

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

THOMAS MARTINS

**ANÁLISE MODAL DE VIBRAÇÕES DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA: ENFOQUE EM UM SISTEMA MONOCILÍNDRICO DE
QUATRO TEMPOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

GUARAPUAVA

2017

THOMAS MARTINS

**ANÁLISE MODAL DE VIBRAÇÕES DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA: ENFOQUE EM UM SISTEMA MONOCILÍNDRICO DE
QUATRO TEMPOS**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado ao Curso Superior de Engenharia Mecânica da Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR – Campus Guarapuava, como requisito parcial para obtenção do título de bacharelado.

Orientadora: Profa. Dra. Denise Alves Ramalho.

GUARAPUAVA

2017

TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE MODAL DE VIBRAÇÕES DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA: ENFOQUE EM UM SISTEMA MONOCILÍNDRICO DE QUATRO TEMPOS

por

THOMAS MARTINS

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 05 de dezembro de 2017 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Dra. Denise Alves Ramalho
Prof. Orientadora

Dr. Sérgio Dalmás
Membro titular

MSc. Henrique Ajuz Holtzmann
Membro titular

RESUMO

O estudo das vibrações de um sistema mecânico permite a avaliação de parâmetros extremamente influentes para seu bom funcionamento, permitindo a obtenção resultados fundamentais para prevenção de falhas ou de comportamentos anormais deste sistema ao longo de sua vida útil. Utilizando esta análise como ponto de partida, pode-se garantir que as estruturas responsáveis pela estabilidade e funcionamento de um motor alternativo, por exemplo, nunca operem próximo às suas frequências naturais, evitando desgastes excessivos e fadigas que tendem a diminuir sua vida útil.

O objetivo geral do presente trabalho é utilizar uma análise modal de vibrações para verificar o funcionamento de um determinado motor de combustão interna - utilizado em veículos convencionais. Logo, o desenvolvimento do conhecimento em relação ao funcionamento destes sistemas é essencial, assim como o estudo detalhado do fenômeno de vibração, para a fundamentação teórica da análise.

Como ferramenta de análise, têm-se a possibilidade de utilizar softwares que permitem o desenvolvimento de análises dinâmicas e estruturais de sistemas de forma simplificada e intuitiva, dependendo basicamente de uma boa modelagem do sistema, das técnicas relacionadas ao manuseio do software e da capacidade do analisador de interpretar as respostas e funcionamