 1 Hz | 34 |
| 4.10 | Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 10 Hz | 35 |
| 4.11 | Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 20 Hz | 35 |
| 4.12 | Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 30 Hz | 36 |
| 4.13 | Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 40 Hz | 37 |
| 4.14 | Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 50 Hz | 37 |
| 4.15 | Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 60 Hz | 38 |
| 4.16 | Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 3,5$ N na condição de ressonância | 39 |
| 4.17 | Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 17,5$ N na condição de ressonância | 40 |
| 4.18 | Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 80$ N na condição de ressonância | 40 |
| 4.19 | Ajuste com $\varepsilon = 0,01$ e $F_{at} = 35$ N na condição de ressonância | 41 |
| 4.20 | Ajuste com $\varepsilon = 0,11$ e $F_{at} = 35$ N na condição de ressonância | 41 |
| 4.21 | Ajuste com $\varepsilon = 0,16$ e $F_{at} = 35$ N na condição de ressonância | 42 |
| 4.22 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 1 Hz | 43 |
| 4.23 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 10 Hz | 43 |
| 4.24 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 20 Hz | 44 |
| 4.25 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 30 Hz | 44 |

| | | |
|------|---|----|
| 4.26 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 40 Hz | 45 |
| 4.27 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 50 Hz | 45 |
| 4.28 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 60 Hz | 46 |
| 4.29 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 1 Hz | 47 |
| 4.30 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 10 Hz | 47 |
| 4.31 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 20 Hz | 48 |
| 4.32 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 30 Hz | 48 |
| 4.33 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 40 Hz | 49 |
| 4.34 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 50 Hz | 49 |
| 4.35 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 60 Hz | 50 |
| 5.1 | Desenvolvimento do modelo físico e componentes | 51 |
| 5.2 | Modelo físico do circuito da correia dentada e auto-tensionador | 52 |
| 5.3 | Foto do modelo físico e componentes para instrumentação | 52 |
| 5.4 | Foto do auto-tensionador e componentes | 53 |
| 5.5 | Foto do dispositivo experimental com a correia dentada e auto-tensionador instrumentados com sensores e atuadores | 53 |
| 5.6 | Foto do dispositivo experimental com um pistão vibrando com amplitude e faixas de frequências controladas a partir da regulagem inicial | 54 |
| 5.7 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 1 Hz | 57 |
| 5.8 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 1 Hz | 57 |
| 5.9 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 10 Hz | 58 |
| 5.10 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 10 Hz | 58 |
| 5.11 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 20 Hz | 59 |
| 5.12 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 20 Hz | 59 |
| 5.13 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 30 Hz | 60 |

| | | |
|------|---|----|
| 5.14 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 30 Hz | 60 |
| 5.15 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 40 Hz | 61 |
| 5.16 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 40 Hz | 61 |
| 5.17 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 50 Hz | 62 |
| 5.18 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 50 Hz | 62 |
| 5.19 | Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 60 Hz | 63 |
| 5.20 | Força de excitação x Ângulo – Frequência 60 Hz | 63 |

Lista de Tabelas

| | | |
|-----|--|----|
| 4.1 | Parâmetros, grandezas e unidades para cálculos da equação diferencial de movimento | 31 |
| 5.1 | Sensores instrumentados | 55 |

Nomenclatura

Letras Latinas

- k_1 - Coeficiente de rigidez do trecho inferior da correia dentada.
- k_2 - Coeficiente de rigidez do trecho superior da correia dentada.
- k_m - Coeficiente de rigidez da mola do auto-tensionador.
- k_e - Coeficiente de rigidez equivalente do sistema auto-tensionador.
- c_1 - Coeficiente de amortecimento do trecho inferior da correia dentada.
- c_2 - Coeficiente de amortecimento do trecho superior da correia dentada.
- c_m - Coeficiente de amortecimento da mola do auto-tensionador.
- c_e - Coeficiente de amortecimento equivalente do sistema auto-tensionador.
- e - Excentricidade do eixo excêntrico do auto-tensionador.
- F_1 - Força no trecho inferior da correia dentada.
- F_2 - Força no trecho superior da correia dentada.
- F_{at} - Força de atrito no auto-tensionador.
- F_{cd} - Força de excitação da correia dentada.
- F_{est} - Força estática aplicada no ajuste inicial do auto-tensionador.
- F_m - Força da mola do auto tensionador.
- F_n - Força normal no auto-tensionador.
- F_r - Força resultante no pino do auto-tensionador.
- I_0 - Momento de inércia do auto-tensionador em relação ao centro (0).

- I_p** - Momento de inércia do auto-tensionador em relação ao pino (P).
- M** - Massa do excêntrico e rolamento do auto-tensionador.
- R** - Raio externo do rolamento do auto-tensionador.
- r** - Raio interno do rolamento e eixo excêntrico do auto-tensionador.
- r_p** - Raio do pino do auto-tensionador.
- T** - Período de frequências de excitação do auto-tensionador.
- $y(t)$** - Deslocamento forçado harmônico aplicado no sistema auto-tensionador em função do tempo.
- Y** - Amplitude do deslocamento forçado do auto-tensionador.

Letras Gregas

- θ_0** - Regulagem angular inicial do auto-tensionador.
- θ** - Deslocamento angular do auto-tensionador.
- ε** - Fator de amortecimento do sistema auto-tensionador
- μ_e** - Coeficiente de atrito estático
- π** - Constante matemática.
- w** - Frequência angular de excitação forçada da correia dentada.
- w_n** - Frequência natural do sistema auto-tensionador

Abreviações

- a.t** - Auto-tensionador
- c.d** - Correia dentada
- c.i** - Condição inicial
- edm** - Equação diferencial de movimento
- gdl** - Grau de liberdade
- ode** - Equação diferencial ordinária (edo)
- ohc** - Comando de válvulas sobre o cabeçote
- rpm** - Rotações por minuto
- rvidt** - Sinal variável de rotação pelo tempo

Siglas

Matlab - Matrix Laboratory – programa com módulos aplicados na engenharia.

Labview- Programa computacional para instrumentação experimental.

Capítulo 1

Introdução

Os motores automotivos modernos, geralmente utilizam sistemas de transmissão por correias, com mecanismos de auto-tensionamento para controlar os níveis de tensão e amplitude de vibração dos mesmos. Para evitar a ocorrência de grandes flutuações de tensões nestes sistemas, que podem conduzir à fadiga, à falta de sincronismo e ao rompimento prematuro da correia, utilizam-se diversos mecanismos para sistemas de auto-tensionamento, em motores automotivos. Em particular, um dos mecanismos mais comuns é o de acionamento por mola, que se posiciona, normalmente, no lado de menor tração do sistema, entre a polia do virabrequim e o comando de válvulas do motor. Nestes casos, em condições dinâmicas específicas, fenômenos de ressonâncias e instabilidades podem ocorrer, ocasionando a perda de desempenho do motor.

Os sistemas de distribuição mecânica, da maioria dos motores automotivos modernos no Brasil, se utilizam de correias dentadas, com tensionadores ou auto-tensionadores, para garantir a transmissão e o sincronismo no movimento do motor.

O tensionador tem como função, tensionar estaticamente a correia dentada. O auto-tensionador, além desta função, auto-tensiona a correia

dentada, para controlar dinamicamente suas tensões e vibrações transversais, garantindo com maior eficiência, o tempo de vida útil do sistema.

A importância em estabelecer um processo de busca, pelo entendimento da dinâmica de operação de um sistema auto-tensionador, acionado por mola e de sua influência, sobre a transmissão por correias, é a motivação principal deste trabalho.

1.1 Objetivos do trabalho

O objetivo deste trabalho é estudar a dinâmica operacional do sistema auto-tensionador e a influência de parâmetros funcionais, como a força de atrito e fator de amortecimento, no controle da variação da amplitude de forças atuantes no sistema, mantendo suas vibrações transversais, dentro dos limites de ação do auto-tensionador, em relação às faixas de frequências de excitação pré-estabelecidas.

É realizada uma análise sistemática do sistema auto-tensionador, acionado por correias dentadas, em condições dinâmicas e operacionais específicas.

O sistema é modelado inicialmente pelas equações básicas do equilíbrio estático (Meirelles, 2003), quando é aplicada a tensão estática recomendada à correia dentada, através do giro do pino de apoio do auto-tensionador, contra a pista de seu rolamento. É gerada a deformação na correia, autocompensada pela ação de um excêntrico interno, acionado por mola e pela geometria construtiva do auto-tensionador, estabelecendo-se o equilíbrio estático.

O equilíbrio dinâmico do auto-tensionador é modelado, a partir do giro e inércia de seu excêntrico interno e rolamento acionado e alavancado por mola, com amortecimento de Coulomb. O sistema pré-tensionado é excitado forçadamente pelo tensionamento e deformação da correia, como um sistema massa-mola-amortecedor, em primeira aproximação, por uma equação diferencial de movimento com um grau de liberdade, a partir da teoria de vibrações básicas.

Neste modelo, o giro do excêntrico interno do auto-tensionador ocorre dinamicamente, conforme a deformação da correia, representando seu auto-tensionamento. Suas amplitudes de vibrações transversais e as forças resultantes retroagem no pino de apoio e correia, realimentando a força de atrito que é o principal fator de amortecimento deste sistema, que são estudados para otimizar o controle de tensões e vibrações transversais no auto-tensionador.

1.2 Conteúdo dos capítulos

No Capítulo 1 é apresentada uma visão geral da pesquisa, incluindo em breve histórico, a importância e a justificativa da escolha do tema, as delimitações do assunto, a formulação de hipóteses e objetivos da pesquisa. Analisa-se especificamente a ação de um auto-tensionador acionado por correia, com retorno por mola e amortecido por Coulomb, em estudo de caso, com o objetivo de desenvolver um entendimento de sua dinâmica operacional, identificando seu comportamento no controle de forças e vibrações transversais, em faixas de frequência de excitação específicas, com a influência da força de atrito e amortecimento.

No Capítulo 2 é discutido o estado do conhecimento, apresentando algumas informações já publicadas sobre o circuito de distribuição por correias, utilizando tensionadores ou auto-tensionadores, ligados em ordem cronológica ao assunto estudado, comentando-se e registrando-se os pontos, que alavancam e agregam informações relevantes à pesquisa, além da evolução do tema em tela.

No Capítulo 3 é apresentada a construção e operação de um sistema de distribuição mecânica com aplicação automotiva acionado por correia e a construção de um auto-tensionador acionado por mola e amortecido por Coulomb, atuando no controle de forças e amplitudes de vibrações no circuito da correia dentada.

No Capítulo 4, apresenta-se o diagrama de corpo livre simplificado do

sistema auto-tensionador, definindo-se seu modelo matemático e simulações computacionais de movimentos vibratórios do sistema. Adota-se como metodologia para o equacionamento de seus movimentos, a teoria de vibrações mecânicas básicas, com os mesmos parâmetros construtivos e operacionais do auto-tensionador e correia dentada utilizados na montagem experimental. Simplificações em relação, a um circuito de distribuição mecânica automotiva de uso comercial são aplicadas, para que possam ser analisadas e simuladas as influências da força de atrito e amortecimento, no controle da amplitude destas vibrações. São simuladas saídas gráficas, em diferentes faixas de frequências de excitação do sistema. O procedimento computacional é desenvolvido com base na programação do Matlab, na rotina de programação Ode 45, que realiza a integração numérica. Resultados numéricos são obtidos, a partir da programação da equação diferencial de movimento, com valores de faixas de frequências controladas, dentro das simplificações do modelo, dadas suas condições de contorno. O amortecimento e a força de atrito são considerados, por hipótese, baseada em fundamentos empíricos, os fatores de maior influência e são calculados, buscando-se a otimização do controle de forças e vibrações atuantes no sistema.

No Capítulo 5 apresenta-se o procedimento experimental, representado pela modelo físico e dispositivo experimental, desenvolvido com as mesmas condições construtivas e de operação impostas no procedimento teórico, com parâmetros pré-definidos e controlados. Estes parâmetros são instrumentados por sensores e atuadores, para a aquisição de sinais elétricos, que são convertidos em parâmetros físicos analisados, como: forças, deslocamentos e ângulos coletados, com a variação da frequência de excitação harmônica e de amplitude constante, aplicada com a atuação de um pistão hidráulico programado em laboratório.

No Capítulo 6 apresentam-se as conclusões, quando se convalidam os resultados obtidos das simulações numéricas e do procedimento experimental, gerando respostas às hipóteses propostas na introdução, comentários sobre resultados obtidos, além das sugestões para próximos trabalhos.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

Em nível de pesquisa, ainda não é consolidado o estudo do controle de tensões e vibrações realizado por auto-tensionadores acionados por correia, apesar de vários estudos enfatizarem a grande importância em se controlar as tensões e a amplitude destas vibrações em correias dentadas. Os investimentos na melhoria técnica de auto-tensionadores acionados por correia, no regime de operação de um motor automotivo, garantem na prática, a maior segurança do sistema de transmissão mecânica e sincronismo com o aumento do tempo de vida útil da correia dentada e maior confiabilidade do sistema de motorização do automóvel (Mendes, 1993).

Alguns estudos foram realizados sobre correias dentadas e tensionadores com aplicações automotivas aqui citadas para enfatizar a evolução, importância e atualidade do tema escolhido, inicialmente estudado por Ulsoy, et al. (1985) [*Design of belt-tensioner systems for dynamic stability*], no *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, que descreve diversos mecanismos que causam a instabilidade nos sistemas de tensionamento da correia dentada e apresenta uma metodologia de projeto para melhorar o desempenho dinâmico obtendo um modelo matemático aproximado

por métodos numéricos para o desenvolvimento particularizado de procedimentos do projeto da correia dentada e tensionador. Desde então, muitos outros trabalhos foram publicados até os dias atuais, como: O estudo realizado por Baker, et al. (1991) [*Dynamic analysis of belt drive tension forces during rapid engine acceleration*], no *SAE Special Publications*, sobre a determinação da tensão estática aplicada em correias dentadas, estimado através de sua frequência de ressonância. O trabalho realizado por Wan e Kwang (1994) [*Identification of tension in a belt-driven system by analysing flexural vibrations*], no *Mechanical Systems and Signal Processing*, um método sobre a identificação de tensões estáticas e dinâmicas através da medição das vibrações transversais da correia. O estudo de Kraver, et al. (1996) [*Complex modal analysis of a flat belt pulley system with belt damping and Coulomb-damped tensioner*], no *Journal of Mechanical Design*, onde é analisado com um procedimento modal, o espectro de vibrações de um sistema de polias acionado por correia lisa e os efeitos significativos do amortecimento da correia na amplitude de suas tensões e vibrações, com efeitos menores do tensionamento da mola e do amortecimento de Coulomb do auto-tensionador. O trabalho realizado por Tokoro, et al. (1997) [*Analysis of transverse vibration in engine timing belt*], no *JSAE Review*, sobre a variação das vibrações transversais da correia e de suas tensões com os acréscimos de rotação do motor. O estudo de Zhao e Jiabin (1998) [*Experimental testing and modeling of automotive automatic belt tensioners*], no *SAE Special Publications*, onde tensionadores são estudados experimentalmente e modelados matematicamente em escalas de frequências e amplitudes de movimentação da correia para melhoria de sua performance. O trabalho proposto por Kwon e Ih (2000) [*Vibration power flow in the moving belt passing through a tensioner*], no *Journal of Sound and Vibration*, um método onde estudou-se o fluxo de potência de vibrações em um tensionador quando no movimento de uma correia dentada. O estudo proposto por Nouri e Zu (2002) [*Dynamic analysis and optimization of tensioner in automotive serpentine belt drive systems*], no *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, uma metodologia de otimização do projeto do tensionador com a análise dinâmica

do circuito da correia dentada no sistema de distribuição mecânica automotivo modelado com um ou vários graus de liberdade reduzindo-se os níveis de vibrações do sistema. O trabalho proposto por Michon, et al. (2005) [*Hysteretic behavior of a belt tensioner: Modelling and experimental investigation*], no *JVC/Journal of Vibration and Control*, onde é descrita a modelagem experimental e a curva de resposta de histerese do tensionador e correia que aumenta com as frequências e amplitudes de excitação. O estudo de Kong e Parker (2005) [*Mechanics of serpentine belt drives with tensioner assemblies and belt bending stiffness*], no *Journal of Mechanical Design*, com a análise de estado constante do comportamento de um circuito de correia dentada, com um auto-tensionador de aplicação automotiva, modelado por Euler-Bernoulli com as variações de tensão e efeitos do atrito de deslizamento do auto-tensionador na correia dentada, influenciando em sua rigidez.

Para tanto, neste primeiro levantamento bibliográfico, a fim de verificar o estágio atual do conhecimento sobre o tema proposto, percebeu-se que o estudo de tensões atuantes e vibrações mecânicas em correias dentadas e auto-tensionadores, no sistema de distribuição por correias automotivas, são objeto de grandes investimentos de pesquisas. Porém, poucos foram os artigos, que trataram da análise de tensões e vibrações atuantes em auto-tensionadores acionados por mola, com amortecimento de Coulomb e em nenhum deles foram investigados, especificamente, as influências e efeitos da força de atrito e fator de amortecimento no controle da amplitude vibratória do sistema auto-tensionador acionado por mola, no circuito da correia dentada automotivo, mesmo sendo sugerida a importância destes fatores no controle destas vibrações, o que inspirou a necessidade do estudo proposto neste trabalho.

2.1 Aspectos gerais

Vibrações mecânicas são fenômenos que ocorrem nos sistemas de transmissão por correia, e na grande maioria das vezes, prejudicam seu desempenho. Torna-se necessário um processo de controle da flutuação de forças atuantes nestes sistemas, para que o circuito possa operar em condições

satisfatórias (Abrate, 1992). Quando as flutuações de tensões, não são controladas pelo auto-tensionador, nas diferentes frequências de operação do motor, provocam um aumento da amplitude das vibrações na correia e a diminuição de sua vida útil estimada (Hiroharu, et al. 1998). No caso específico, de alguns motores atualmente produzidos, o tensionamento de seu circuito de distribuição mecânica é realizado por tensionadores fixos, e não acompanham a deformação da correia (Kwon e Ih, 2000). Sem a atuação do auto-tensionamento no controle da amplitude de suas vibrações, em seu lado de menor tração, ocorre um aumento nos níveis de vibrações da correia (Nouri e Zu, 2002). Ao serem utilizados auto-tensionadores no circuito da correia, o controle da amplitude destas tensões e vibrações tendem a ser controlados, favorecendo a transmissão e sincronismo do movimento (Zhao, et al. 1998). A investigação do comportamento dinâmico do auto-tensionador, no lado de menor tração da correia, no qual ocorrem as maiores flutuações do circuito e da eficiência no controle da amplitude das vibrações, dentro das faixas operacionais do auto-tensionador, é fundamental para o estudo do desempenho de transmissão por correias automotivas. O desempenho adequado, evita o efeito de batente, o impacto por responder dinamicamente acima de seus limites de operação, o que pode realimentar as vibrações e tensões atuantes na correia (Singru e Modak, 2004). A redução de sua vida útil provoca o rompimento prematuro da correia e manutenções dispendiosas do motor (user manual, Good Year Company, 2004). Um estudo detalhado sobre o processo de funcionamento de um auto-tensionador com aplicação automobilística, os efeitos de seus parâmetros construtivos e geométricos, além dos fatores operacionais envolvidos, pode auxiliar na melhoria do desempenho do projeto do sistema de transmissão por correia.

O controle de tensões e de vibrações mecânicas em correias dentadas e a aplicação de tensionadores e auto-tensionadores em sistemas de transmissão por correias automobilísticas, tem sido objeto de vastos estudos, no qual é abordado o comportamento dinâmico, através do controle de tensões e de vibrações em correias dentadas. São mais raros os estudos do comportamento

dinâmico de auto-tensionadores, apesar de terem sido desenvolvidos alguns estudos sobre a flutuação no sistema de tensionamento em correias e o desenvolvimento de metodologia para o desenvolvimento do projeto de tensionador e correia (Ulsoy, et al. 1985), ou sobre um procedimento modal de espectro de vibrações para reconhecimento dos efeitos do amortecimento da correia, tensionamento da mola e amortecimento de Coulomb do auto-tensionador (Kraver, et al. 1996). As pesquisas para o entendimento da dinâmica funcional de tensionadores, no controle do circuito de transmissão por correia em veículos, controlando o aumento de tensões e vibrações excessivas na correia dentada, continuam sendo foco de investigações, por causar a indisponibilidade da correia dentada e do sincronismo do motor, pelo rompimento prematuro, total ou parcial de seus dentes (Mendes, 1993). Esse processo de falhas compromete todo o sistema de motorização do veículo (manual de reparos, General Motors do Brasil, 1985).

O aspecto da dinâmica funcional no estudo de auto-tensionadores acionados por mola e com atrito por Coulomb, no circuito de transmissão por correia é de relativa complexidade, fato que se deve aos seguintes fatores:

- Os níveis de amplitude de tensões e de vibrações na correia dentada variam dinamicamente com as condições de rotação do motor provocadas pelas flutuações de tensões e deformações da correia. Estas têm características não lineares ao excitarem o auto-tensionador, principalmente em altas frequências, nas quais as suas condições de respostas dinâmicas são mais exigidas (Hiroharu, et al. 1996).

- Os circuitos automotivos de distribuição por correia dentada possuem alguns fatores que alteram irregularmente as frequências de excitação da correia dentada (Wan e Kwang, 1994). O desalinhamento na face externa da correia, geometria de encaixe de seus dentes, excentricidades das polias, dentre outros fatores, dificultam a análise dos parâmetros construtivos e operacionais que interferem e influenciam o controle da amplitude de tensões e vibrações do auto-tensionador acionado por correia.

- O controle de tensões e vibrações na correia dentada realizados pelo auto-tensionador variam com a temperatura de operação do ambiente de

trabalho (Ueda, 1994).

- As condições operacionais do auto-tensionador modificam-se com a variação das frequências de excitação da correia, e com a variação de seus parâmetros construtivos pré-ajustados, como a geometria, inércia, rigidez da mola de retorno, força de atrito, força estática aplicada, fator de amortecimento da correia, entre outros fatores (Ulsoy, 1985).

É de relativa complexidade a identificação experimental e teórica dos principais parâmetros que influenciam o controle das forças atuantes e vibrações transversais do sistema, que devem ser alavancados neste trabalho para o estudo de sua dinâmica funcional.

A montagem entre o auto-tensionador e o laço envolvente da correia dentada possui características de regulagem e posição, como pré-tensionamento estático e atrito relativo entre as partes com grande influência em seu equilíbrio cinemático e dinâmico (Suweken e Horssen, 2003).

As variações de tensão e vibrações transversais do sistema auto-tensionador, respondem dinamicamente com amplitudes muito acima de seus limites de operação, com razoável dificuldade de controle, quando excitados pela correia dentada em frequências de excitação próximas de sua frequência natural, entrando em ressonância.

Devido às dificuldades apresentadas pela literatura, a maioria dos estudos realizados no sistema auto-tensionador é experimental ou de investigação, com mudanças realizadas em seus parâmetros construtivos, visando evitar os efeitos provocados pelo aumento da amplitude de vibrações acima de seus limites operacionais (Fan e Shah, 1996). Quando há variações de rotação do motor, o efeito de batente pode realimentar as forças e vibrações atuantes no sistema, causando danos à correia dentada (Singru e Modak, 2001) e (Jung, et al. 2005).

2.2 Aspectos específicos

O auto-tensionador tem por objetivo controlar os níveis de tensões e vibrações da correia dentada dentro de seus limites de atuação, em particular no seu trecho de menor tração, no qual ocorrem as maiores instabilidades no

movimento e de maior interesse de estudos em sua dinâmica operacional no circuito. O auto-tensionador, quando não opera com seu movimento vibratório, dentro de seus limites de atuação, pré-estabelecidos no projeto, via-de-regra, realimenta os níveis de vibrações transversais da correia (Kong e Parker, 2005), corroborando para a diminuição de sua vida útil, provocando seu rompimento precoce com a imediata inoperância do motor veicular, causando manutenções corretivas dispendiosas (apostila – reforma de motores, 1982).

A análise dinâmica inicia-se pelo estudo do auto-tensionamento da correia dentada no circuito de distribuição mecânica de um motor automotivo com um auto-tensionador acionado por mola, com amortecimento por Coulomb, para estabelecer o controle de tensões atuantes e das vibrações na correia dentada em faixas de operação pré-estabelecidas, conforme as rotações do motor. No modelamento deste circuito, alguns parâmetros operacionais e construtivos foram simplificados em relação ao circuito real automotivo, desprezando-se parâmetros considerados de pouca relevância e controlando-se outros, para que seja facilitada a análise da influência dos parâmetros que por hipótese foram considerados relevantes a este estudo.

O modelamento teórico-experimental é realizado considerando-se uma primeira aproximação das forças atuantes e do movimento vibracional de um auto-tensionador de aplicação automotiva, com suas condições de contorno e simplificações impostas com a linearização de certos parâmetros como: a rigidez e o fator de amortecimento da correia dentada, rigidez da mola de retorno, força de atrito no auto-tensionador. O controle de outros parâmetros, como: a amplitude e frequências de excitação da correia, seu encaminhamento, aplicação de pré-cargas e a aplicação de forças entre correia e auto-tensionador, são simplificadas no modelo físico em relação à aplicação automobilística real, no modelamento teórico e experimental. A partir destas condições pré-estabelecidas são propostas as simulações de resultados com a variação de parâmetros como a força de atrito e fator de amortecimento, que por hipótese teriam maior influência no controle de forças e vibrações atuantes no auto-tensionador e correia, isolando-se a influência de outros fatores indesejados, que poderiam interferir na análise dos resultados.

Capítulo 3

Sistema de Transmissão por Correias

3.1 Aspectos gerais

O sistema de distribuição mecânica de um motor automotivo tem por objetivo transmitir e sincronizar o movimento entre a árvore de manivelas e o comando de válvulas, e desta forma sincronizar o tempo exato de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape em relação ao movimento dos pistões (apostila - abc do motor, 1965).

Atualmente, os motores em automóveis de passeio são de alto giro (manual de reparos, 1985), o que os tornam mais eficientes e também sujeitos a um maior nível de vibrações mecânicas. Com o seu comando de válvulas posicionado sobre o cabeçote (apostila - reforma de motores, 1982), e por estarem mais distanciados do virabrequim se utilizam de sistemas de distribuição mecânica por correias dentadas, ao invés de correntes ou engrenagens, mais empregados em motores de baixa rotação. Evitam-se, assim, maiores vibrações no motor ao suavizar-se a transmissão e sincronismo deste movimento, mas com grandes tensões e vibrações mecânicas em sua correia dentada. Dispositivos tensionadores ou auto-tensionadores são empregados no encaminhamento de seu circuito, que a princípio tem o papel de pré tensioná-lo, evitando-se que ao transmitir o movimento entre as polias das árvores de

transmissão, desencaxem-se de seus dentes de acoplamento perdendo seu sincronismo, podendo avariar o motor (Castellini, et al.1999). O pré-tensionamento pode promover, a elevação da frequência natural (Dias, 2000), e da força normal na correia dentada responsável pela força de atrito, atuante no sistema auto-tensionador, evitando-se maiores instabilidades e ressonâncias na operação do motor.

Motores automotivos giram no sentido horário, provocando o tracionamento da correia dentada em seu lado chamado de tração, pelo arraste entre polias motoras e movidas com diferentes torques de transmissão pelas diferentes rotações, diâmetros de polias, curvas de comando (Abrate, 1992). Tais deformações são transmitidas ao seu lado de menor tração (oposto), pela polia motora excitando dinamicamente este lado com vibrações harmônicas às rotações do motor. O auto-tensionador atua no lado de menor tração da correia dentada e tem a função de pré-tensionar todo este circuito acompanhando as folgas devidas às deformações, transmitidas pelo lado de tração, auto-tensionando-o e controlando as amplitudes destas vibrações, evitando-se maiores instabilidades e ressonâncias na correia dentada.

É de fundamental importância um preciso ajuste da regulagem da tensão estática da correia dentada através do mecanismo auto-tensionador (Wan e Kwang, 1994). A segunda frequência natural da correia dentada tem seu valor ajustado de forma proporcional a regulagem inicial estática do pré-tensionamento aplicado e flutuará ao redor deste ponto de equilíbrio (Singru e Modak 2001), de acordo com as variações de tensões na operação do sistema. As frequências de ressonância variam no seu lado de maior e menor tração com o tensionamento dinâmico atuante (Palmer, 2005). Este tensionamento dinâmico varia com uma grande influência da força normal e de atrito gerado pelo pré-tensionamento da correia e das características do auto-tensionador, como: geometria de tensionamento, inércia do sistema, rigidez da mola torcional de retorno e fator de amortecimento, entre outros fatores (Fan, 1996)

Outros fatores como, por exemplo: a imprecisão das polias e da correia dentada ou do desajuste no acoplamento entre seus dentes ocasionam maiores

níveis de vibrações e ruídos na correia dentada. As variações de rotação do motor podem causar falha no sincronismo deste movimento em condições de alto torque, diminuindo sua vida útil (Jung e Phark, 2005). A eficiência operacional do sistema de distribuição do motor depende dentre outros fatores, em manter-se livre de contaminação, de agentes lubrificantes ou poeira entre: polias, correia dentada e auto-tensionador, que podem reagir quimicamente com o material da correia dentada, travar o rolamento do auto-tensionador ou descalibrar sua mola de retorno (Jung e Shing, 2006). Acréscimos de temperatura na correia dentada, também podem alterar significadamente a operação do auto-tensionador, com relação aos seus níveis de vibrações, alterando a operação do sistema de distribuição do motor (Hiroharu, et al. 1996).

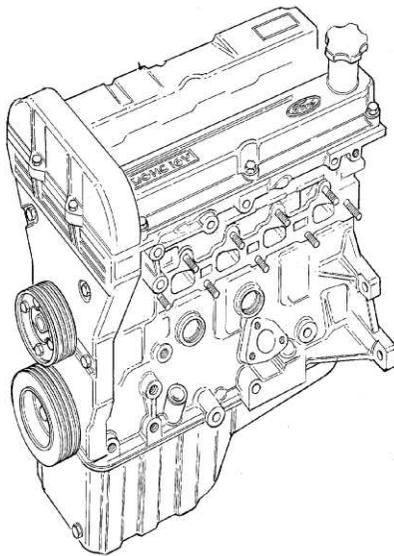


Figura 3.1 – Motor com sistema de distribuição mecânica acionado por correia dentada (*)

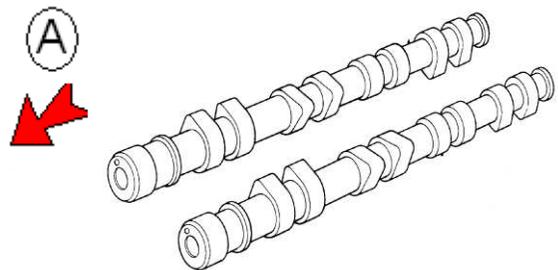


Figura 3.2–Árvores de comando de válvulas (*)

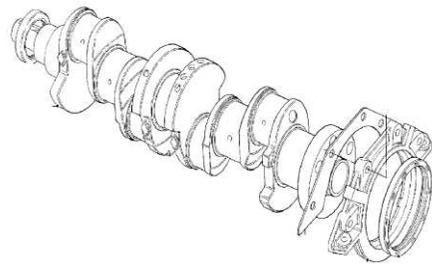
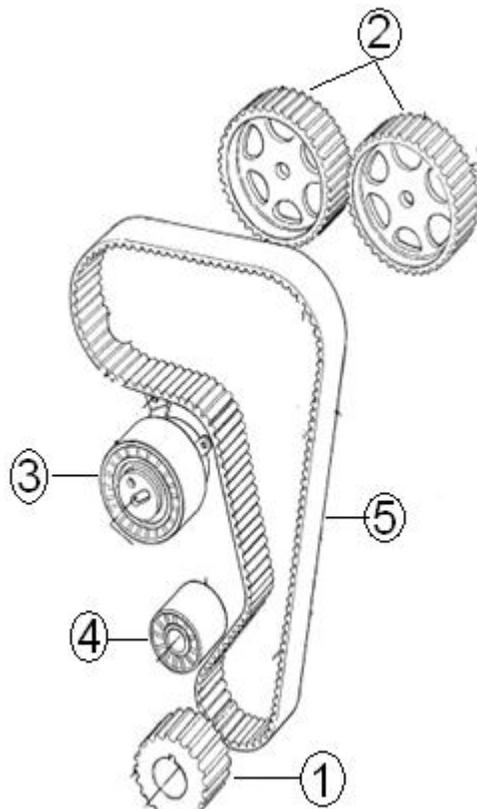


Figura 3.3 – Árvore de manivelas (*)

(*) - (Fonte: Manual de reparos, 1985)



- 1 - polia do virabrequim.
- 2 - polias das árvores de comando de válvulas.
- 3 - auto-tensionador.
- 4 - polia direcionadora.
- 5 - correia dentada

(Fonte: Manual de reparos, 1985)

Vista A

Figura 3.4 – Sistema de distribuição mecânica do motor.

Na figura 3.1 mostra-se um motor automotivo genérico (manual de reparos, 1985), com sistema de distribuição por correia dentada na posição frontal do motor (vista A). Na figura 3.2 mostra-se um comando de válvulas duplo que é movido pela rotação da árvore de manivelas (figura 3.3) acionado pelo sistema de distribuição por correia (figura 3.4), que contém a polia do virabrequim (1), as polias das árvores de comando (2), auto-tensionador (3), polia direcionadora (4) e a correia dentada (5).

3.2 Correias dentadas automotivas

No sistema de distribuição mecânica do motor, correias dentadas resultam em um grande avanço tecnológico, pois executam a mesma função, anteriormente realizadas por correntes e engrenagens, com um nível muito inferior de ruídos e de vibrações do motor. Apesar destas vantagens, correias

dentadas estão mais sujeitas à fadiga e ao rompimento precoce, provocando maiores falhas de sincronismo no motor, quando comparadas aos sistemas anteriormente citados.

A falha no sincronismo do motor pode constituir-se em falha mecânica grave (Carvalho, 1988), pois além dos riscos causados pela falta de dirigibilidade do veículo, pela inoperação do motor, podem resultar em acidentes de trânsito e manutenções dispendiosas do motor do automóvel. O choque entre o acionamento de válvulas e o movimento dos pistões até seu ponto morto superior, que ocorre pelo rompimento da correia dentada, indisponibiliza o motor, conforme mostrado na figura 3.5, ocorrendo o chamado atropelamento de válvulas (manual de reparos, 1985).

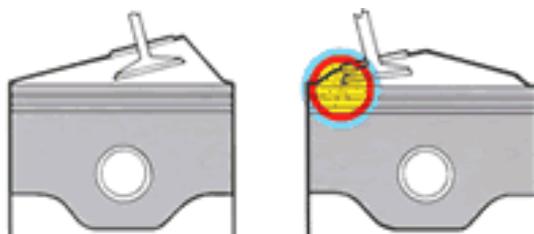


Figura 3.5 – Atropelamento de válvulas (Fonte: manual de reparos, 1985)

Desde o início de sua aplicação automotiva, correias dentadas e o seu sistema de tensionamento têm sido alvo de muitos estudos, em particular com relação à sua dinâmica de operação e níveis de vibrações, como um dos principais fatores que causam a sua fadiga e seu rompimento precoce. Flutuações excessivas de tensões operacionais com conseqüentes acréscimos de vibrações transversais causam instabilidades, sobretudo, quando o sistema opera em rotações próximas a ressonância, e a redução de sua vida útil se torna inevitável. Essa condição conduz a inoperação do motor, tendo o auto-tensionador da correia dentada um papel importantíssimo no controle das amplitudes destas tensões e vibrações.

Fatores, que podem interferir na atuação do sistema auto-tensionador e correia dentada, devem ser considerados, como por exemplo: procedimentos para a sua instalação (*user manual*, 2004), variações bruscas de temperatura de trabalho da correia, contaminações com poeira e agentes lubrificantes, sobrecargas no torque de arraste da árvore de comando de válvulas,

irregularidades na construção da correia dentada e acoplamento entre seus dentes, excentricidades nas polias, além de procedimentos de montagem (*belts and pulleys*, 1998).

3.3 Tensionador e auto-tensionador

Tanto o tensionador como o auto-tensionador, podem pertencer aos circuitos de distribuição mecânica de motores automotivos. Ambos têm a função de pré-tensionar à correia dentada, para que não ocorram mudanças de sincronismo na rotação do motor com mudanças no acoplamento dos dentes da correia dentada e da polia. Podem evitar que os níveis de ressonância da correia dentada ocorram em rotações mais baixas, coincidindo com os regimes de rotação mais frequentes do motor (Baker, et al. 1991). Além destas funções atribuídas a ambos, ao auto-tensionador acrescenta-se a função de auto-tensionamento e deslocamento angular, acompanhando as folgas decorrentes da deformação da correia dentada, que ocorrem com as variações de forças atuantes na mesma. Com a rotação de seu excêntrico interno, acionado por mola torsional, contra a pista externa do rolamento, que acompanha dinamicamente a variação de tensões e deformações da correia dentada, estabelece-se o equilíbrio dinâmico entre os seus momentos.

O auto-tensionador responde dinamicamente às forças de excitação na correia dentada, pela reação de sua mola de retorno, segundo suas características construtivas. Acompanhando as flutuações de tensões e momentos em torno da regulagem do equilíbrio estático do pré-tensionamento, o auto-tensionador amortece e controla dinamicamente as amplitudes de forças e vibrações transversais, entre seus limites de atuação.

O tempo de vida de correias dentadas e de auto-tensionadores, na maioria dos motores automotivos, variam entre 30.000 e 50.000 quilômetros, dependendo do projeto de cada motor (catálogo eletrônico de peças e serviços da Volkswagen do Brasil, 2007). A utilização de auto-tensionadores estabelecem o controle de suas tensões e vibrações, tendo por finalidade aumentar o tempo de vida e a confiabilidade do sistema (Mendes, 1993).

3.3.1 Diagrama do auto-tensionador e componentes

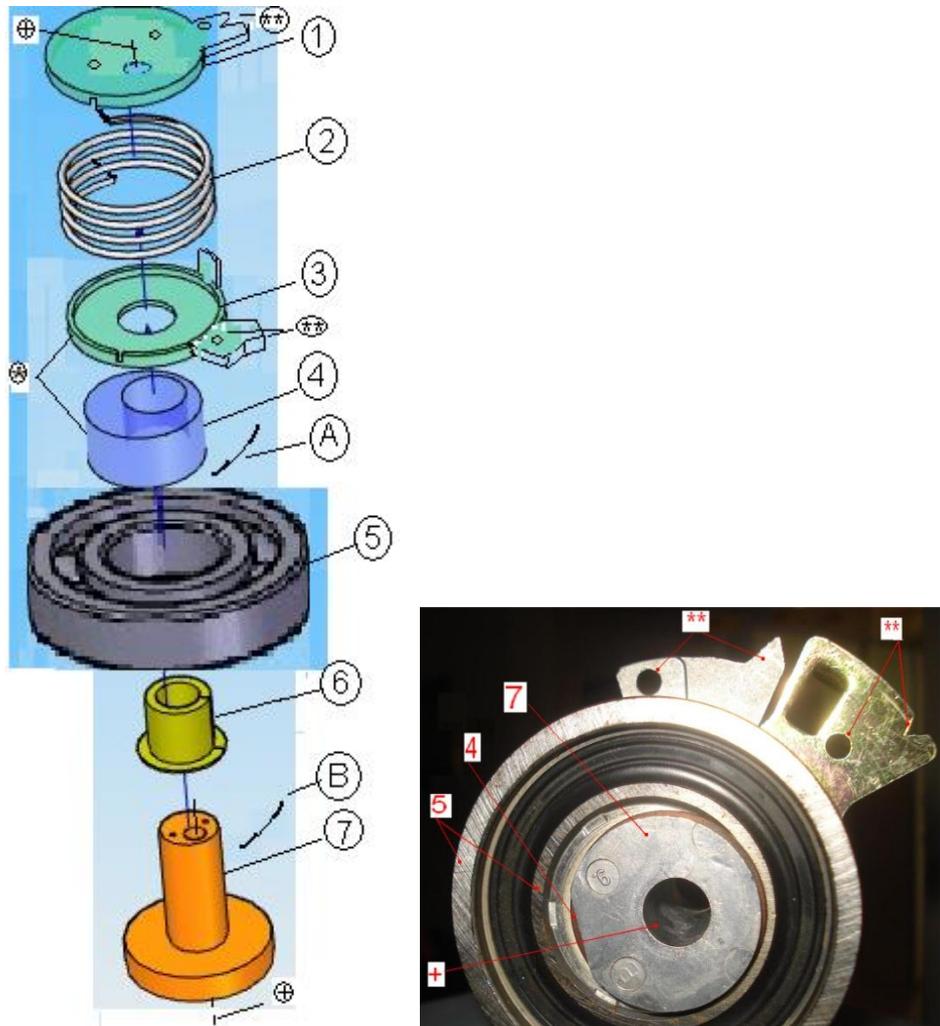


Figura 3.6 – Diagrama construtivo do auto-tensionador estudado

- 1 – Prato de apoio superior e de regulação da mola
 - 2 – Mola torsional
 - 3 – Prato de apoio inferior da mola
 - 4 – Eixo excêntrico
 - 5 – Rolamento do auto-tensionador
 - 6 – Bucha especial de ajuste
 - 7 – Pino de apoio do auto-tensionador
- (+) - Passagem do parafuso de fixação
(**) – Marcação de ajuste inicial
(*) – Soldagem entre as peças 3 e 4
(A) – Giro do auto-tensionamento
(B) – Giro de regulação da tensão estática

Capítulo 4

Procedimento Analítico Teórico

Desenvolveu-se um estudo teórico-experimental para identificação das forças atuantes e vibrações transversais atuantes em um sistema auto-tensionador acionado por correia, com aplicação automobilística. São analisadas as influências do amortecimento de Coulomb e fator de amortecimento no controle de amplitude de suas forças e vibrações em determinadas faixas de frequências de excitação, considerando um circuito de distribuição por correia, simplificado.

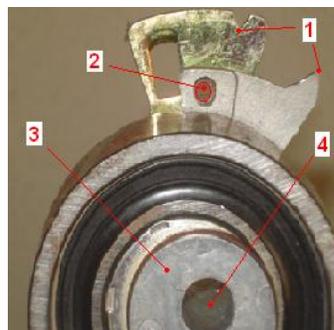
É necessário adaptar e desenvolver ferramentas de análise no sentido de se obter a influência do sistema auto-tensionador no circuito de distribuição por correia dentada automobilístico, em um estudo de caso. São armazenadas numericamente, as variações de suas forças e vibrações, quando o sistema é excitado em faixas de frequências e amplitudes aproximadas, a um regime permanente de rotação de um motor veicular. Com base na teoria de vibrações mecânicas (Thomson, 1993), desenvolve-se o diagrama de corpo livre do sistema auto-tensionador. Obtem-se o modelo analítico do sistema estudado e procede-se um estudo experimental para analisar a influência do fator de amortecimento e do amortecimento de Coulomb, no controle da amplitude de tensões e vibrações, para um melhor entendimento de sua dinâmica funcional.

O auto-tensionador tem como papel principal, evitar a grande flutuação da amplitude de tensões e vibrações transversais impostas pela deformação da

correia dentada. Estabelece um equilíbrio estático e dinâmico entre os momentos atuantes no contato do laço envolvente da correia dentada, com a pista externa do rolamento e o momento provocado por seu eixo excêntrico interno. Este excêntrico é posicionado entre um pino de apoio e a pista interna do rolamento, acionado por mola torsional e sob a ação do atrito que atua em seu contato com o pino de apoio. O auto-tensionador reage às excitações da correia dinamicamente girando seu eixo excêntrico, dissipando energia com o amortecimento, mantendo a sua curva de histerese, dentro dos limites de atuação do auto-tensionador com a variação das frequências de excitação da correia (Michon, 2005).

A amplitude de excitação do auto-tensionador em operação no motor automotivo ocorre pela deformação da correia dentada em seu lado de tração (Kwon e Ih, 2000), que se transmite pela polia dentada motora a seu lado de menor tração, que contém o auto-tensionador. Nos procedimentos, teórico e experimental, que serão definidos, esta deformação elástica descrita, apesar de gerar frequências irregulares, pelas variações de rotação do motor é considerada harmônica. A amplitude desta deformação, variando dinamicamente pelas diferenças de torque entre as polias de transmissão e pela não linearidade de rigidez da correia dentada, é considerada constante e linear, para a simplificação do modelo (Bastien, et al. 2007).

O pré-tensionamento da correia dentada é realizado, através de uma pré-carga ajustada na mola de retorno do auto-tensionador (2) e pelo giro crescente de seu pino de apoio excêntrico (3), contra a pista externa do rolamento e o laço envolvente da correia dentada.



- 1 - Pontos de ajuste tensão estática.
- 2 - Furo de fixação de pré-carga da mola.
- 3 - Pino de apoio.
- 4 - Furo excêntrico de fixação do sistema.

Figura 4.1 – Regulagem da tensão estática

Com o ajuste da tensão estática especificada, ocorre o alinhamento relativo dos pontos de ajuste do auto-tensionador (1) e a fixação de parafuso do excêntrico interno do pino de apoio (4) à estrutura (user manual, 2004).

No procedimento teórico, alguns parâmetros foram aproximados e outros controlados, para simplificar o circuito de distribuição automotivo real. São impostas algumas condições de contorno, como: O coeficiente de rigidez e de amortecimento da correia dentada, que apesar de terem características consideravelmente não lineares são aproximadas como lineares. A rigidez de sua mola torsional e amortecimento, considerados lineares. A força de atrito, atuante no pino de apoio e sua força normal são consideradas constantes, apesar de apresentarem variações e características não lineares contrárias ao movimento de seu eixo excêntrico. A inércia de rotação do sistema é considerada desprezível em relação à translação e linearizada, pelo seu pequeno deslocamento angular, em relação ao ponto de equilíbrio.

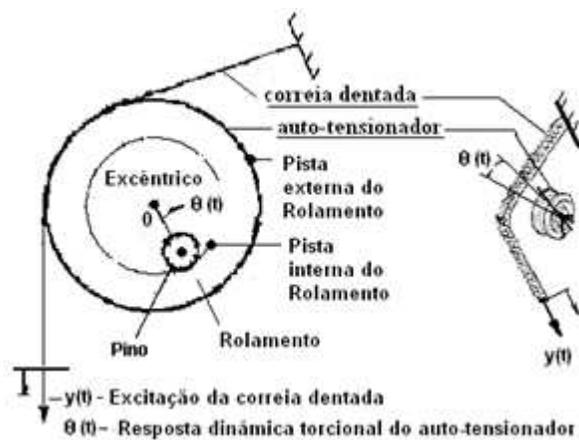


Figura 4.2 – Diagrama de resposta dinâmica do sistema

O movimento rotativo do eixo excêntrico do auto-tensionador, representado na figura 4.2, causa um momento resultante na correia dentada, pela rotação relativa da pista externa de seu rolamento, equilibrado pelo momento aplicado por sua mola de torção e momento de atrito. O vetor força resultante, que é composto pelas reações das forças atuantes na correia dentada, dependem da geometria de seu laço envolvente e da posição relativa ao seu pino de apoio, que geram a força normal e força de atrito, simplificada neste modelo, como constante e com características lineares.

É desenvolvido um procedimento computacional para o modelo matemático e teórico proposto, adotando-se a programação de Matlab com versão 7.0.4 - SP2, com módulo de otimização - Ode45, método de Runge Kutta para a integração numérica de equações diferenciais, incluindo na programação a ação da força de atrito (Griffiths, 2001). São disponibilizadas saídas gráficas para o estudo e análise de variações de parâmetros, como a força de atrito combinada com o fator de amortecimento e suas influências no controle de forças atuantes e vibrações transversais no auto-tensionador e correia dentada. Inicialmente são comparados com os resultados obtidos pela instrumentação de um modelo experimental, construído com as mesmas simplificações e condições de contorno propostas no modelo teórico e matemático, que deverão ter resultados bastante aproximados entre si para sua convalidação e utilização na simulação de resultados. Variam-se parâmetros de força de atrito e fator de amortecimento com o objetivo de estudar a operação do auto-tensionador em frequências de operação pré-definidas e controladas.

4.1 Modelo físico do circuito de distribuição mecânica automotivo

No lado de tração da correia dentada ocorrem efetivamente os maiores esforços para a transmissão do movimento, decorrentes da diferença entre os torques de entrada e de saída, que atuam na correia dentada, entre a polia dentada do virabrequim e do comando de válvulas. O modelo teórico é simplificado, em relação ao circuito de distribuição automotivo, com um controle de frequências de excitação da correia dentada fixados entre faixas de operação compatíveis com faixas operacionais de rotação do motor. São adotadas frequências harmônicas de 1, 10, 20, 30, 40, 50 e 60 Hz, consideradas como frequências operacionais do motor, desde a sua partida e marcha lenta, até as rotações usuais de cruzeiro. Suas faixas de rotação variam desde 60, 600, 1200, 1800, 2400, 3000 até 3600 r.p.m, com amplitude máxima de deformação da correia com valor constante. Não são consideradas as variações reais de deformação da correia, como as diferenças entre os torques de transmissão das

polias (Suweken e Horssen, 2003). Controlar faixas de vibrações harmonicamente forçadas, como deslocamento inicial constante, permitem o estudo de forma simplificada, da influência da força de atrito e fator de amortecimento no controle das amplitudes de vibrações no auto-tensionador. As variações de frequências e amplitudes de excitação da correia dentada variam conforme: às acelerações do motor, às cargas necessárias ao arraste do comando de válvulas, ao tipo da curva de distribuição (catálogo eletrônico – Volkswagen do Brasil, 2005), à relação de transmissão entre polias ou ao aquecimento do sistema (Wan e Kwang, 1994).

Inicialmente é aplicada uma tensão estática pelo giro do eixo excêntrico do auto-tensionador contra a correia dentada, no qual todo o circuito permanece pré-tensionado estaticamente. A transmissão de movimento e torque do motor provoca, dinamicamente, o tracionamento da correia dentada e a deformação no seu lado de maior tração, que se transmite pelos dentes da polia motora ao lado de menor tração. Na figura a seguir, temos o circuito de distribuição automotivo de forma genérica, seus componentes e as simplificações propostas, no procedimento teórico-experimental a ser definido.

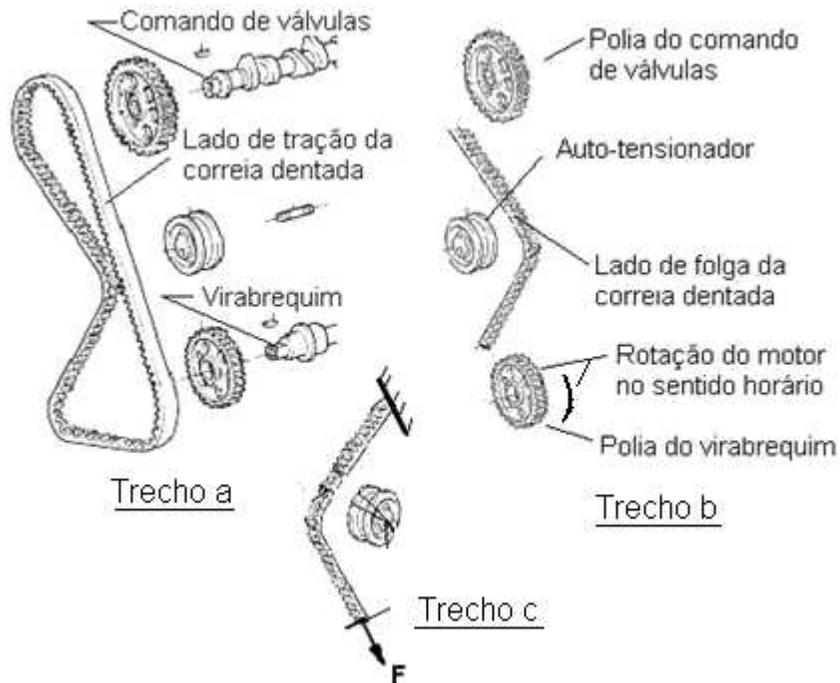


Figura 4.3 – Nomenclatura e simplificação do trecho físico de estudo do circuito de distribuição mecânica do motor. (Fonte: manual de reparos, 1985)

Na figura 4.3, o trecho (a) representa o circuito completo de distribuição mecânica, que não se constitui no objeto deste estudo e indica a posição relativa entre virabrequim, comando de válvulas e o lado de tração da correia (catálogo eletrônico, 2005).

O trecho(b) da figura 4.3, representa o lado de menor tração, o lado de folga da correia dentada e a polia do virabrequim, que por girar no sentido horário, transmite a deformação do lado de tração, através de seus dentes para o lado de folga, com a atuação do auto-tensionador.

O trecho(c) da figura 4.3, representa o lado de folga simplificado, modelo físico objeto deste estudo, que se concentra na dinâmica de operação do auto-tensionador, acionado por correia. Neste modelo teórico aplicado, a correia dentada é fixada em seu lado superior e inferior, com o auto-tensionador tensionando-a estaticamente. A correia é excitada pelo deslocamento, em seu lado inferior, com vibrações harmônicas forçadas, representadas pela força (F), com limites de deformação (Y), em faixas de frequências próximas àquelas, que seriam transmitidas pelo seu lado de tração, com a rotação do motor.

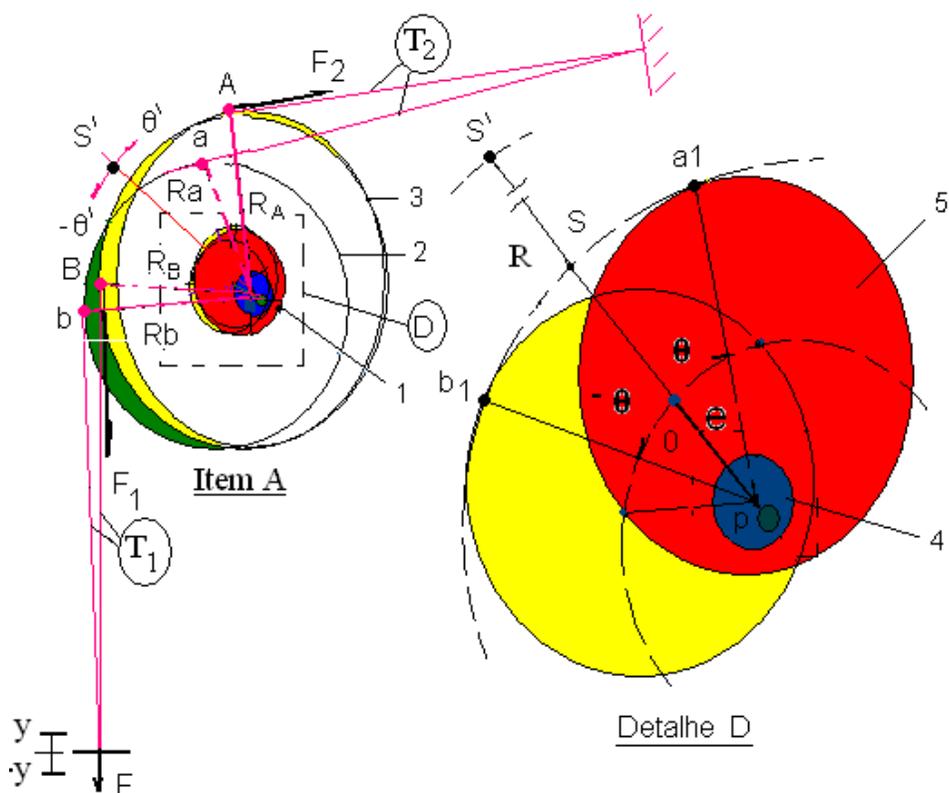
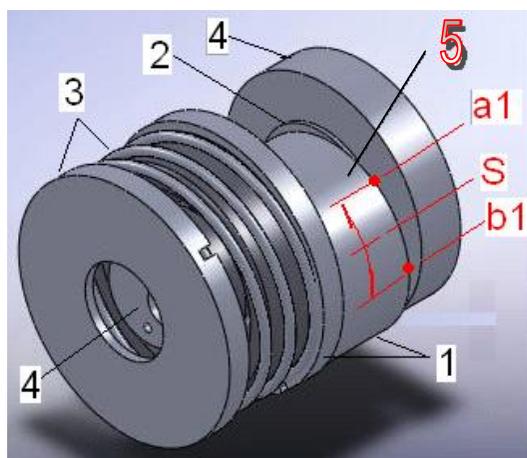


Figura 4.4 – Diagrama funcional do circuito de distribuição simplificado

Na figura 4.4 é representada a simplificação esquemática do sistema e o diagrama funcional do circuito estudado (trecho c). O lado externo do trecho de folga da correia dentada forma um laço envolvente com o auto-tensionador, tendo sua extremidade superior fixada na estrutura. A extremidade inferior tem encaminhamento, tal qual o circuito real (figura 4.3 – trecho c), com a mesma regulagem de pré-tensionamento e aplicação de vibrações forçadas nesta extremidade, em condições idealizadas à rotação do circuito da correia do motor, com a amplitude e níveis de frequências de excitação controlados.

No item (A) é descrito o ponto de equilíbrio estático do auto-tensionador (S^*), com a aplicação de pré-tensionamento da correia dentada. A regulagem é obtida com a coincidência de marcações de ajuste da tensão estática especificada, conforme mostrado no item (***) na figura 3.6.

O equilíbrio estático ocorre no equilíbrio de momentos aplicados na pista externa do rolamento do auto-tensionador, passando da posição (2) para posição (3), através da deformação elástica da correia dentada (Y), combinada ao momento do giro da base e mola torsional (1) e momento de atrito em relação ao pino de apoio (p) e pistas do rolamento. Com a aplicação da força (F) na extremidade inferior, na extremidade inferior do laço, o ponto (b) desloca-se para (B), com atuação da força (F_1), com cotas variando de (R_b) para (R_B) até o apoio, respectivamente. Na extremidade superior do laço, o ponto (a) desloca-se para (A), com atuação da força (F_2), com cotas variando de (R_a) para (R_A) até o apoio, respectivamente.



- 1–Eixo excêntrico e base inferior da mola de torção (sem o rolamento).
- 2–Bucha de apoio.
- 3–Mola de torção e base superior de regulagem.
- 4–Pino de apoio e furo do parafuso de fixação.
- 5–Eixo excêntrico - giro do ponto (b_1) para (a_1) a partir do ponto de equilíbrio (S).

Figura 4.5 – Diagrama construtivo do auto-tensionador

Nota-se, através do detalhe (D) da figura 4.4 e pela figura 4.5, que as posições relativas do sistema, variam dinamicamente a partir do equilíbrio (S), em função da rotação (θ) excentricidade (e) de seu eixo excêntrico movendo-se de b_1 para a_1 . O raio externo do rolamento (R), não modifica a posição relativa das cotas de aplicação de forças, no laço envolvente ou do momento resultante.

A força aplicada na extremidade inferior da correia (F), com deformação a correia em (Y), provoca no lado inferior (T_1) do auto-tensionador, uma força (F_1) e lado superior (T_2), uma força (F_2).

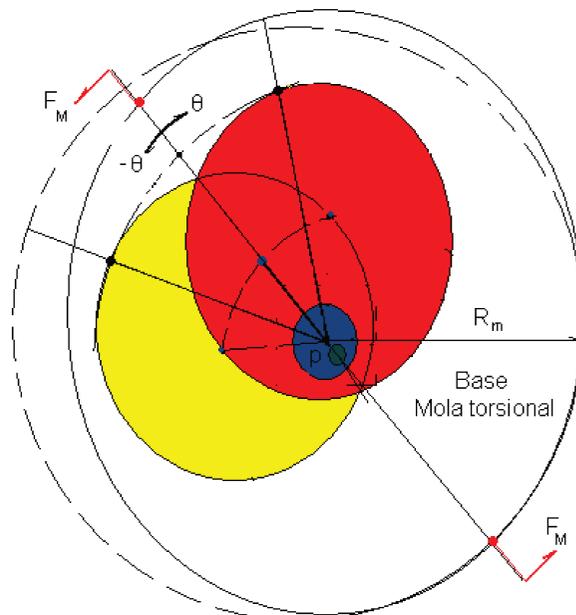


Figura 4.6 Diagrama funcional da mola torsional

A reação do eixo excêntrico e da mola torsional do auto-tensionador, com rotação (θ) é função de sua excentricidade (e), da força de pré-carga da mola (F_M) e do raio da mola (R_m), que reagem aos momentos externos do sistema, conforme figura 4.6.

4.2 Diagrama construtivo e geometrico do sistema auto-tensionador

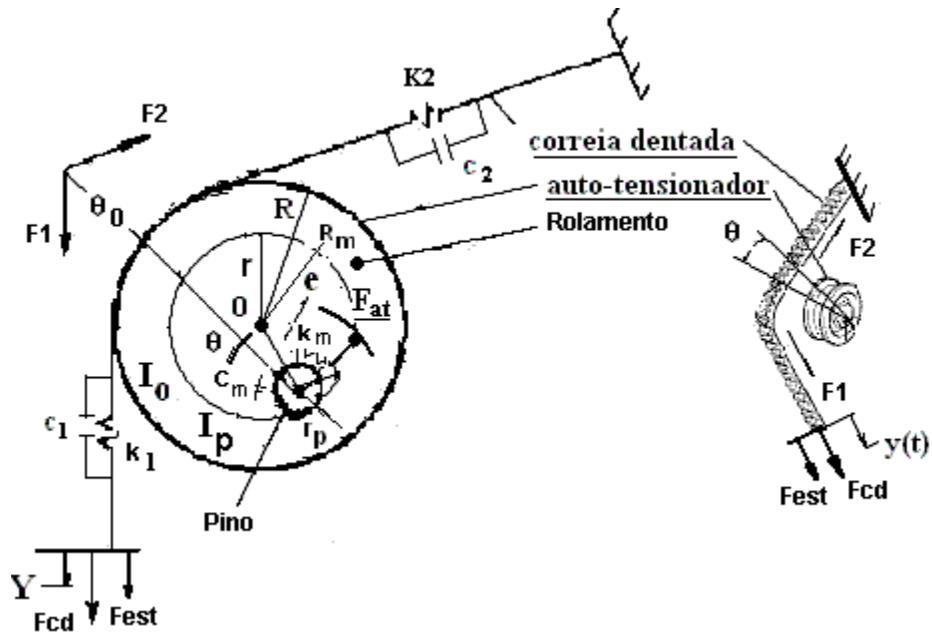


Figura 4.7 – Diagrama de forças e parâmetros funcionais do auto-tensionador

- c_1 - Coeficiente de amortecimento do trecho inferior da correia dentada.
- c_2 - Coeficiente de amortecimento do trecho superior da correia dentada.
- c_m - Coeficiente de amortecimento da mola de retorno.
- e - Excentricidade do eixo excêntrico do auto-tensionador.
- F_1 - Força no trecho inferior da correia dentada.
- F_2 - Força no trecho superior da correia dentada.
- F_{at} - Força de atrito entre o eixo excêntrico e pino do auto-tensionador.
- F_{cd} - Força da extremidade inferior da correia dentada.
- F_{est} - Força estática aplicada no ajuste na correia dentada.
- F_N - Força normal ao pino de apoio do auto-tensionador.
- I_o - Momento de inércia do auto-tensionador em relação ao centro (O).
- I_p - Momento de inércia do auto-tensionador em relação ao apoio (P).
- k_1 - Coeficiente de rigidez do trecho inferior da correia dentada.
- k_2 - Coeficiente de rigidez do trecho superior da correia dentada.
- k_m - Coeficiente de rigidez da mola de retorno.
- r - Raio interno do rolamento.
- r_p - Raio do pino de apoio do auto-tensionador.
- R - Raio externo do rolamento.
- $R_{1,2}$ - Distância das forças $F_{1,2}$ ao pino de apoio (P).
- R_m - Raio da mola do auto-tensionador.

- $y(t)$ - Deslocamento de excitação da correia dentada.
- Y - Amplitude de excitação da correia dentada.
- θ - Deslocamento angular do excêntrico do auto-tensionador.
- θ_0 - Deslocamento angular inicial com a da tensão estática.
- θ' - Deslocamento angular da pista externa do rolamento.
- ε - Fator de amortecimento do sistema.

A figura 4.7 mostra esquematicamente os parâmetros funcionais representativos da inércia (I_0) no movimento do rolamento e excêntrico do auto-tensionador em relação ao centro (O) e (I_p) em relação ao pino de apoio de rotação (P), o ângulo inicial θ_0 após a regulagem da tensão estática do auto-tensionador, o deslocamento angular (θ) do auto-tensionador, sua excentricidade (e), o deslocamento $y(t)$ de amplitude (Y) e frequência angular com excitação harmônica (w) em um dado instante (t), os coeficientes de amortecimento e rigidez do trecho superior (c_2) e (k_2) e trecho inferior (c_1) e (k_1) da correia, as forças que agem no trecho superior (F_2) e trecho inferior (F_1) da correia, a rigidez da mola de retorno do auto-tensionador (k_m), a força que atua no acionamento da correia dentada (F_{cd}) e a força de regulagem inicial estática (F_{est}).

4.3 Modelo analítico-teórico do sistema auto-tensionador

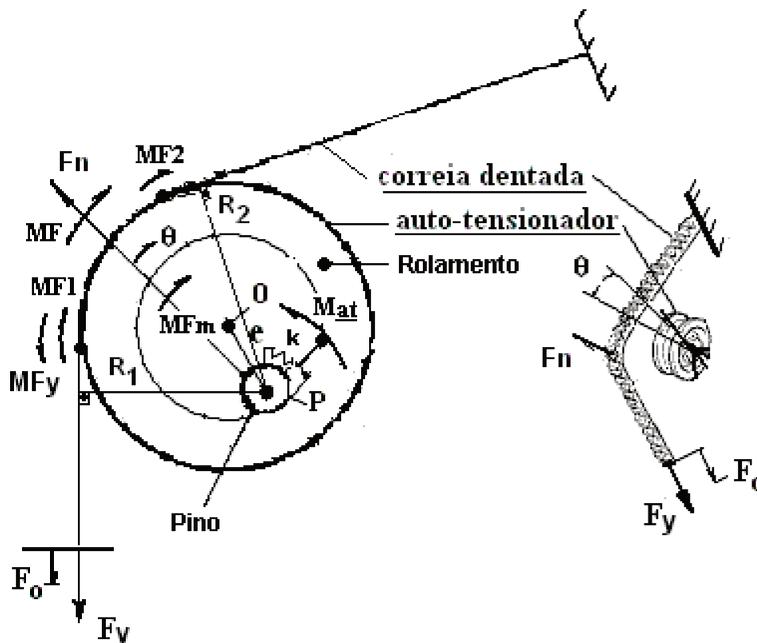


Figura 4.8 – Diagrama de corpo livre do sistema auto-tensionador

A figura 4.8 mostra esquematicamente parâmetros representativos do procedimento teórico apresentado, como: o momento de inércia (I_0), que tem seu valor considerado desprezível pelo pequeno deslocamento angular (θ) e o momento de inércia (I_p), em relação ao pino (P). O momento resultante (M_F), somatória dos momentos das forças F_1 (M_{F1}), F_2 (M_{F2}), com cotas R_B , R_A , aproximadas às cotas perpendiculares às extremidades do laço R_1 e R_2 e F_{at} (M_{at}) com cota r_p . A partir da posição de equilíbrio no laço envolvente do auto-tensionador, o momento resultante (M_F) varia em função de (θ) e a excentricidade (e). O atrito é simplificado neste modelo pelo produto da força estática (F_{est}), considerada constante e igual à força normal (F_n) e do coeficiente de atrito (μ), que atua no contato entre o pino de apoio, com raio (r_p) e o eixo excêntrico do auto-tensionador.

Equações de equilíbrio na condição estática:

$$\sum_{i=1}^n MF(i)p = 0$$

eq (1)

$$MF1 + MF2 + MFm = MFy \quad \text{eq (2)}$$

Considerando: $R_{Bb} = R_B - R_b$, $R_{Aa} = R_A - R_a$ e

$$R_{Bb} = R_{Aa} = R_2 - R_1 = e \cdot \text{sen} \theta \quad \text{eq (3)}$$

$$MF1 = k_1 \cdot e \cdot \text{sen} \theta \cdot R_{Bb} \quad MF2 = k_2 \cdot e \cdot \text{sen} \theta \cdot R_{Aa} \quad \text{eq (4)}$$

$$MFy = k_1 \cdot e \cdot \text{sen} \theta \cdot R_{B,b} \quad \text{eq (5)}$$

Para $k_1 = k_2 = k$, temos:

$$MF_{1,2} = MF1 + MF2 = 2 \cdot k \cdot e^2 \cdot \text{sen}^2 \theta \quad \text{eq (6)}$$

$$MFm = 2 \cdot km \cdot Rm \cdot e \cdot \theta \quad MFy = k \cdot e^2 \cdot \text{sen}^2 \theta \quad \text{eq (7)}$$

$$k \cdot e^2 \cdot \text{sen}^2 \theta = 2 \cdot km \cdot Rm \cdot e \cdot \theta \quad \text{eq (8)}$$

Para θ com valor muito pequeno, $\text{sen} \theta = \theta$ e impõe-se $Y = e \cdot \theta$ eq (9)

$$\frac{k}{km} \cong \frac{2 \cdot Rm}{y} \quad \text{eq (10)}$$

A equação de equilíbrio estático simplificado (eq.10), desenvolvida nas equações (eq.1) à (eq.9), representa a relação aproximada entre a rigidez da correia dentada (k) e a rigidez da mola do sistema auto-tensionador (k_m) em relação ao seu raio (R_m) e a amplitude de deformação estática da correia (Y), considerando-se a mesma rigidez elástica (k) para todos os trechos da correia.

Para θ com valores muito pequenos, despreza-se o valor de I_0 , então:

por Steiner, $I_p = I_0 + M \cdot e^2$, (10) $I_p = M \cdot e^2$ eq (11)

$$I_p \cdot \ddot{\theta} = \Sigma Mp \quad \text{eq (12)}$$

$$\sum MF_p = MF_{1,2k,c} - MF_{mkc} + MF_{ykc} \pm MF_{at} \quad \text{eq (13)}$$

Linearizando $\text{sen}\theta = \theta$, para θ com valores muito pequeno e considerando:

$$k_1 = k_2 = k \quad e \quad c_1 = c_2 = c$$

$$MF_{1,2k,c} = 2 \cdot k \cdot e^2 \cdot \theta^2 + 2 \cdot c \cdot e^2 \cdot \dot{\theta}^2 \quad \text{eq (14)}$$

$$MF_{mkc} = 2 \cdot km \cdot e \cdot \theta \cdot Rm + 2 \cdot cm \cdot e \cdot \dot{\theta} \cdot Rm \quad \text{eq (15)}$$

$$MF_{ykc} = k \cdot Y \cdot \text{sen}(w \cdot t) \cdot e \cdot \theta + c \cdot Y \cdot w \cdot \cos(w \cdot t) \cdot e \cdot \dot{\theta} \quad \text{eq (16)}$$

$$MF_{at} = Fest \cdot \mu_s \cdot rp \quad \text{eq (17)}$$

$$ke = 2 \cdot k \cdot e \cdot \theta + 2 \cdot km \cdot Rm \quad \text{eq (18)} \quad ce = 2 \cdot c \cdot e^2 \cdot \theta + 2 \cdot cm \cdot Rm \quad \text{eq (19)}$$

para θ com valor muito pequeno, $ke = 2 \cdot km \cdot Rm$ e $ce = 2 \cdot cm \cdot Rm$ eq (20)

$$I_p \cdot \ddot{\theta} + ce \cdot \dot{\theta} + ke \cdot \theta = MF_{ykc} \mp MF_{at} \quad \text{eq (21)} \quad wn = \sqrt{\frac{ke}{I_p}} \quad \text{eq (22)}$$

$$\varepsilon = \frac{ce}{2 \cdot wn \cdot I_p} \quad \text{eq (23)}$$

$$\frac{(I_p \cdot \ddot{\theta} + ce \cdot \dot{\theta} + ke \cdot \theta = c \cdot Y \cdot w \cdot \cos(w \cdot t) \cdot e \cdot \dot{\theta} + k \cdot Y \cdot \text{sen}(w \cdot t) \cdot e \cdot \theta \mp Fest \cdot \mu_s \cdot rp)}{I_p}$$

eq (24)

$$\frac{\ddot{\theta} + 2 \cdot \varepsilon \cdot wn \cdot \dot{\theta} + wn^2 \cdot \theta = c \cdot Y \cdot w \cdot \cos(w \cdot t) \cdot e \cdot \dot{\theta} + k \cdot Y \cdot \text{sen}(w \cdot t) \cdot e \cdot \theta \mp Fest \cdot \mu_s \cdot rp}{M \cdot e^2}$$

eq (25)

4.31 Parâmetros de cálculos do sistema auto-tensionador

| Itens | Valores | Unidades |
|--|-----------------------------------|-----------|
| M (massa do sistema auto-tensionador) | 0,22 | Kg |
| W_n (frequência natural do sistema) | $80. \pi$ | rad / s |
| w (frequência de excitação do sistema) | 2, 20,40, 60, 80,100,120 π | rad / s |
| ϵ (fator de amortecimento do sistema) | 0,16 | Kgf.s / m |
| R_m (raio da mola) | 0,02 | m |
| r_p (raio do pino de apoio) | 0,01 | m |
| e (excentricidade) | 0,0067 | m |
| F_{est} (força estatática) | 35 | Kgf |
| k (coeficiente de rigidez da correia dentada) | 17.100 | Kgf / m |
| k_m (coeficiente de rigidez da mola) | 1.580 | Kgf / m |
| μ_e (coefiente de atrito estático) | 0,1 | - |
| Y (amplitude de excitação da correia) | 0,00175 | m |

Tabela 4.1 – Parâmetros, grandezas e unidades para cálculos da equação diferencial de movimento

4.3.2 Procedimento analítico, medições de parâmetros construtivos e condições de contorno do sistema auto-tensionador

Os coeficientes de rigidez, amortecimento vicoelástico e o pré tensionamento da correia dentada são fatores definidos, de acordo com o projeto do motor. Pelos esforços exigidos na operação da correia dentada, para a transmissão de potência e movimento no sistema são estabelecidas as deformações máximas da correia dentada, que são usadas na simplificação dos modelos teórico e experimental.

Os dados regulados e medidos na correia dentada e auto-tensionador no circuito de distribuição simplificado proposto, são obtidos a partir de medições na geometria e massa de um auto-tensionador genérico e aplicação de força estática (F_{est}) a uma correia dentada também genérica, medida até o ajuste de marcação especificado, item (**) na figura 3.6. Assume-se um valor teórico aproximado, para o coeficiente de atrito do sistema, com base no atrito seco (Chiaverini, 1992) entre os materiais da bucha especial de ajuste (aço) e do pino de apoio (aço), respectivamente itens (6) e (7) da figura 3.6.

O módulo da força aplicada na correia dentada (F_{cd}) é obtido quando ocorre à deformação da correia dentada (Y) desejado, conforme figura 4.4.

Como primeira aproximação considerou-se a força normal (F_n) que age na correia dentada e no pino de apoio do auto-tensionador igual à força estática (F_{est}), conforme mostra a figura 4.8.

A equação 10 representa a relação, que deve ocorrer entre o coeficiente de rigidez da correia dentada e o da mola de retorno do auto-tensionador, considerando sua geometria construtiva e amplitude de excitação forçada, para que estaticamente, o giro do excêntrico do auto-tensionador mantenha-o entre seus limites operacionais com o equilíbrio estático dos momentos atuantes.

A equação diferencial de movimento (eq 25) é desenvolvida nas equações de (eq.11) à (eq.24) e representa o modelamento analítico dinâmico simplificado do sistema auto-tensionador estudado.

Substituindo-se na equação 25 a frequência natural do sistema (eq. 22) e o fator de amortecimento (eq.23), obtém-se a equação final:

$$\ddot{\theta} + 2 \cdot \varepsilon \cdot \omega_n \cdot \dot{\theta} + \omega_n^2 \cdot \theta = 2 \cdot \varepsilon \cdot \omega_n \cdot w \cdot Y \cdot \cos(w \cdot t) \cdot \dot{\theta} + \omega_n^2 \cdot Y \cdot \sin(w \cdot t) \cdot \theta \mp F_{est} \cdot \mu_g \cdot r_p / M \cdot e^2$$

eq (26)

4.4 Simulações computacionais do sistema auto-tensionador

A resolução numérica da equação diferencial de movimento (eq 26) é obtida pelo programa Matlab, através do módulo “Ode 45”. O integrador numérico utilizado é otimizado pelo método de Runge Kutta, pela sua eficiência entre a resolução numérica e a analítica, para sistemas lineares (Meirelles, 2003). Com a variação da força de atrito no sistema, a partir da condição estática, ocorre a geração de saídas gráficas, com as simplificações e condições de contornos impostos no procedimento analítico descrito.

São utilizados parâmetros medidos, como: coeficientes de rigidez da correia dentada e da mola do auto-tensionador, sua geometria de construção e montagem, massa do sistema auto-tensionador.

Parâmetros calculados como: o momento de inércia, fator de amortecimento e frequência natural do sistema.

Parâmetros assumidos como: força estática, amplitude de deformação da correia dentada, níveis de frequências operacionais do sistema.

Outros parâmetros são controlados, como: as frequências de excitação no sistema, para que sejam variados outros fatores, que por hipótese teriam as maiores influências no controle da amplitude de suas vibrações. O fator de amortecimento (ϵ) e a força de atrito (F_{at}) são variadas objetivando o estudo de valores otimizados para o controle de sua amplitude vibracional. Através de saídas gráficas são representadas a amplitude de deslocamento vibracional e a curva de histerese do auto-tensionador. Como primeira aproximação, podem ser analisados o comportamento de sua dinâmica vibracional e de sua dissipação de energia. Para que o auto-tensionador seja eficiente ele deve deslocar-se dentro de seus limites de atuação, para evitar a realimentação de vibrações, dentro das faixas de frequências de operação estabelecidas.

4.5 Simulações numéricas e ajustes de parâmetros de projeto

O desenvolvimento de uma ferramenta computacional capaz de simular a influência de parâmetros, como a força de atrito e amortecimento, que por hipótese são relevantes a este controle, auxiliam o desenvolvimento de seu projeto em tempo real. A integração numérica inicia-se com a determinação de sua origem no seu ponto de equilíbrio estático com deslocamento nulo e respostas dinâmicas com velocidades máximas. A ação do atrito ocorre nos pontos com maior deslocamento entre os limites de atuação do auto-tensionador com respostas dinâmicas de velocidades nulas.

4.5.1 Ajustes com o fator de amortecimento nulo e força de atrito constante com variações das faixas de frequências.

Nas figuras 4.9 até 4.15 mostram-se, respectivamente, o comportamento das curvas variando-se as frequências controladas entre faixas de 1, 10, 20, 30, 40, 50 e 60 Hz nas condições de contorno e parâmetros pré-estabelecidos no modelo, mantendo-se a força de atrito constante como o produto entre a força normal (F_n) considerada pela simplificação do modelo, igual à força estática (F_{est}) e o coeficiente de atrito (μ_e) dado por um valor representativo teórico dos materiais da bucha do excêntrico interno do rolamento e seu pino de apoio, e fator de amortecimento (ε) do sistema inicialmente considerado nulo, para a análise de sua influência. O deslocamento angular $\theta(t)$ é mostrado do lado direito do eixo de coordenadas e o deslocamento de excitação $y(t)$ de seu lado direito, onde se percebe o amortecimento do sistema.

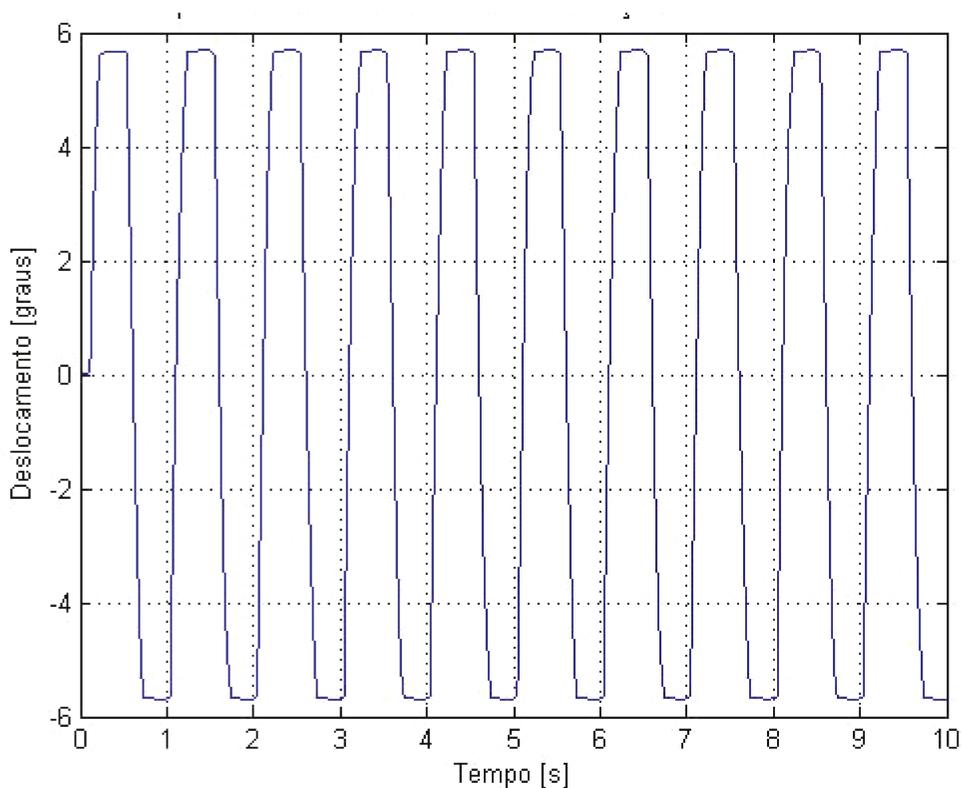


Figura 4.9 Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 1 Hz

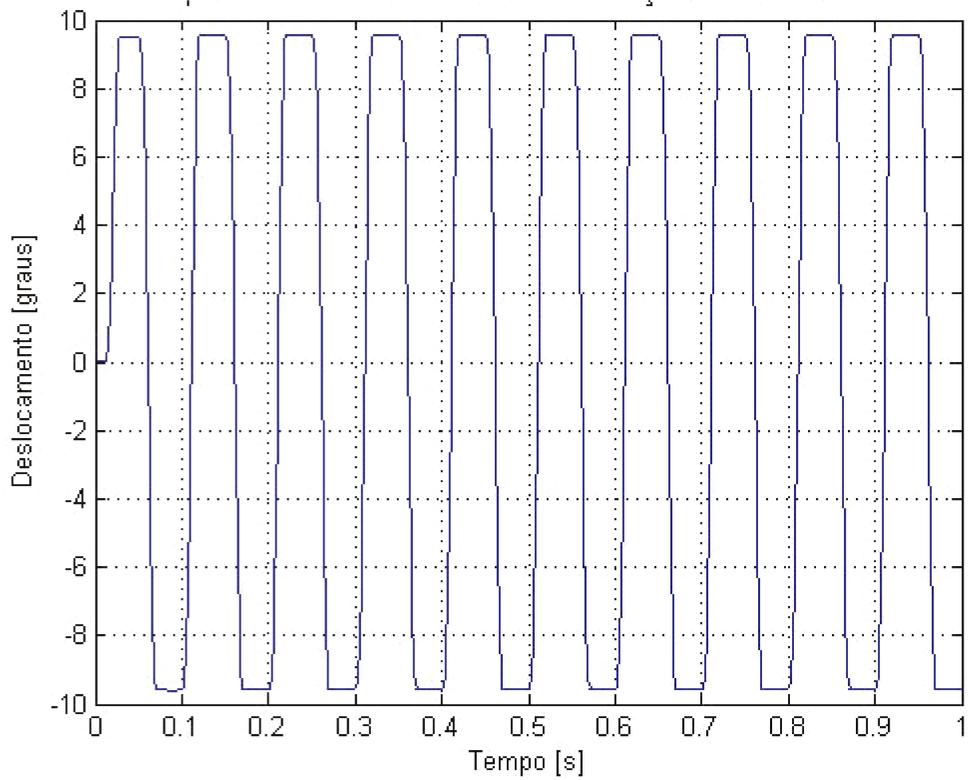


Figura 4.10 Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 10 Hz

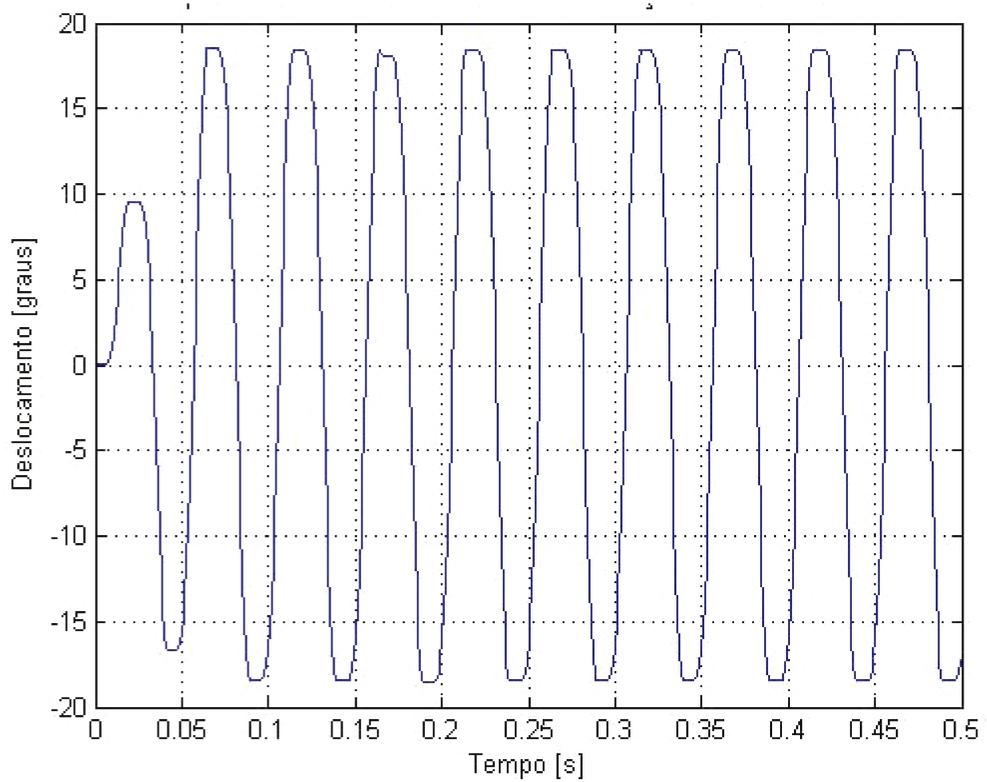


Figura 4.11 Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 20 Hz

Nota-se nas figuras 4.9, 4.10 e 4.11, com frequências de excitação de 1, 10 e 20 Hz, respectivamente, um patamar na mudança de sentido de deslocamento do movimento no qual se percebe a ação da força de atrito no sistema sendo mantidas as amplitudes máximas de deslocamento, em limites próximos aos de ação do auto-tensionador, neste caso em torno de quinze graus.

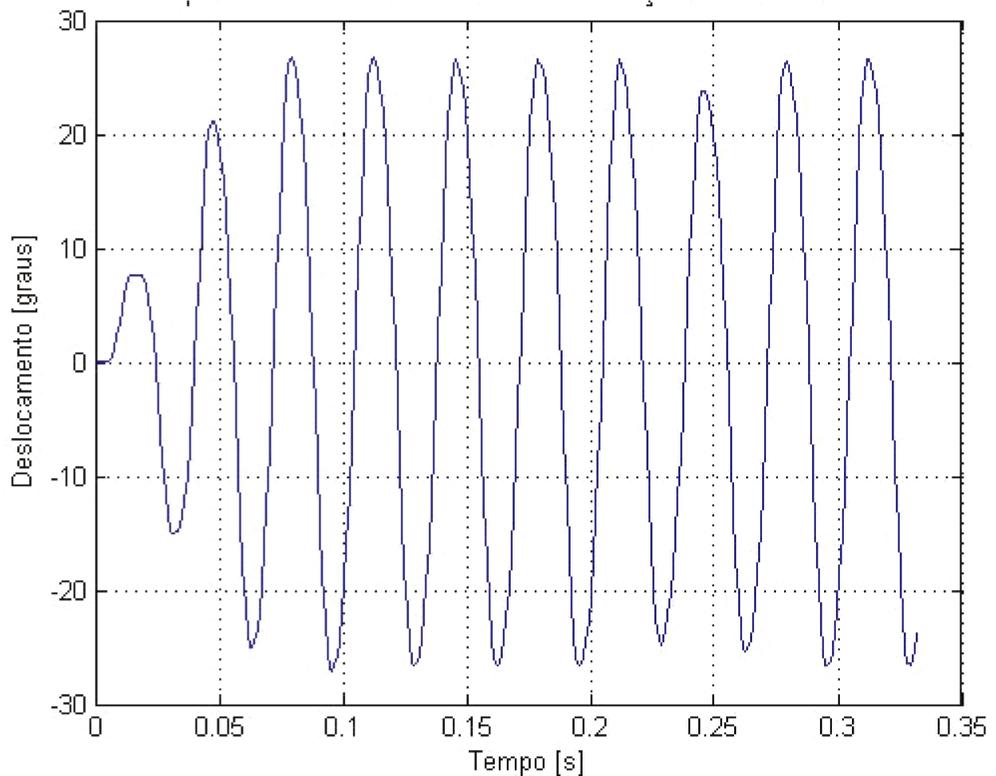


Figura 4.12 Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 30 Hz

Na figura 4.12 com frequência de 30 Hz, ocorre um acréscimo desta amplitude de vibrações superando os limites de atuação do auto-tensionador, na figura 4.13 com frequência de 40 Hz ocorre a ressonância gerando altas amplitudes em seu deslocamento transversal e nas figuras 4.14 e 4.15 com frequências de 50 Hz e 60 Hz respectivamente, ocorre a estabilização destas amplitudes dentro dos limites de ação do auto-tensionador.

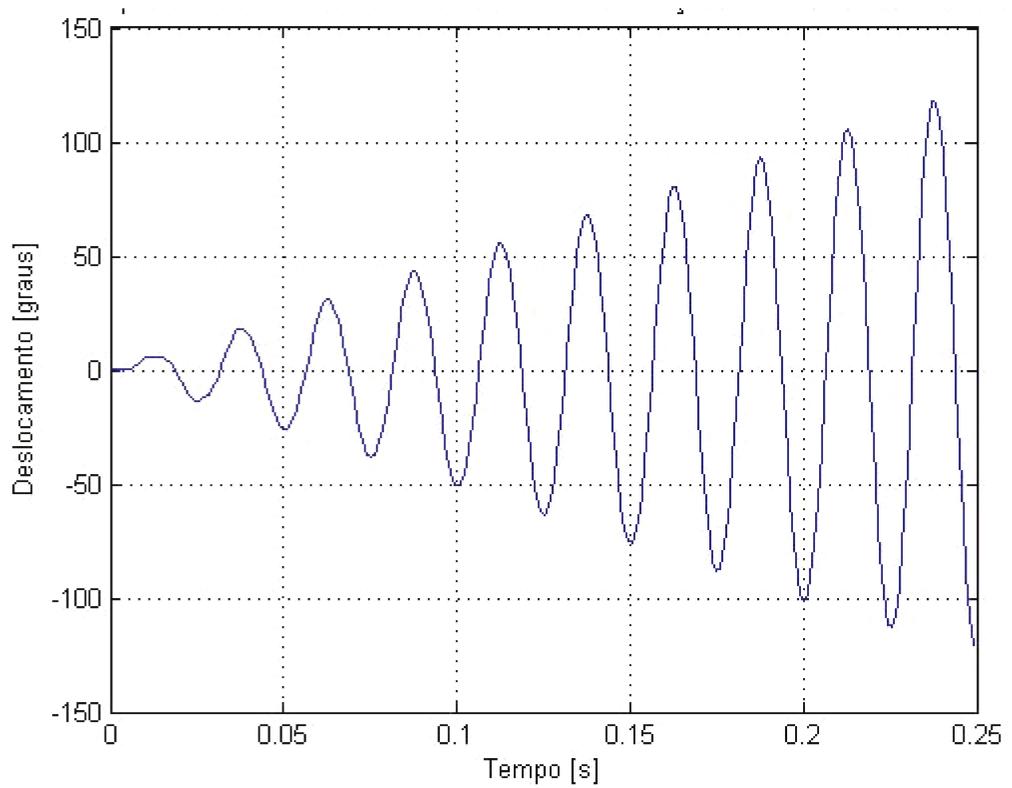


Figura 4.13 Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 40 Hz - Ressonância

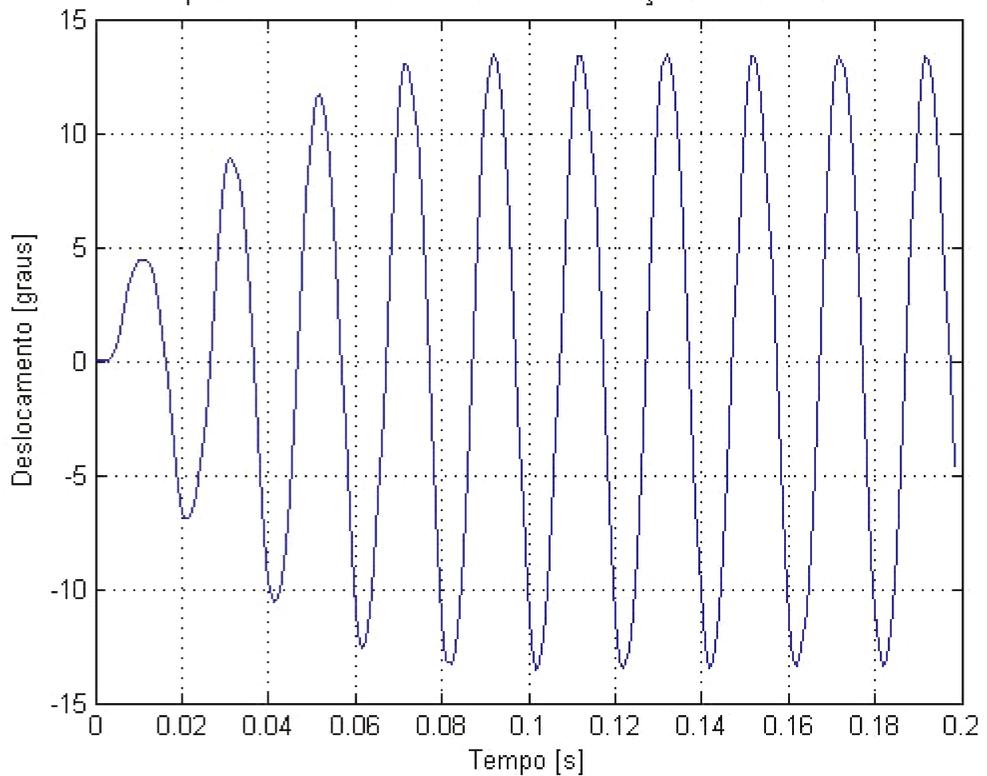


Figura 4.14 Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 50 Hz

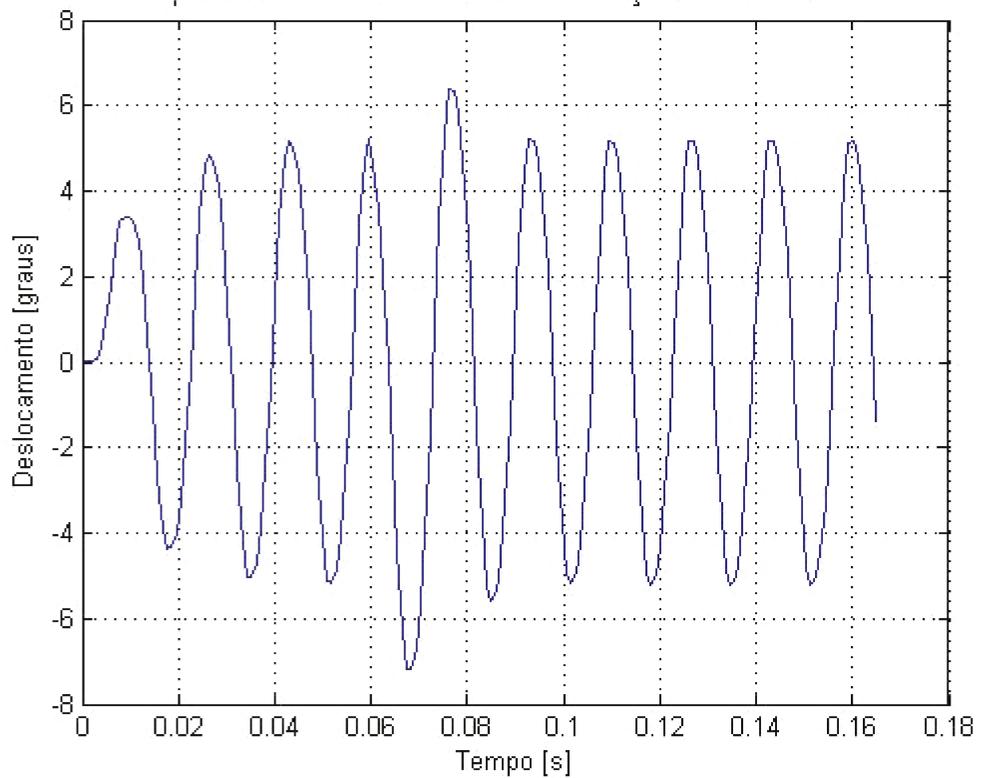


Figura 4.15 Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 35$ N com frequência de 60 Hz

Desta forma, as figuras 4.9 a 4.15 mostram que o efeito do atrito tal qual é ajustado no sistema não mantém a amplitude de vibrações do auto-tensionador nos limites de ação desejados em condições de ressonância.

4.5.2 Ajustes com o fator de amortecimento nulo e força de atrito constante com sua variação percentual na condição de ressonância.

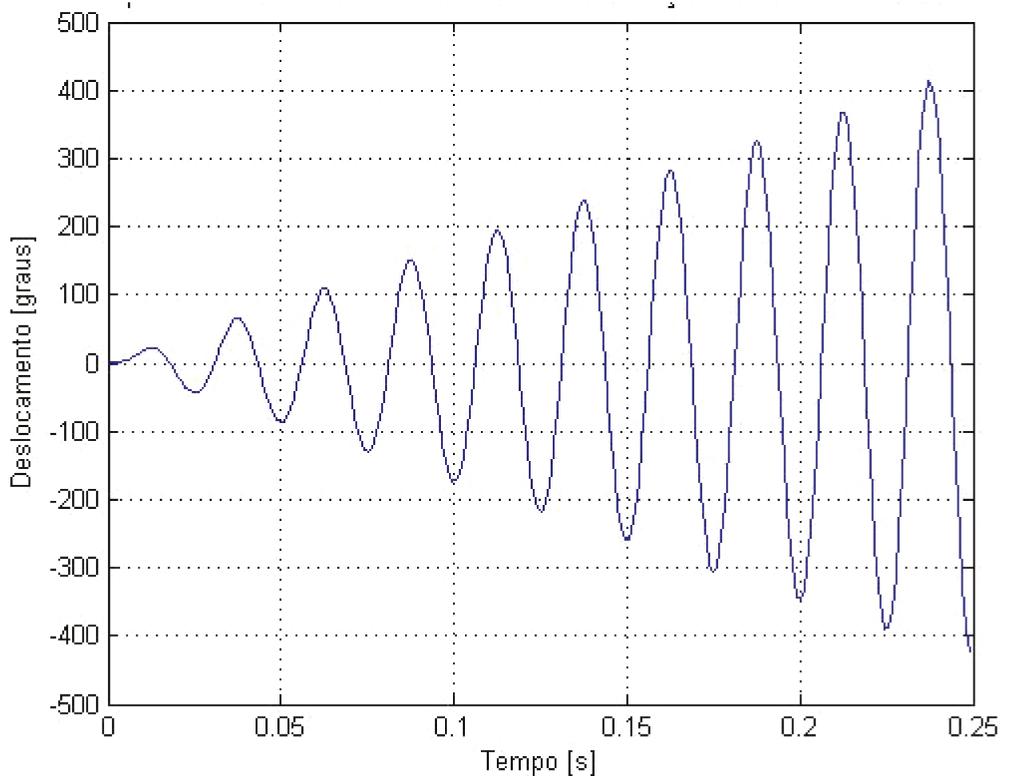


Figura 4.16 Ajuste com $\varepsilon=0$ e $F_{at} = 3,5 \text{ N}$ na condição de ressonância

Nas figuras 4.16, 4.17 e 4.18 mostram-se as amplitudes de deslocamento do auto-tensionador com fator de amortecimento (ε) nulo e variação percentual de 10% com 7,5 N, 50% com 17 N e 130% com 80 N respectivamente, sobre a força de atrito estabelecida ($F_{at} = F_n \cdot \mu$), na condição de ressonância e percebe-se que com estas faixas de atrito, ainda mantém-se a amplitude de vibrações do auto-tensionador, acima de seus limites de ação, o que ainda não é satisfatório.

Verifica-se que apenas o atrito de Coulomb não é suficiente para o controle eficaz do auto-tensionamento, por não estabilizar as amplitudes de vibrações dentro dos limites de ação do auto-tensionador e provocar seu travamento nas demais faixas de frequências de operação estudadas fora da ressonância.

É importante constatar neste modelo, a grande influência da força de atrito, sobretudo em frequências próximas à ressonância, no controle de suas amplitudes de vibrações.

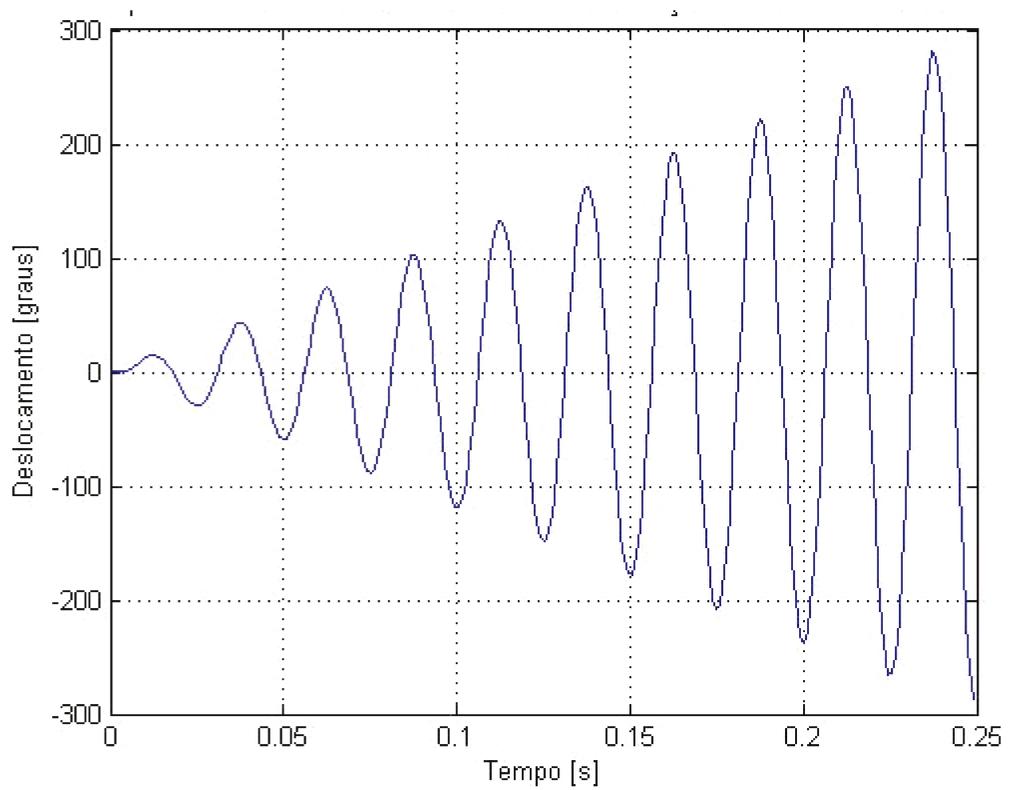


Figura 4.17 Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 17,5$ N na condição de ressonância

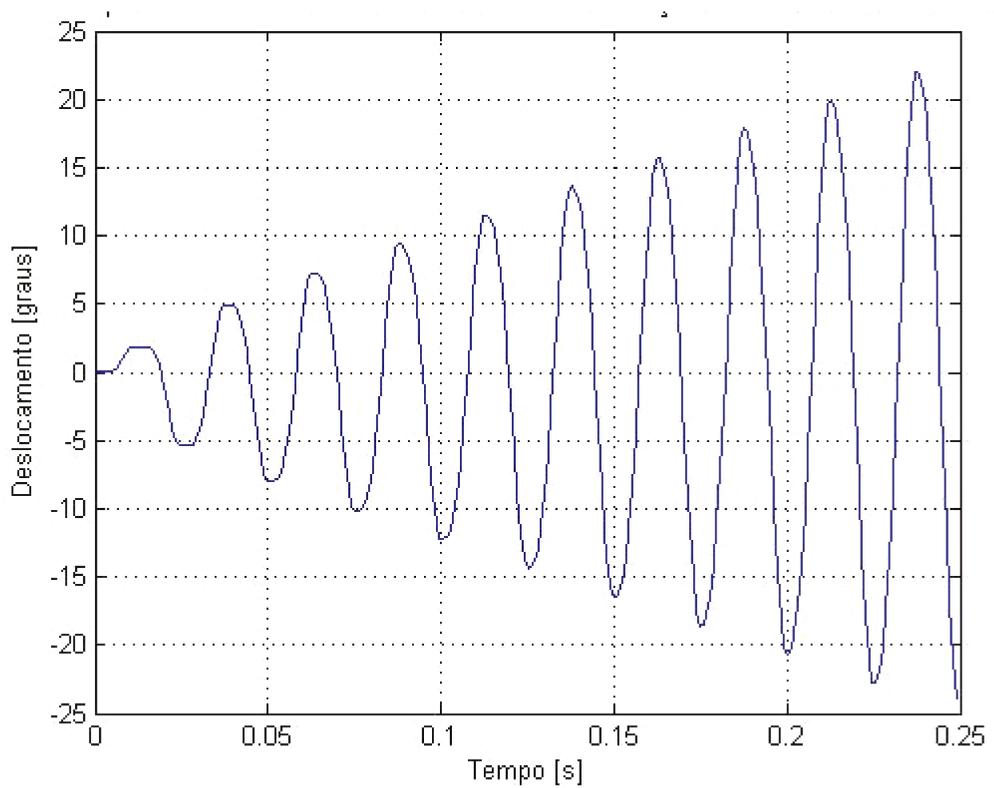


Figura 4.18 Ajuste com $\varepsilon = 0$ e $F_{at} = 80$ N na condição de ressonância

4.5.3 Ajustes com o fator de amortecimento variável e força de atrito constante na condição de ressonância.

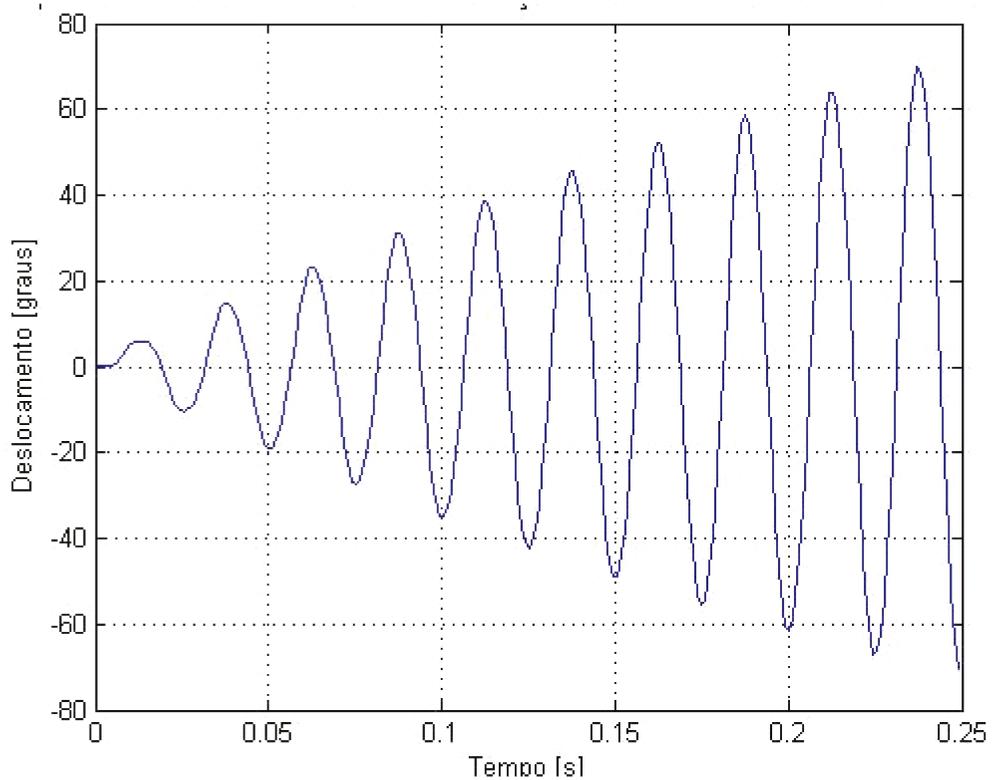


Figura 4.19 Ajuste com $\varepsilon = 0,01$ e $F_{at} = 35$ N na condição de ressonância

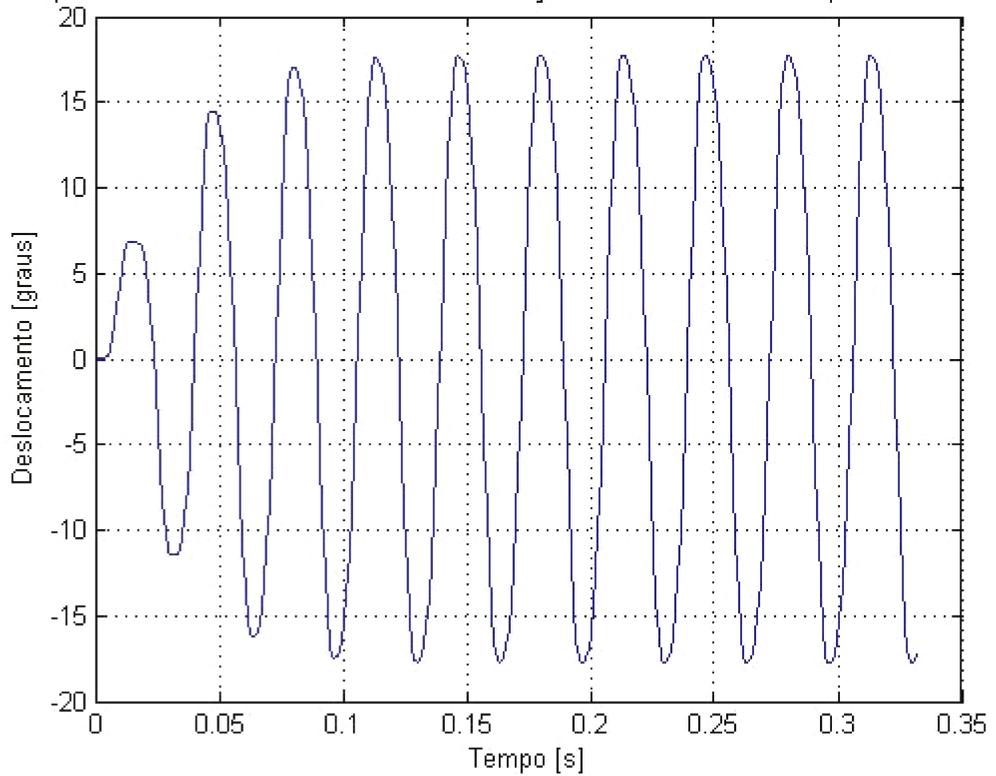


Figura 4.20 Ajuste com $\varepsilon = 0,11$ e $F_{at} = 35$ N na condição de ressonância

Com a força de atrito pré-determinada e constante no valor de 75 N e variando-se o fator de amortecimento (ϵ) de forma crescente, conforme as figuras 4.19, 4.20, em condição de ressonância, aumentam-se os fatores de amortecimento em 0,01, 0,10, respectivamente e $\epsilon = 0,16$ mostrado na figura 4.21, onde as amplitudes de vibrações estabilizam-se dentro das faixas de operação do auto-tensionador.

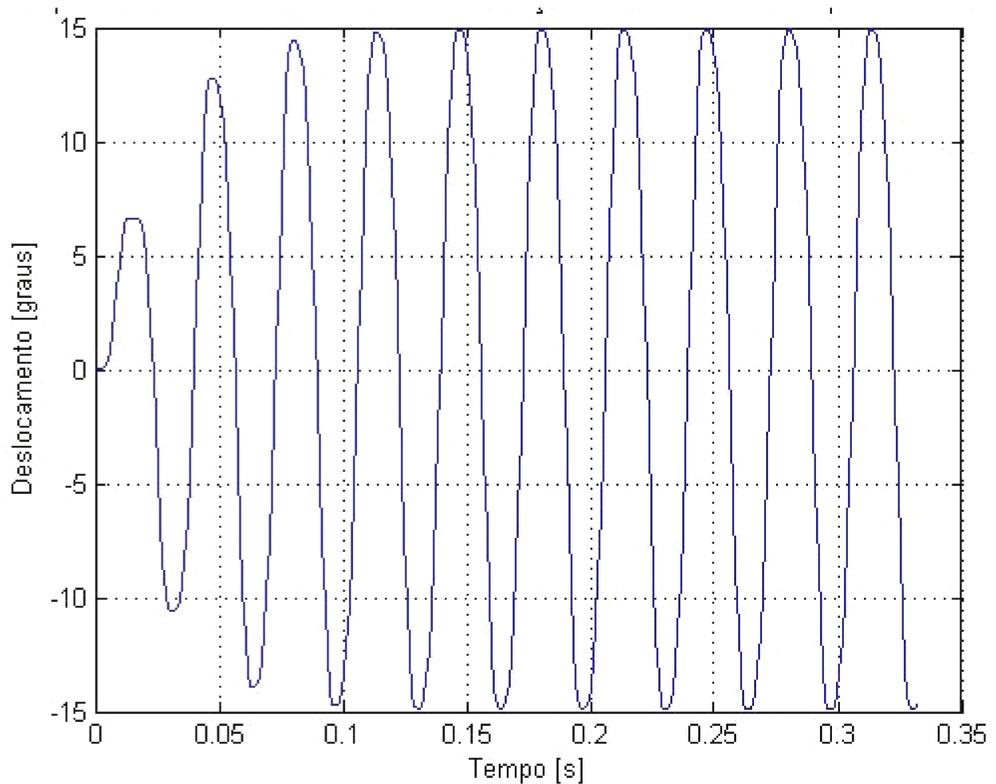


Figura 4.21 Ajuste com $\epsilon = 0,16$ e $F_{at} = 35$ N na condição de ressonância

4.5.4 Gráficos de vibrações angulares do auto-tensionador x vibrações de excitação x períodos, nas variações de faixas de frequências

Nas figuras 4.22 até 4.28 verifica-se a variação do ângulo de deslocamento do auto-tensionador comparativamente ao deslocamento de excitação da correia dentada nas faixas de frequências estudadas e condições de atrito e de amortecimento ajustadas anteriormente.

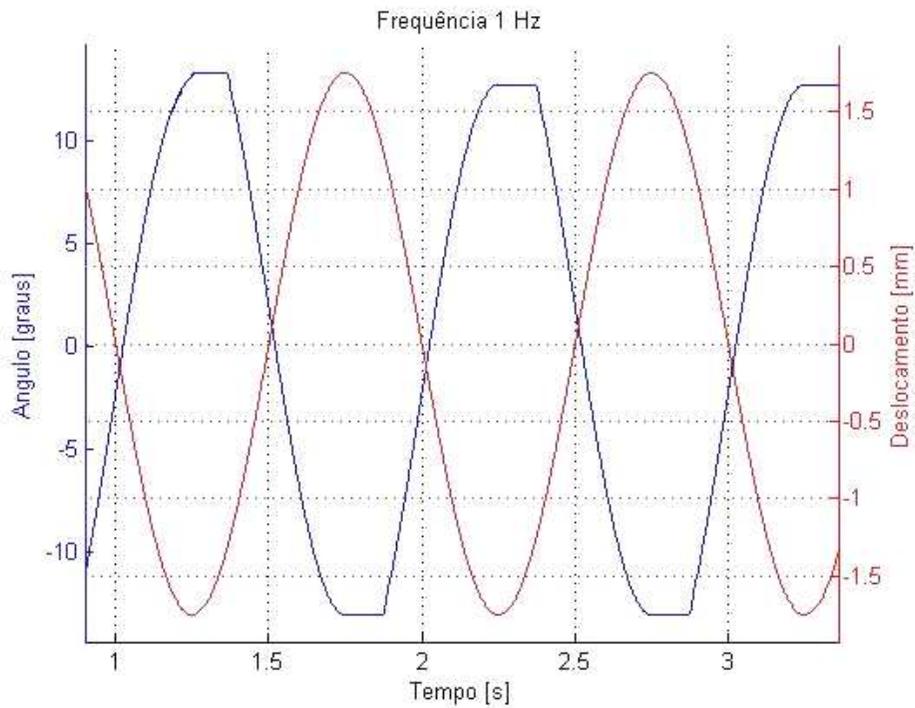


Figura 4.22 - Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 1 Hz

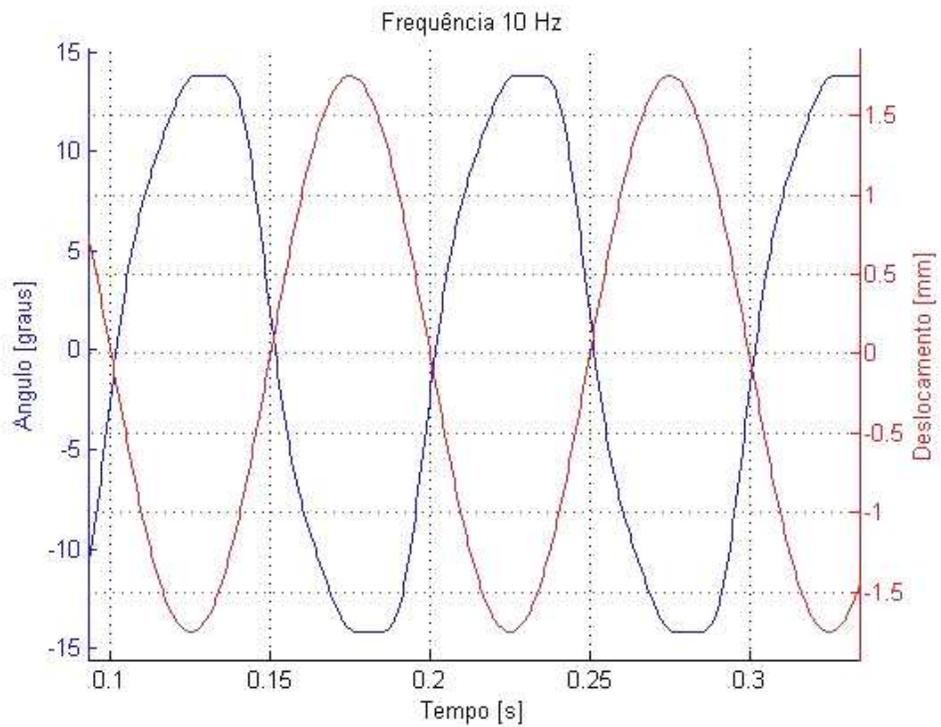


Figura 4.23 - Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 10 Hz

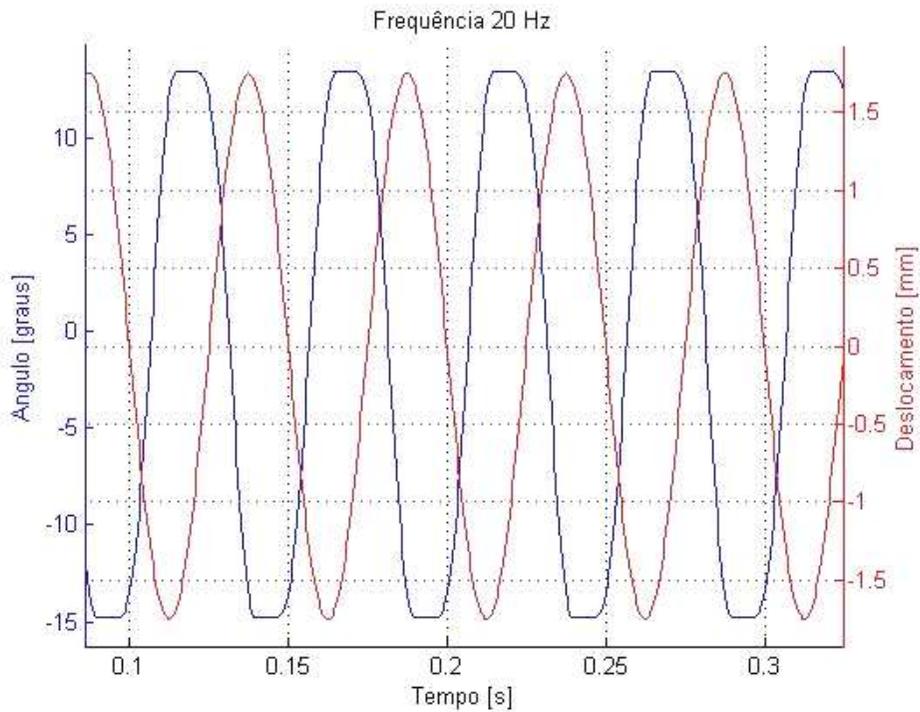


Figura 4.24 - Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 20 Hz

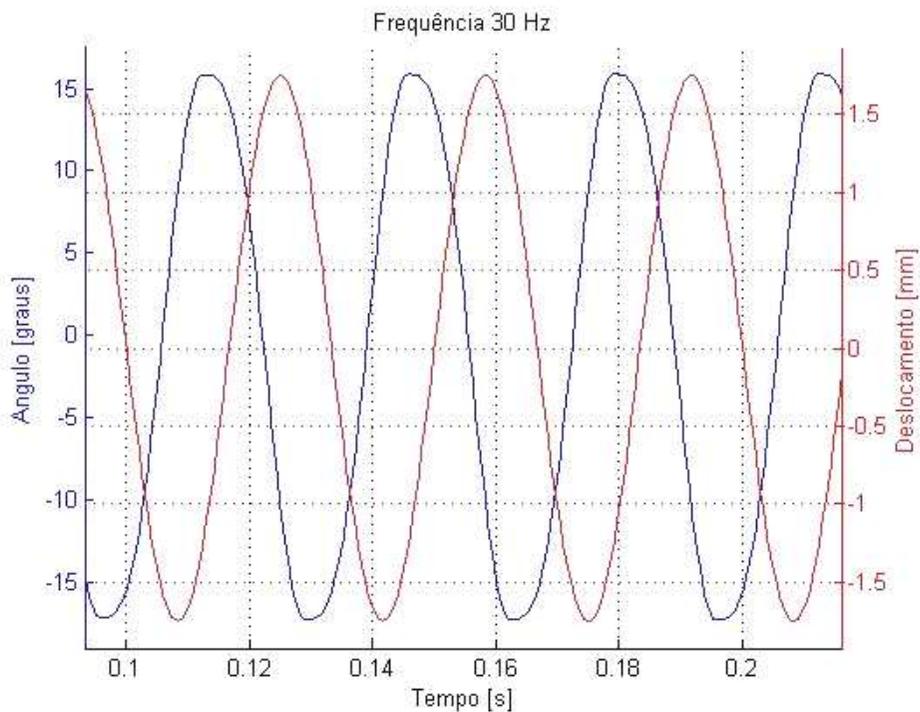


Figura 4.25 - Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 30 Hz

Nas faixas de frequências entre 1 Hz na figura 4.22 até 30Hz na figura 4.25, notam-se a ocorrência de patamares horizontais na curva do deslocamento angular, que mantém o auto-tensionador imóvel até que a força

de excitação da correia em cada frequência torne-se maior que a força de atrito provocando seu deslocamento.

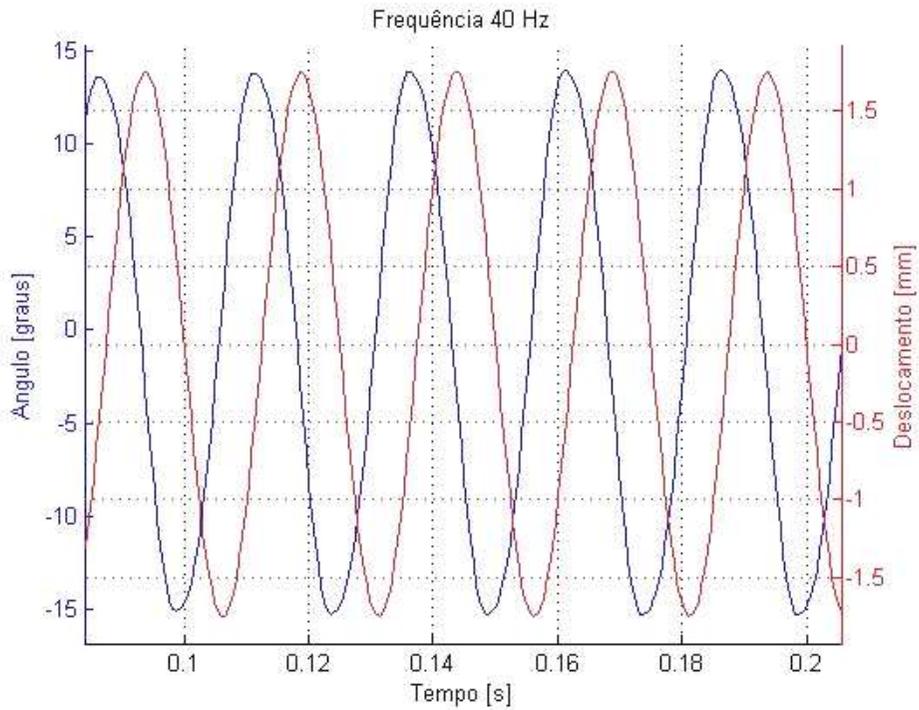


Figura 4.26 - Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 40 Hz

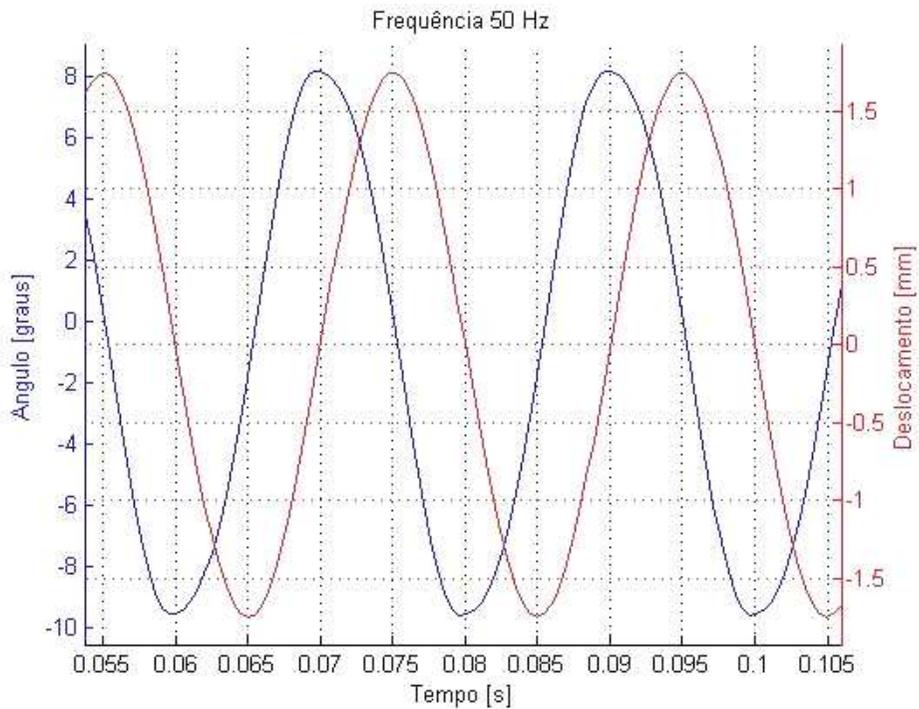


Figura 4.27 - Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 50 Hz

Acima de 40 Hz na figura 4.26 até 60 Hz na figura 4.28 nota-se que estes patamares não ocorrem devido à maior ação da inércia e amortecimento que agem no sistema.

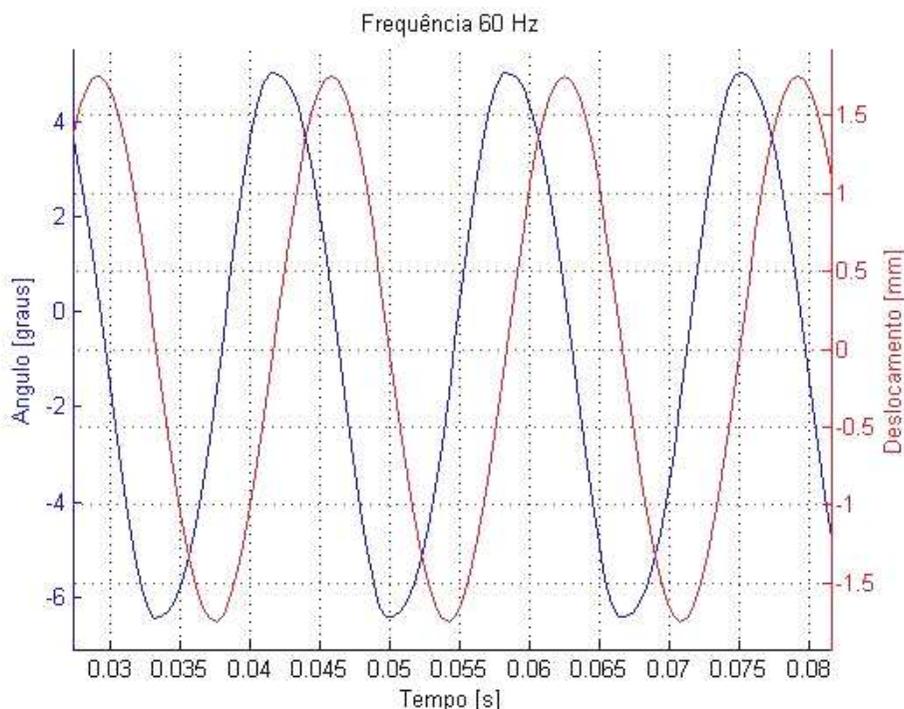


Figura 4.28 - Ângulo/Deslocamento x Períodos – Frequência 60 Hz

Nas figuras 4.23 até 4.28 notam-se a defasagem entre o deslocamento angular do auto-tensionador e o deslocamento de excitação da correia dentada devido ao amortecimento do sistema e que em todas as faixas de frequências de excitação, inclusive na ressonância, as amplitudes máximas de vibrações mantem-se dentro da faixa de operação do auto-tensionador, entre os limites de quinze graus.

4.5.5 Gráficos das forças de excitação x ângulos no período, nas variações de faixas de frequências

Os gráficos das forças de excitação da correia pelo deslocamento angular do auto-tensionador nas faixas de frequências de excitação pré-estabelecidas, das figuras 4.29 a 4.35, correlacionam seus valores em cada período normalizados pela força de excitação.

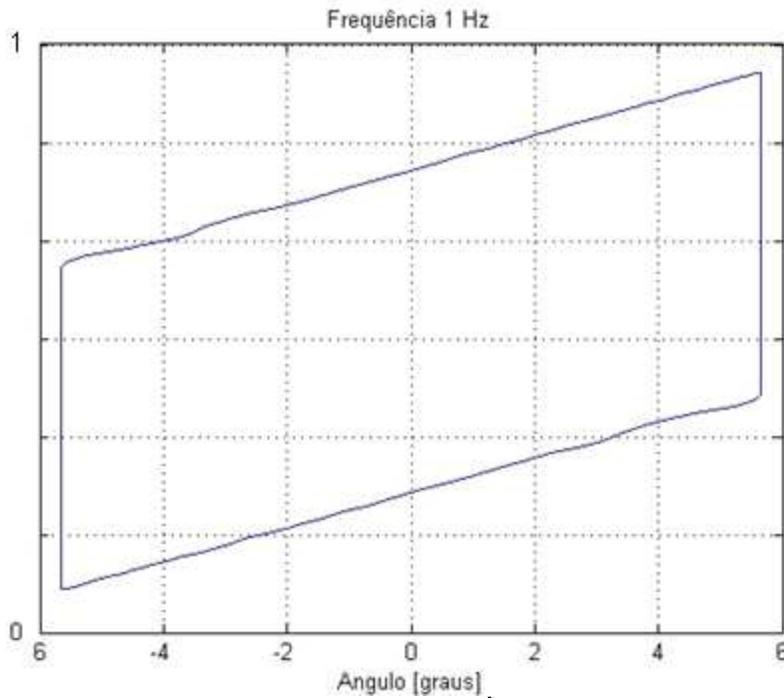


Figura 4.29 – Força de excitação x Ângulo – Frequência 1 Hz

Na figura 4.29 com frequência de 1 Hz em condição estática verifica-se a simetria e linearidade entre o avanço e o retorno da força de excitação da correia dentada (F_{cd}) formando-se um patamar vertical que representa a ação da força de atrito que neste trecho imobiliza o deslocamento do auto-tensionador.

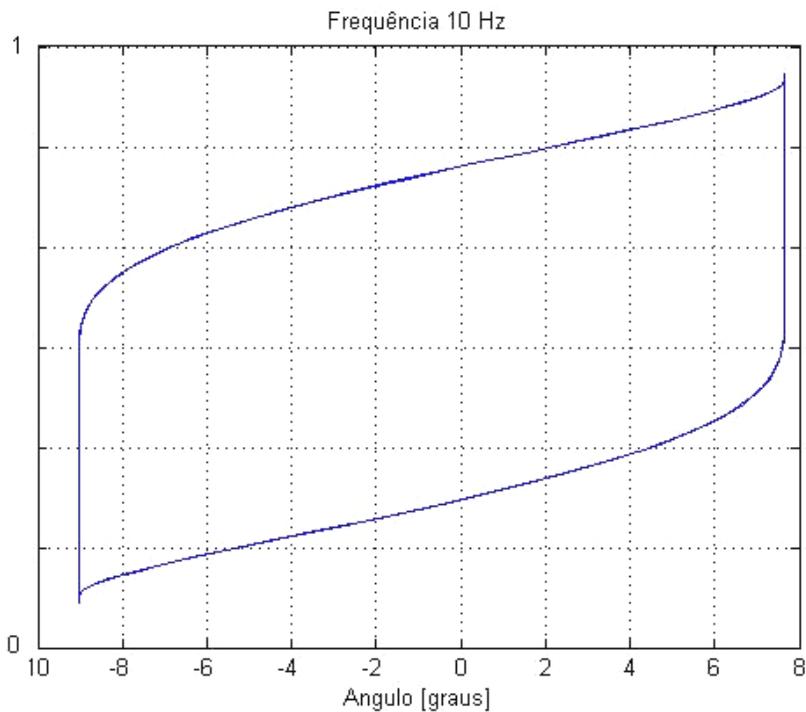


Figura 4.30 – Força de excitação x Ângulo – Frequência 10 Hz

Nas figuras 4.30 e 4.31 ainda ocorre imobilização do deslocamento angular do auto-tensionador em um patamar próximo ao vertical notando-se a histerese provocada pelo amortecimento no sistema.

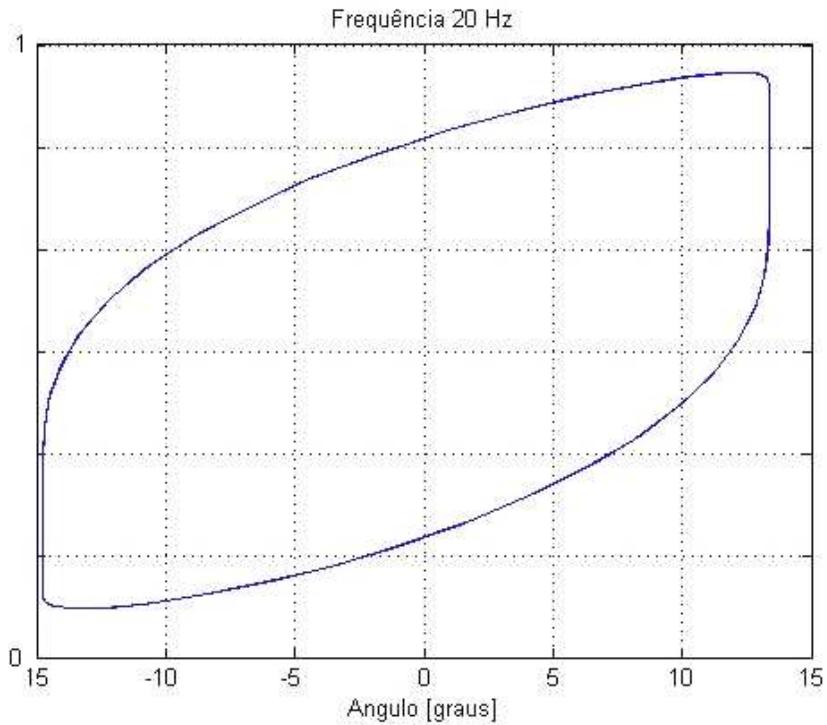


Figura 4.31 – Força de excitação x Ângulo – Frequência 20 Hz

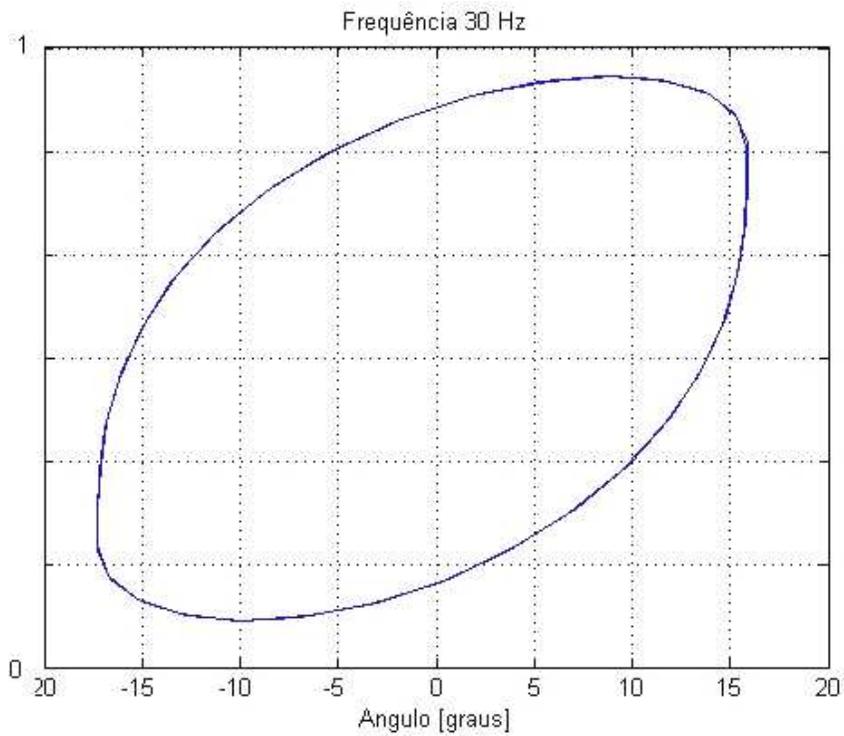


Figura 4.32 – Força de excitação x Ângulo – Frequência 30 Hz

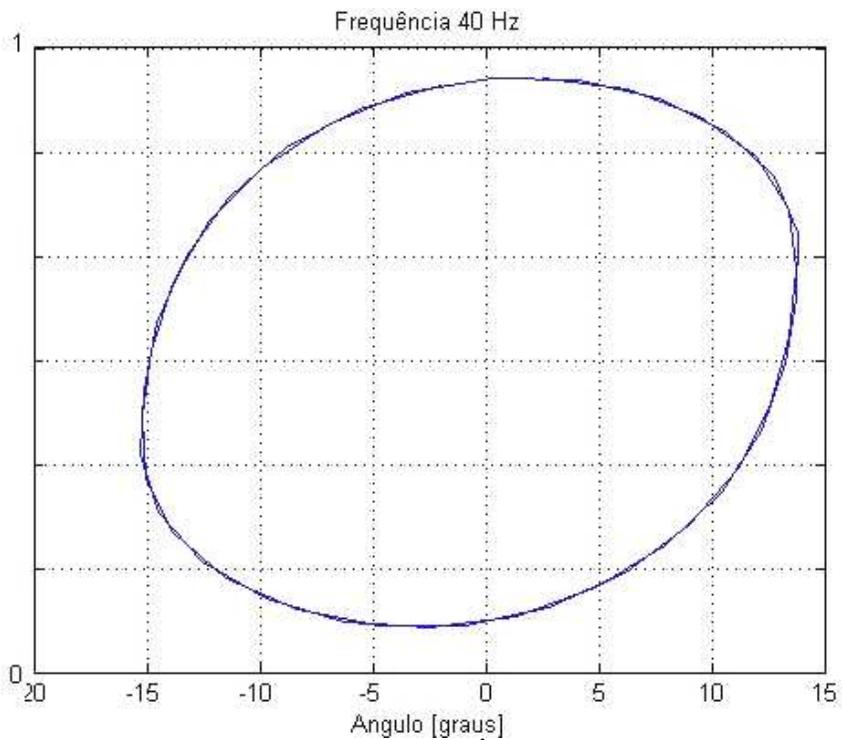


Figura 4.33 – Força de excitação x Ângulo – Frequência 40 Hz

Nas figuras 4.32, 4.33, 4.34 e 4.35 com frequências nas faixas de 30, 40, 50 e 60 Hz respectivamente, percebem-se a maior influência da histerese do sistema com a ação do amortecimento combinado a força de atrito.

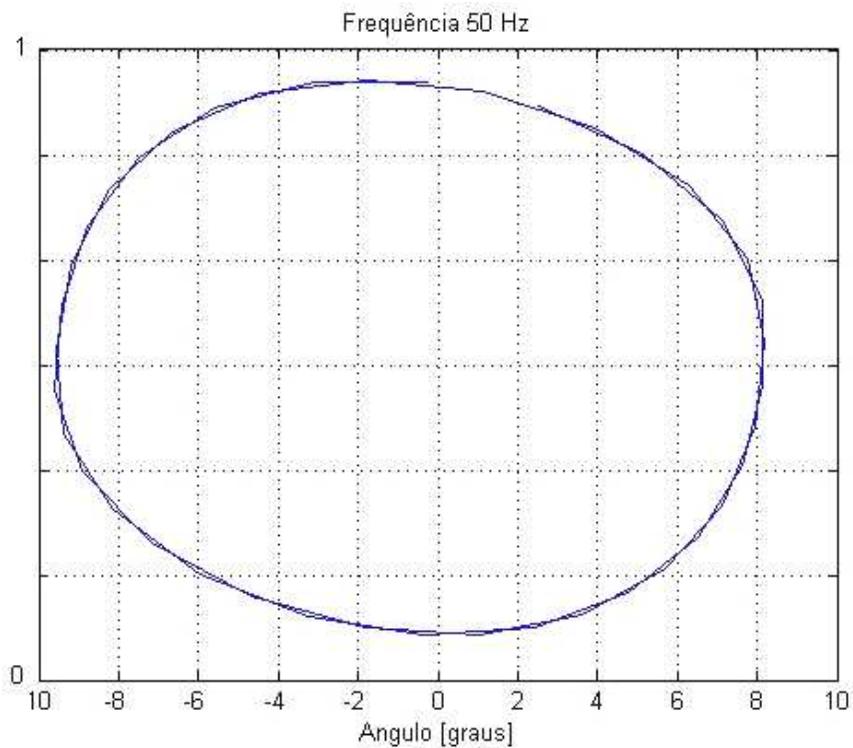


Figura 4.34 – Força de excitação x Ângulo – Frequência 50 Hz

Verifica-se a defasagem em concordância de fase entre o deslocamento e a força de excitação até a ressonância em 40 Hz na figura 4.33 e a inversão de fase após a ressonância, mostrada nas figuras 4.34 e 4.35 (Thomson, 1993).

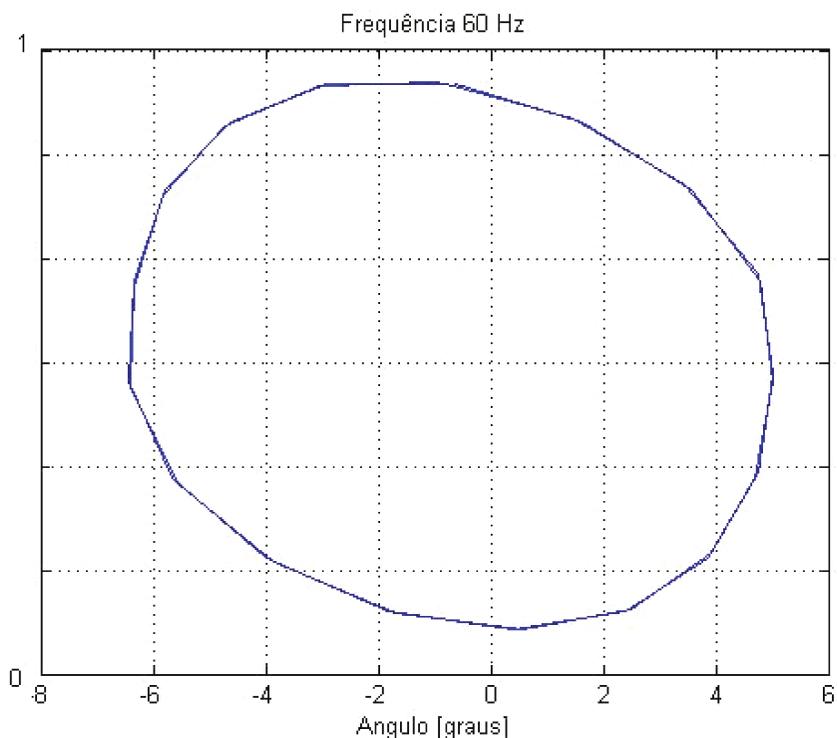


Figura 4.35 – Força de excitação x Ângulo – Frequência 60 Hz

Verifica-se nas figuras 4.29 a 4.35, a ação da histerese em todas as frequências estudadas, mantendo-se as forças compatíveis à operacionalidade do sistema, evitando-se o aumento de amplitude de vibrações e o deslocamento do auto-tensionador acima de sua faixa de atuação, com uma possível realimentação destas vibrações.

4.6 Comentários

São realizadas simulações nas quais se verificou, em condições controladas pela simplificação do circuito de distribuição automotivo, através do procedimento teórico e computacional adotado, o estudo do efeito do fator de amortecimento (ϵ) e da força de atrito (F_{at}) no controle da amplitude de vibrações transversais do auto-tensionador e sua curva de histerese de acordo com as condições de contorno pré-estabelecidas no modelo.

Capítulo 5

Procedimento experimental

Montagem do modelo físico, dispositivo experimental e procedimento computacional, desenvolvidos com as mesmas condições construtivas e de operação, impostas no procedimento teórico.

5.1 Desenvolvimento do modelo físico e seus componentes

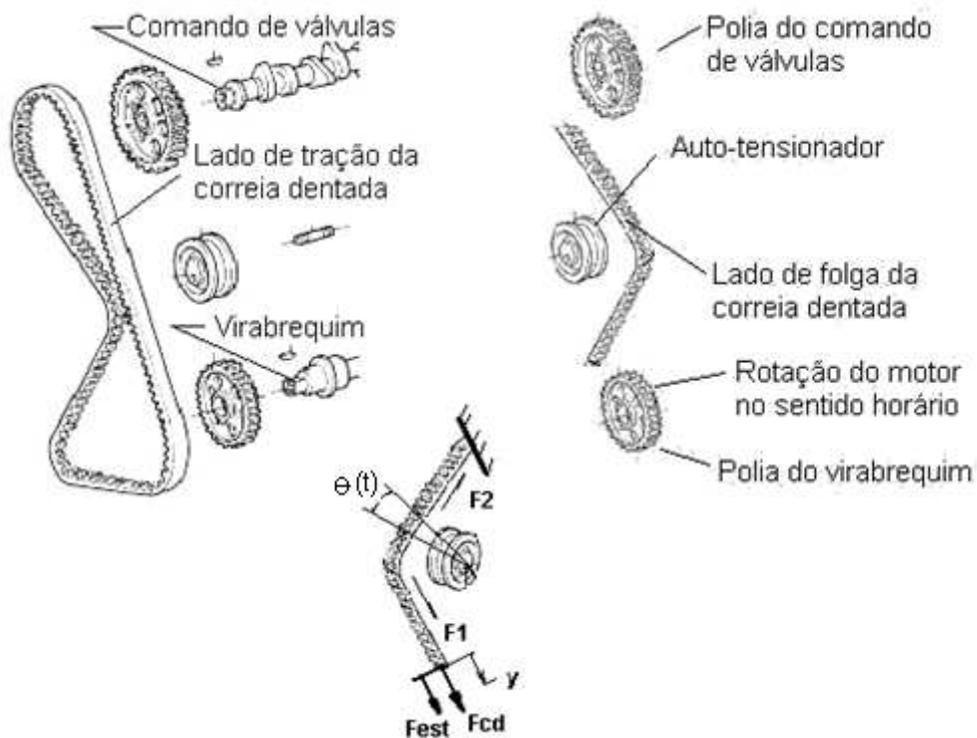


Figura 5.1 – Desenvolvimento do modelo físico e componentes

(Fonte: manual de reparos, 1985)

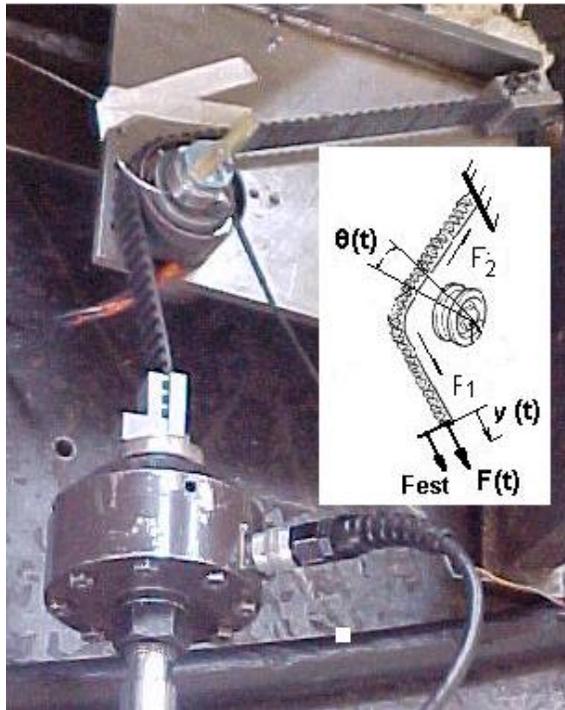


Figura 5.2 – Modelo físico do circuito correia da dentada e auto-tensionador

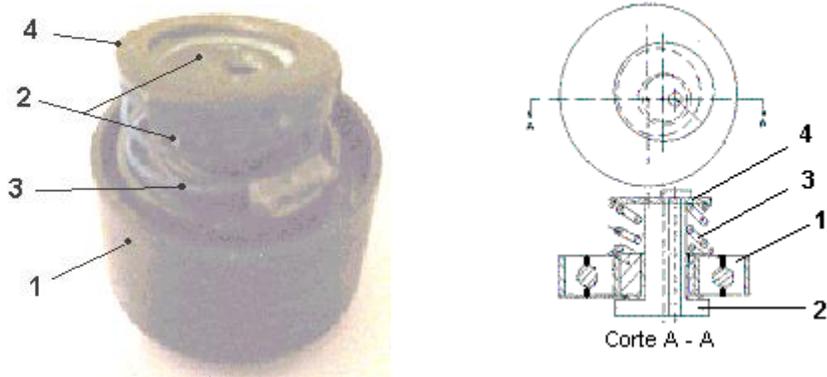
As figuras, 5.1 e 5.2 representam o modelo físico montado em bancada com as mesmas condições de operação propostos no procedimento teórico, no qual o sistema auto-tensionador tem sua extremidade inferior pré-tensionada: com força estática (F_{est}), força externa ($F(t)$), deslocamento ($y(t)$), resposta dinâmica ($\theta(t)$) e forças (F_1) e (F_2) nos setores, inferior e superior da correia.



- 1 - Pistão de acionamento
- 2 - Auto-tensionador
- 3 - Sensor de rotação
- 4 - Célula de carga
- 5 - Correia dentada

Figura 5.3 – Foto do modelo físico e componentes para instrumentação

A figura 5.3 representa a montagem do modelo físico com o posicionamento da correia dentada (5), o auto-tensionador (2), o pistão de acionamento (1), o sensor de rotação (3) e a célula de carga (4).



- | | |
|---------------------------------------|-----------------------------------|
| 1 – Rolamento e base inferior da mola | 2 - Pino de apoio da base |
| 3 - Mola de torção | 4 - Tampa e base superior da mola |

Figura 5.4 – Foto do auto-tensionador e componentes

A figura 5.4 representa uma foto do auto-tensionador estudado em corte total e seus componentes principais como: rolamento (1), pino de apoio da base (2), mola de torção (3) e tampa e base superior da mola (4).

5.2 Dispositivo experimental

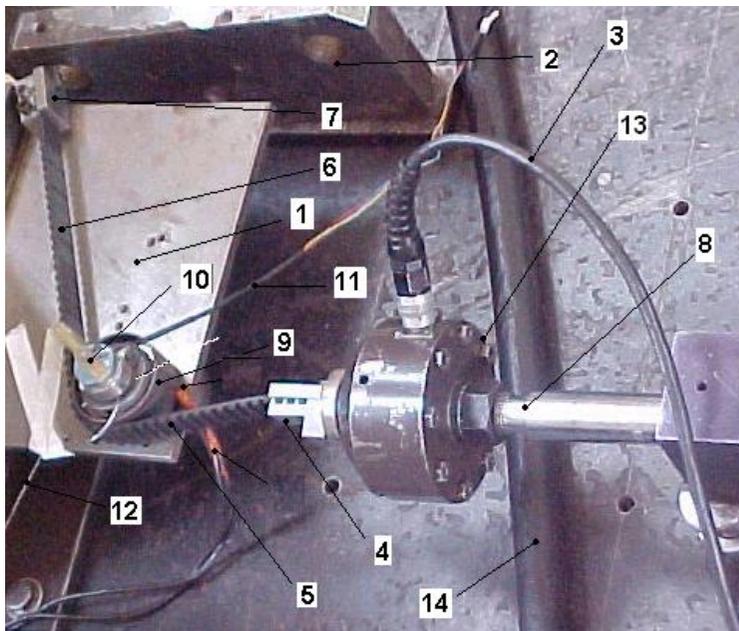


Figura 5.5 – Foto do dispositivo experimental com a correia dentada e auto-tensionador instrumentados com sensores e atuadores

5.2.1 Identificação de componentes

- 1 - Base do dispositivo e geometria de fixação
- 2 - Suporte vertical do dispositivo
- 3 - Cabo de ligação da célula de carga ao sistema computacional
- 4 - Grampo de fixação da correia dentada ao pistão
- 5 - Extremidade inferior da correia dentada.
- 6 - Extremidade superior da correia dentada.
- 7 - Grampo de fixação da correia dentada ao suporte.
- 8 - Pistão de acionamento da correia dentada e auto-tensionador.
- 9 - Auto-tensionador com ajustes e geometria similares ao modelo teórico
- 10 - Sensor de rotação do auto-tensionador.
- 11 - Cabo de ligação do sensor de rotação ao sistema computacional
- 12 - Cabo de alimentação do sensor de rotação
- 13 - Célula de carga entre o pistão e a correia dentada.
- 14 - Mangueira hidráulica para alimentação de acionamento do pistão

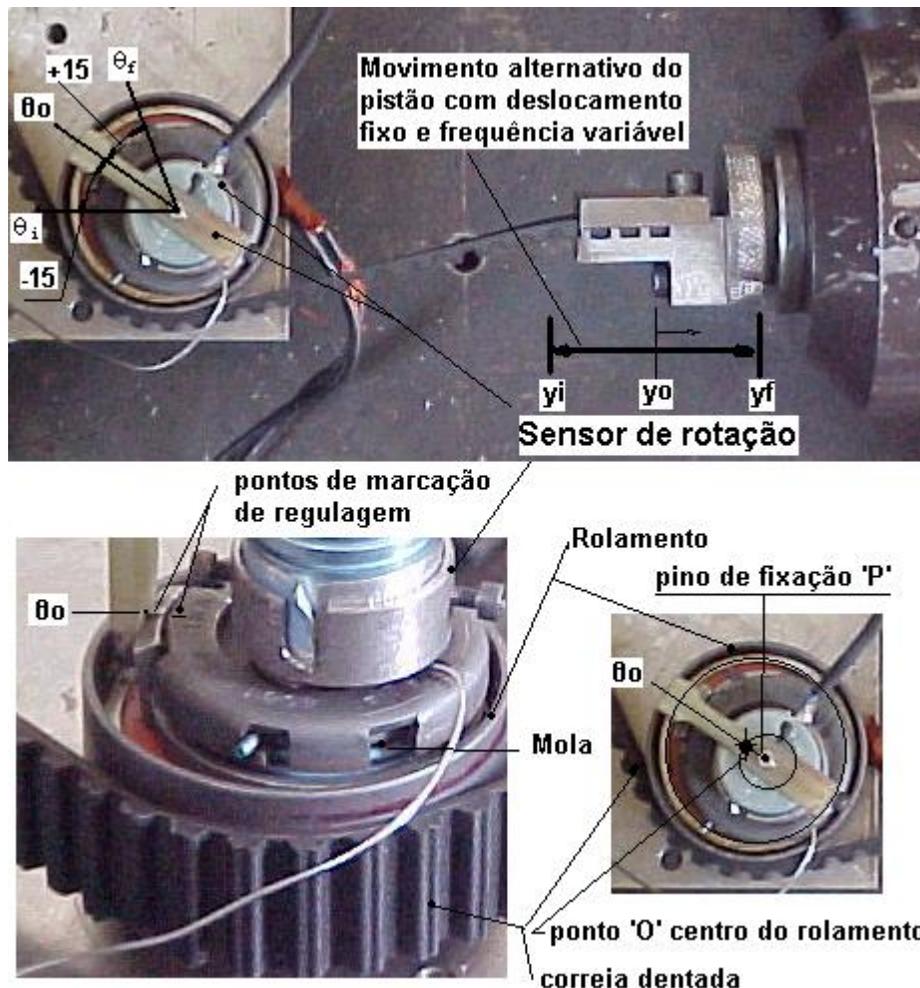


Figura 5.6 – Foto do dispositivo experimental com um pistão vibrando com amplitude e faixas de frequências controladas a partir da regulagem inicial.

A figura 5.5 representa a montagem detalhada do dispositivo experimental e seus componentes, como: base e geometria de fixação (1), base de fixação vertical do dispositivo (2), no qual é fixada pelo grampo de fixação (7) a extremidade superior da correia (6), cabo de ligação da célula de carga (3), ligada à entrada de dados no sistema computacional, grampo de fixação (4) da extremidade inferior (5) da correia dentada ao pistão hidráulico (8), auto-tensionador (9) com sensor de rotação (10) e cabo de ligação no sistema computacional (11) e seu cabo de alimentação (12), célula de carga do pistão (13) e mangueira hidráulica de alimentação (14) acionada por uma unidade de comando hidráulico própria.

Na figura 5.6 é representado o movimento alternativo do pistão com deslocamento fixo e frequências de excitação da correia dentada com faixas de frequências variáveis entre seu deslocamento inicial (y_i) e final (y_f) a partir do equilíbrio estático (y_o), com respostas dinâmicas entre seu deslocamento angular inicial (θ_i) e final (θ_f) à partir do equilíbrio (θ_o) e limites de $\pm 15^\circ$.

A partir de (θ_o) define-se os pontos de marcação de regulagem estática e o pré-tesionamento do laço envolvente da correia dentada contra a pista externa do rolamento e reação da mola de retorno do auto-tensionador. São definidos, os pontos de marcação de regulagem (θ_o), e da posição relativa entre o auto-tensionador e o laço envolvente da correia dentada pré-tensionada, dada pelo centro do rolamento no ponto (O) e o centro do pino de fixação no ponto (P).

5.2.2 Sensores e parâmetros instrumentados

| Sensor | Localização (parâmetros) | Unidades |
|-------------------|--------------------------|-----------|
| Célula de carga | Pistão (Y) | mm / V |
| Célula de carga | Pistão (F_{cd}) | N / V |
| Sensor de rotação | Auto-tensionador (RVDT) | V / graus |

Tabela 5.1 – Sensores instrumentados

5.3 Procedimento computacional

O procedimento computacional é aplicado no gerenciamento do procedimento experimental, que é desenvolvido com as mesmas condições construtivas e de operação impostas no procedimento teórico. Com parâmetros pré-definidos e controlados, estes são instrumentados por sensores posicionados para a aquisição de sinais elétricos convertidos em parâmetros físicos. São analisadas forças e deslocamentos, registradas com a variação da frequência de excitação harmônica e de amplitude constante, aplicadas com a atuação de um pistão hidráulico, programado em laboratório. Os dados adquiridos em faixas de frequências pré-estabelecidas geram planilhas, nas quais transduzem-se os sinais elétricos em grandezas físicas representativas ao estudo. Produzem-se saídas gráficas experimentais a serem comparadas e convalidadas àquelas geradas na simulação teórica, ficando a critério do analista a proposição de novas mudanças, que podem ser realizadas em tempo real de projeto, realimentando-se a análise.

5.4 Resultados de amostras

As figuras 5.7, 5.9, 5.11, 5.13, 5.15, 5.17 representam uma comparação entre a excitação da correia dentada e a resposta dinâmica do auto-tensionador, no domínio do tempo, com a variação da frequência de excitação, respectivamente: 1, 10, 20, 30, 40, 50 e 60 Hz, simulando as rotações de um motor automotivo entre 60 e 3.600 rpm. Notam-se que com o aumento da frequência de excitação da correia dentada, ocorre o aumento do efeito do amortecimento vico-elástico no sistema, com uma maior defasagem entre o tempo da resposta dinâmica do auto-tensionador e da excitação na correia.

Nas figuras 5.8, 5.10, 5.12, 5.14, 5.16, 5.18 e 5.20 notam-se a inversão de fases entre o ângulo de deslocamento do auto-tensionador e a força aplicada na correia dentada a partir da ressonância, mostrada na figura 5.18.

Nas figuras 5.7 até 5.20, notam-se ruídos de altas frequências incorporados às vibrações do sistema, devido a não linearidade provocada pelas grandes cargas aplicadas na deformação da correia dentada.

5.4.1 Gráficos gerados com frequência de 1 Hz

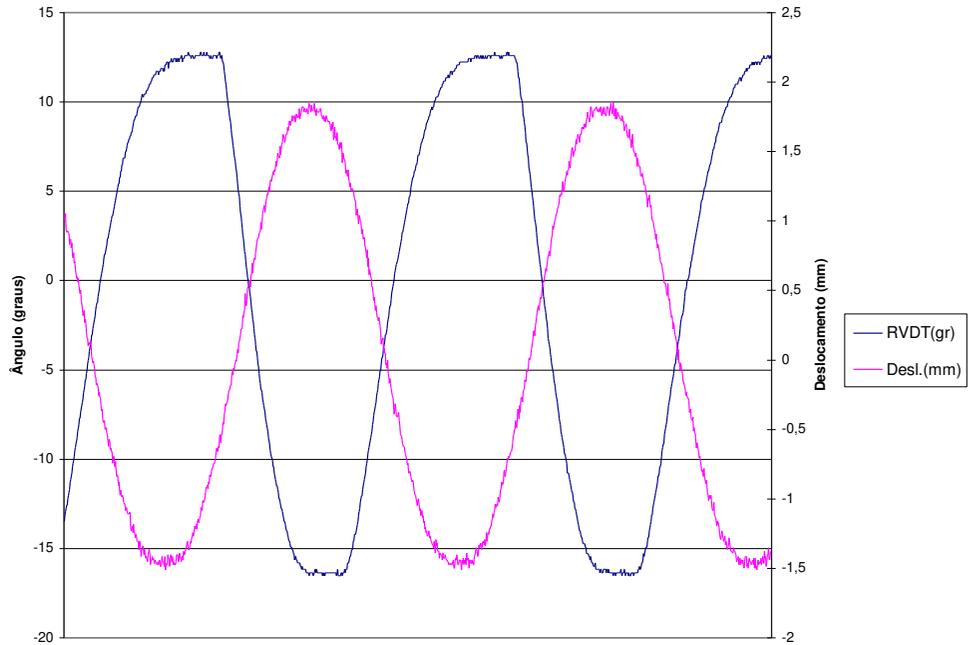


Figura 5.7 - Ângulo/Deslocamento X Períodos – Frequência 1 Hz

As figuras 5.7 e 5.8, com baixa frequência de excitação, aproximam-se de uma condição estática e linear, na qual a não linearidade devidas ao amortecimento visco-elástico são pouco representativos.

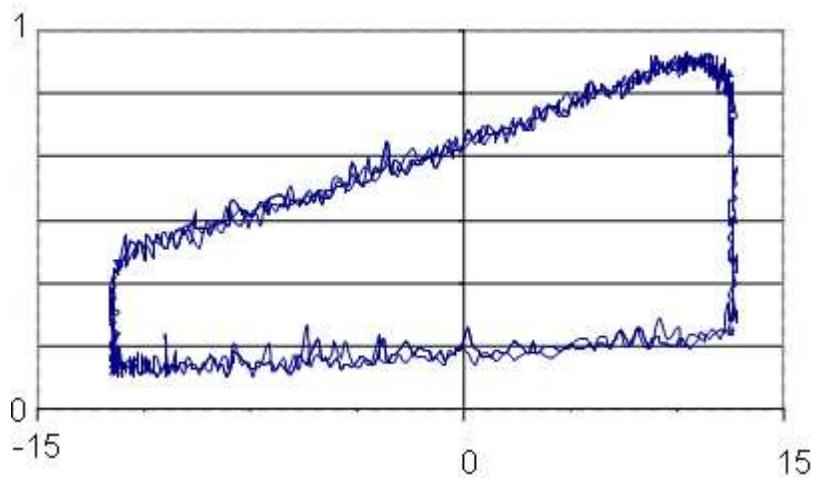


Figura 5.8 – Força de excitação X Ângulo – Frequência 1 Hz

5.4.2 Gráficos gerados com frequência de 10 Hz

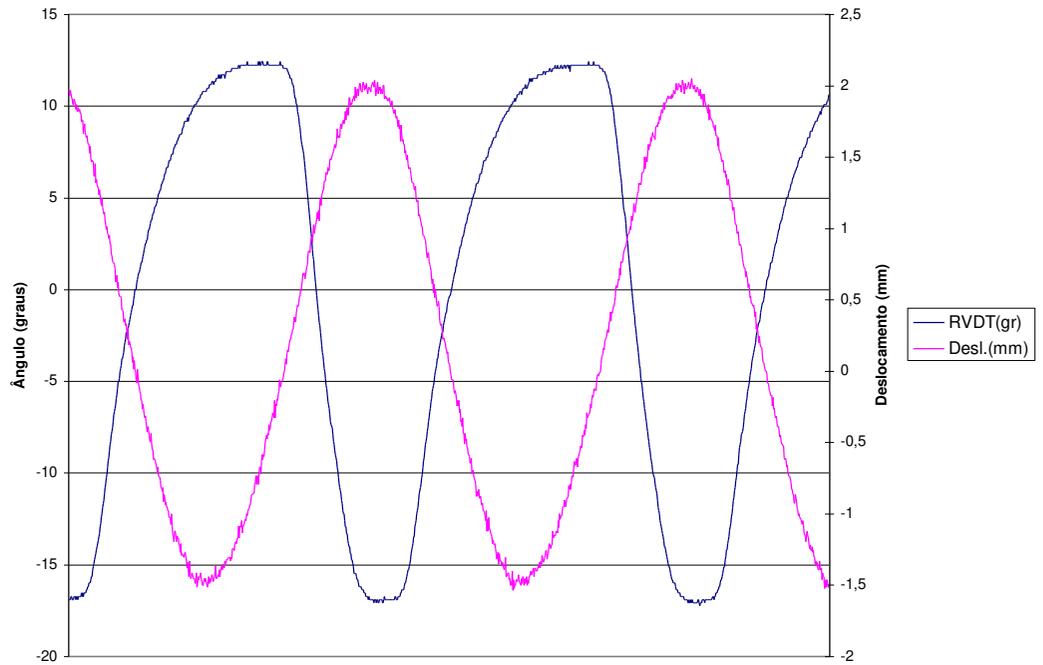


Figura 5.9 – Ângulo/Deslocamento X Períodos – Frequência 10 Hz

Nota-se a partir da figura 5.9 em 10 Hz até a figura 5.20 com 60 Hz, o aumento da ação do amortecimento visco-elástico e maior influência na histerese do sistema com o aumento das frequências de excitação.

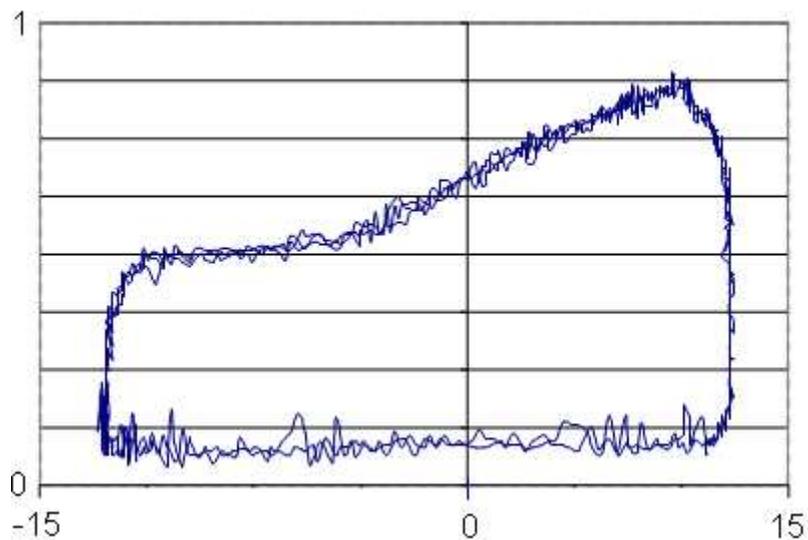


Figura 5.10 – Força de excitação X Ângulo – Frequência 10 Hz

5.4.3 Gráficos gerados com frequência de 20 Hz



Figura 5.11 - Ângulo/Deslocamento X Períodos – Frequência 20 Hz

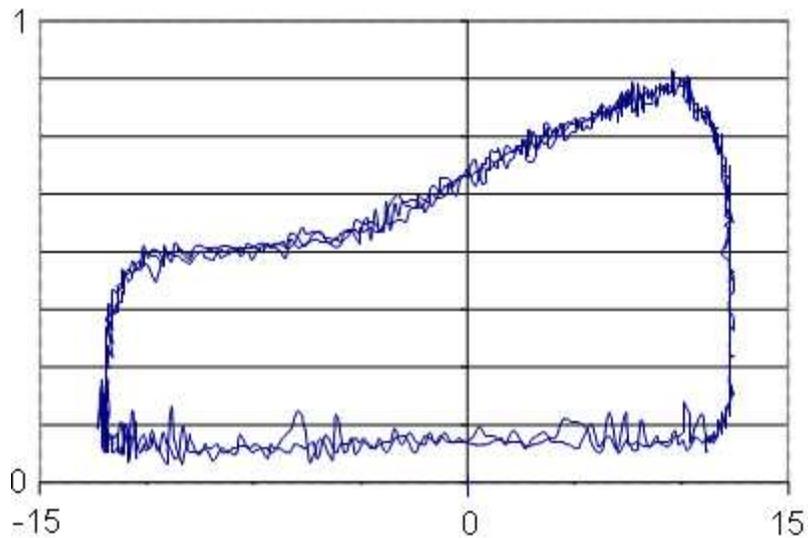


Figura 5.12 – Força de excitação X Ângulo – Frequência 20 Hz

Nas figuras 5.7 a 5.12 observa-se o efeito da força de atrito mantendo o auto-tensionador imóvel temporariamente, tanto no avanço como no retorno, com a mudança de sentido de seu movimento (patamares), até que a força aplicada na correia dentada torne-se maior que a força de atrito, que é maior no curso de retorno do sistema em relação ao seu curso de avanço.

5.4.4 Gráficos gerados com frequência de 30 Hz

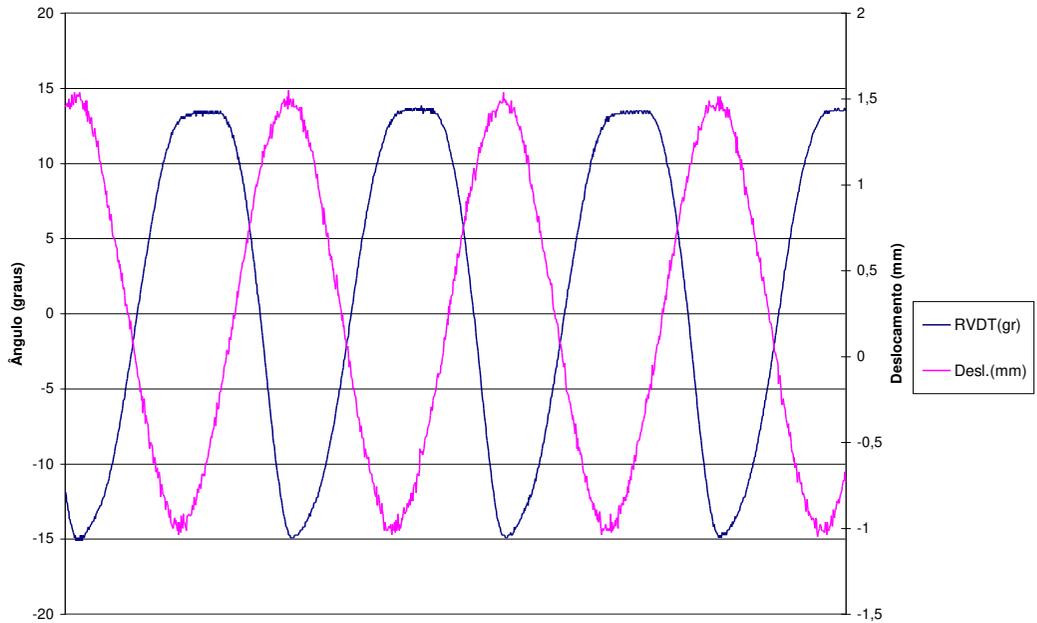


Figura 5.13 - Ângulo/Deslocamento X Períodos – Frequência 30 Hz

Nas figuras 5.13 e 5.14 com 30 Hz nota-se que o efeito da força de atrito imobilizando temporariamente o deslocamento do sistema, ainda permanece em seu curso de retorno e não mais no avanço, com menor valor, devido à maior participação da inércia e do amortecimento visco-elástico no sistema.

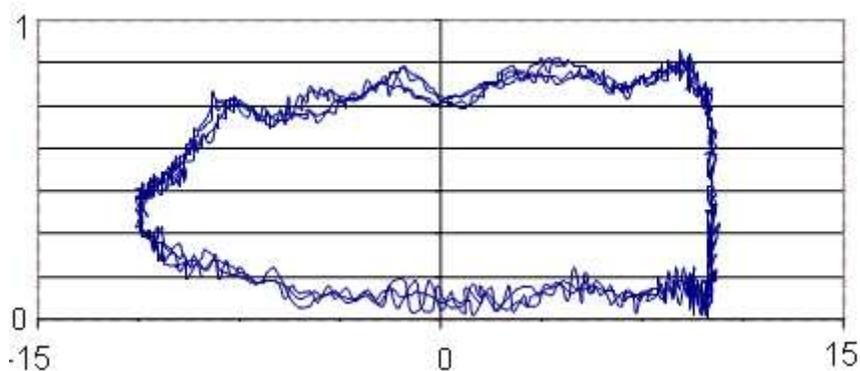


Figura 5.14 – Força de excitação X Ângulo – Frequência 30 Hz

5.4.5 Gráficos gerados com frequência de 40 Hz

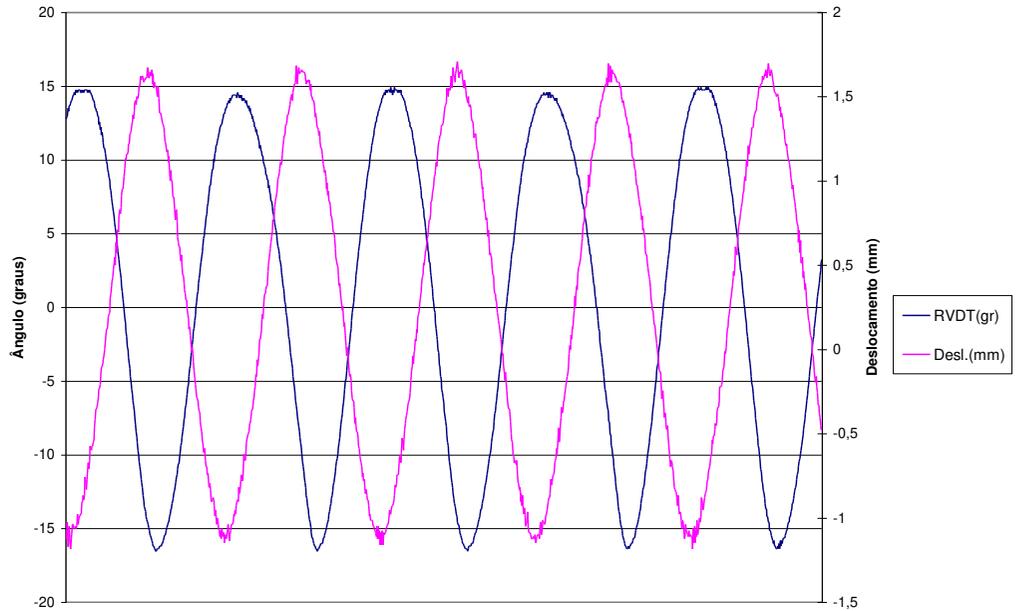


Figura 5.15 - Ângulo/Deslocamento X Períodos – Frequência 40 Hz (Ressonância)

Na figura 5.15 e 5.16 percebe-se a ressonância e a inversão de fase entre o ângulo de resposta dinâmica do sistema e a força de excitação da correia dentada. Os limites de deslocamento angular da resposta dinâmica ainda são obedecidos na ressonância.

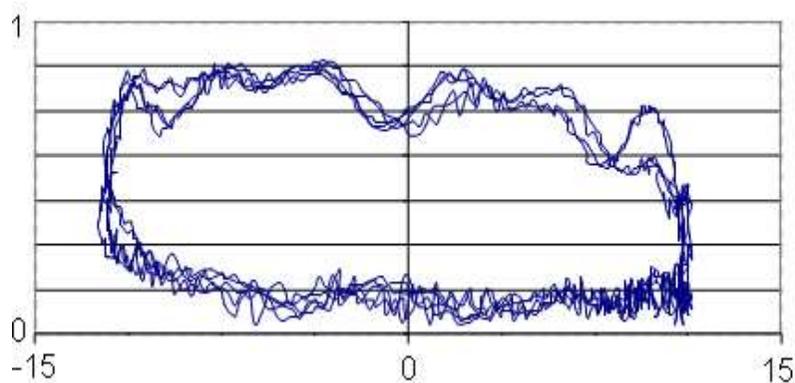


Figura 5.16 – Força de excitação X Ângulo – Frequência 40 Hz (Ressonância)

5.4.6 Gráficos gerados com frequência de 50 Hz

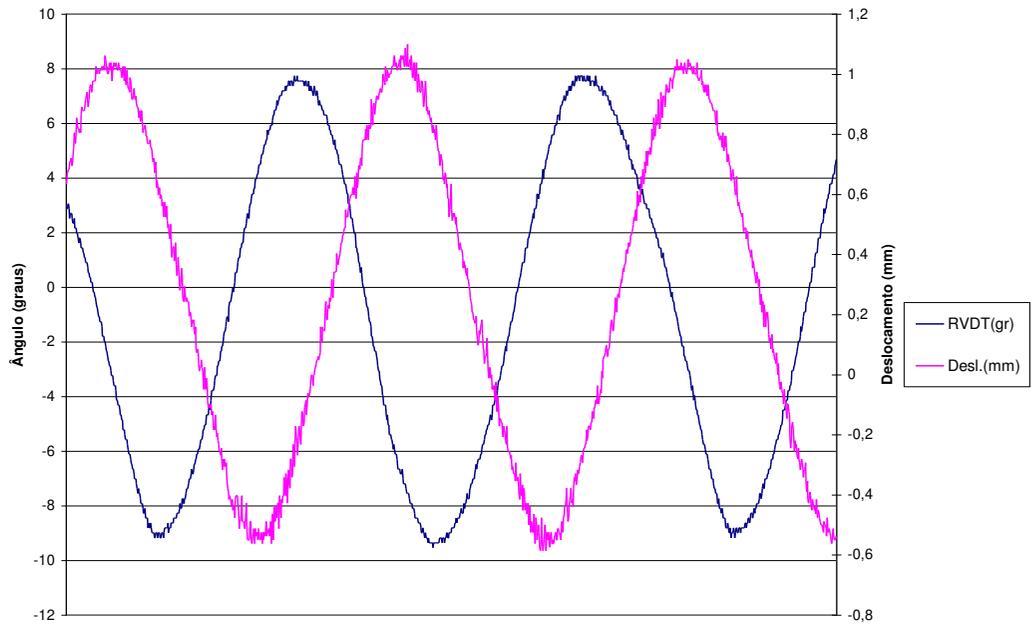


Figura 5.17 - Ângulo/Deslocamento X Períodos – Frequência 50 Hz

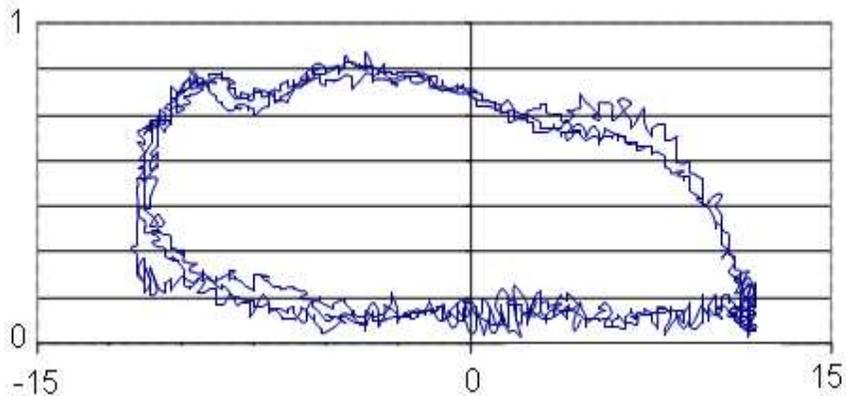


Figura 5.18 – Força de excitação X Ângulo – Frequência 50 Hz

5.4.7 Gráficos gerados com frequência de 60 Hz

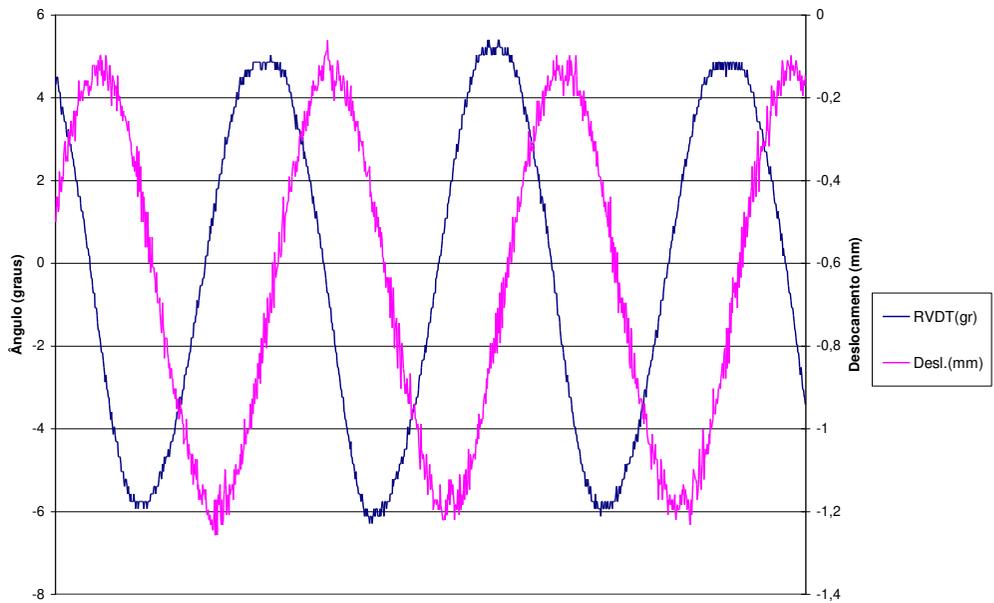


Figura 5.19 - Ângulo/Deslocamento X Períodos – Frequência 60 Hz

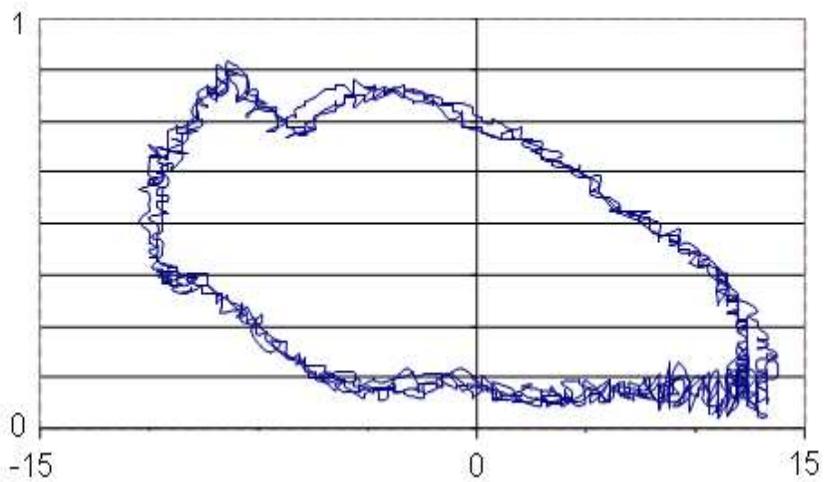


Figura 5.20 – Força de excitação X Ângulo – Frequência 60 Hz

5.5 Comentários

Foram realizados experimentos com a aplicação do modelo experimental desenvolvido, nas mesmas condições de contorno pré-estabelecidas, com parâmetros construtivos controlados pelas simplificações propostas no modelo físico.

Com a instrumentação do dispositivo experimental e procedimento computacional, foram obtidos gráficos para cada uma das faixas de frequências operantes, como: amplitude de vibrações do auto-tensionador e excitação da correia dentada em períodos controlados e força de excitação da correia dentada pelo ângulo de deslocamento do auto-tensionador.

São aplicados os mesmos valores de força de atrito e fator de amortecimento, que por hipótese foram ajustados e aplicados no procedimento teórico. Com os resultados gráficos obtidos pôde-se verificar:

- A amplitude de vibrações do ângulo de deslocamento do sistema comparativamente ao deslocamento de excitação da correia dentada.
- A variação da força de excitação da correia dentada pelo deslocamento angular de suas respostas dinâmicas com a variação em faixas de frequências.

O efetivo controle de forças e vibrações do sistema dentro dos limites de operação do auto-tensionador, inclusive na ressonância.

Entre as distorções que podem gerar erros na aplicação do procedimento experimental estão: a falta de medições práticas do valor do coeficiente de atrito entre a bucha e pino do auto-tensionador e do coeficiente de amortecimento da correia dentada, assumidos por fontes teórico-experimentais, pela complexidade do estudo mais abrangente, da ação da correia dentada no sistema estudado.

Capítulo 6

Conclusões

Na comparação entre os gráficos gerados, com as simulações numéricas, a partir do analítico, com o procedimento experimental, verificou-se, como primeira aproximação, tanto na visualização numérica da amplitude de vibrações do sistema, como nas forças de excitação e de suas respostas dinâmicas, a representatividade e convalidação dos resultados obtidos. A combinação da ação do fator de amortecimento e da força de atrito do sistema, tem papel fundamental no equilíbrio dinâmico do sistema, dissipando energia por histerese, restringindo sua movimentação e controlando a amplitude de forças e vibrações atuantes, dentro dos limites de atuação do auto-tensionador, nas faixas de frequências de operação pré-estabelecidos, comprovando as hipóteses especificadas na introdução.

Este estudo fornece aos engenheiros e projetistas, condições de retroagir no projeto, estabelecendo mudanças em parâmetros de projeto do auto-tensionador e da correia dentada, otimizando a eficiência no controle de suas vibrações transversais e forças atuantes em tempo real, aumentando a confiabilidade operacional da correia dentada e da motorização automotiva.

Concluiu-se, finalmente, que a escolha do tema foi acertada, pela sua atualidade, interesse e alcance tecnológico, na medida em que através do

estudo ora proposto, pode-se ter um melhor conhecimento do controle de vibrações mecânicas realizado por um auto-tensionador, o que indiretamente significa maximizar o tempo de vida da correia dentada e a confiabilidade da motorização do veículo.

6.1 Sugestões para Próximos Trabalhos

Neste capítulo pretende-se pontuar alguns tópicos, que estão inseridos no estudo proposto e que ainda necessitam de investigações mais profundas:

- Implementação de rotinas de cálculos para a modelagem de parâmetros, com características não lineares, como: o amortecimento da correia dentada e a força de atrito, no deslocamento do auto-tensionador, utilizando-se métodos de integração não lineares.

- Desenvolvimento e implementação de métodos de otimização, para maior aproximação da modelagem do sistema de transmissão por correias real, que resultem na diminuição de desvios resultantes, simulando a variação de frequências e amplitudes de excitação mais aproximadas as condições reais de operação do motor.

- Realização de estudos, através de métodos de ensaios acelerados, para determinação experimental da disponibilidade da correia dentada, quando opera em circuitos de transmissão por correias, com a utilização de auto-tensionadores e tensionadores, cada qual sujeitos às suas vibrações transversais e consequentes flutuações de forças, para a aquisição de dados estatísticos mais eficazes, sobre as causas e efeitos do controle de vibrações do sistema auto-tensionador, resultando na inoperância da correia dentada e sincronismo do motor.

- Realização de novas simulações computacionais, modificando-se parâmetros do sistema auto-tensionador, como: a sua geometria construtiva, inércia, rigidez da mola, amortecimento da correia dentada, força de atrito,

frequências naturais de operação, com novas faixas de variação de amplitudes e frequências de excitação, aplicando-se os mesmos ajustes e condições de operação, na montagem experimental.

- Realizar estudos de viabilidade, para a automação e controle do sistema auto-tensionador, com base no modelo desenvolvido, que pode ser acionado hidraulicamente e monitorado, através do sensoriamento de vibrações transversais da correia dentada.

Referências Bibliográficas

- Abrate, S., Vibrations of belts and belt drives. ScienceDirect. USA: p 645-659. 1992.
- Anon, S., Plastics upgrade timing-belt tensioner. Machine Desig. USA: v. 77, n. 3, p. 43. 2005.
- Apostila - Abc do motor à gasolina. General Motors do Brasil. São Caetano do Sul: 1965. 86p.
- Apostila – Reforma de motores ‘OHC’. General Motors do Brasil. São Caetano do Sul: 1982. 46p.
- Atsuo, F., Shougo, Y., Kiyoshi, M., Analyses of the accessory belt lateral vibration in automotive engines. Journal of Sound and Vibration. Japan: p. 41-47. 2002.
- Back, N., Metodologia de projeto de produtos industriais. Rio de Janeiro: Guanabara Dois. 1983. 389p.
- Baker, C.R., Oliver, L.R., Breig, W.F., Dynamic analysis of belt drive tension forces during rapid engine acceleration. SAE Special Publications. USA: n. 864, p. 239-254. 1991.
- Bastien, J., Michon, G., Manin, L., Dufour, R., An analysis of the modified Dahl and Masing models: Application to a belt tensioner. Journal of Sound and Vibration. France: v. 302, n. 4-5, p. 841-864. 2007.
- Belts and pulleys. Reliance Gear Company Limited. London: 1998. 13p.

- Castellini, P., Cupido, E., Paone, N., Tracking laser doppler vibrometer for linear motion: application to a timing belt. Università degli studi di Ancona. Ancona: p.7.1999.
- Carvalho, T.C.C., Medidas obrigatórias para componentes veiculares com responsabilidade para segurança. Simpósio de Engenharia Automotiva. São Paulo. AEA. Associação Brasileira de Eng. Automotiva, 1988. p. 21/4.
- Catálogo – Eletrônico de peças e serviços.Volkswagen do Brasil. São Bernardo do Campo: 2007. 863p.
- Dias, A., Metodologia para análise da confiabilidade em freios pneumáticos automotivos. Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP. Campinas: 1996. 198p. Tese (Doutorado).
- Dias, M.J., Apostila do curso de vibrações em sistemas mecânicos – IM231, EM590, Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP. Campinas: 2000. 572p.
- Dias, M.J., Idehara, S.J., Roteiro de aula do curso de vibrações em sistemas mecânicos – comandos básicos de Matlab, Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP. Campinas: 2003. 8p.
- Fan, G.W., Shah, J.J., Complex modal analysis of a flat belt pulley system with belt damping and coulomb-damped tensioner. Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME. USA: v 118, n. 2, p. 306-311. 1996.
- Griffiths, D.F., An introduction to matlab. University of Dundee. Stockholm: 2001. 35p.
- Hiroharu, T., Mayu, N., Noboru, S., Analysis of high frequency noise in engine timing belt. Society of Automotive Engineers of Japan. Toyota Motor Corporation. Japan: p 33-38. 1998.
- Hiroharu, T., Mayu, N., Noboru, S., Analysis of transverse vibration in engine timing belt. Society of Automotive Engineers of Japan. Toyota Motor Corporation. Japan: p 89. 1996.
- Jung, D.H., Sung, I., Phark, J.W., A study on automatic belt tensioner life evaluation in accessory belt system. Key Engineering Materials. Korea: v. 297-300 III, p. 1797-1803. 2005.

- Jung, D.H, Song, S., Shin. P., Bae, S., Damage evaluation of automatic belt tensioner using with FTP-75 mode. Key Engineering Materials. Korea: v. 306-308 I, Fracture and Strength of Solids VI, p. 133-138. 2006
- Kong, L., Parker, R.G., Mechanics of serpentine belt drives with tensioner assemblies and belt bending stiffness. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME. USA: v. 127, n. 5, p. 957-966. 2005.
- Kwon, Y.I., IH, J.G., Vibrational power flow in the moving belt passing through a tensioner. Journal of Sound and Vibration. Korea: v. 229, n. 2, p. 329-353. 2000.
- Manual de reparos – regulagem de motores. General Motors do Brasil. São Caetano do Sul: 1985. 36p.
- Matlab tutorial. fundamentals of signals and systems using matlab. Student Edition of Matlab version 5.0: 2005. 28p.
- Meirelles, P.S., Apostila do curso de métodos matemáticos para sistemas mecânicos – IM235, Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP. Campinas: 2003. 143p.
- Mendes, R.B.G., Metodologia para a determinação da confiabilidade operacional de equipamentos durante o período de garantia. Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP. Campinas: 1993. 151p. Dissertação (Mestrado).
- Michon, G., Manin, L., Dufour, R. Hysteretic behavior of a belt tensioner: Modeling and experimental investigation. JVC/Journal of Vibration and Control. Japan: v. 11, n. 9, p. 1147-1158. 2005.
- Nouri, M., Zu, J.W., Dynamic analysis and optimization of tensioner in automotive serpentine belt drive systems. Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference. Canadian: v. 2, p. 813-820. 2002.
- Palmer, W., Belt and chain tensioners. Motion System Design. USA: v. 47, n. 1, p. 30-33. 2005.
- Singru, P.M., Modak, J.P., Computer simulation of the dynamic and vibration response of a belt drive pulley. Journal of Sound and Vibration. Nagpur: p.277-293. 2001.

- Singru, P.M., Modak, J.P., Dynamics of arm of a flat belt drive pulley with explanation of belt flutter. *Journal of Sound and Vibration*. Nagpur: p.403-442. 2004.
- Suweken, G., Horssen, W.T.V., On the transversal vibration of a conveyor belt with a low and time-varying.part I: the string-like case. *Journal of Sound and Vibration*. Delft: p.1007-1027. 2003.
- Suweken, G., Horssen, W.T.V., On the transversal vibration of a conveyor belt with a low and time-varying.part II: the beam-like case. *Journal of Sound and Vibration*. Delft: p.117-133. 2003.
- Thomson, W.T., *Theory of vibration with applications*, Prentice Hall, 1993.
- Ueda, M., Mechanism and countermeasures for abnormal noise produced by idler pulley bearings under low temperature conditions. *Koyo Engineering Journal English Edition*. London: 2002 (No 160E).
- Ulsoy, A.G., Whitesell, J.E., Hooven, M.D, Design of belt-tensioner systems for dynamic stability. *American Society of Mechanical Engineers*. USA: 9p. 1985.
- User manual – Belt tension meter RSM2000. The Goodyear Tire and Rubber Company. Lincoln: 2004. 22p.
- User manual – Target deflexion forces. The Goodyear Tire and Rubber Company. Lincoln: 2004. 2p.
- Wan, T.R., Kwang, J.K., Identification of tension in a belt-driven system by analysing flexural vibrations. *Mechanical Systems and Signal Processing*. Korea: p.199-213. 1994.
- Watanabe, T., Suzuki, H., Grace, W., Multi-disc viscous auto-tensioner for timing belts. *SAE Special Publications*. Japan: n. 972, p. 59-60. 1993.
- Westlake, J.R., *A handbook of numerical matrix inversion and solution of linear equations*. Wiley. 1968.
- Zhao, J., Barker, C., Oliver, L., Breig, W., Edson, J., Experimental testing and modeling of automotive automatic belt tensioners. USA: *SAE Special Publications*, v. 1317, p. 123-135.1998.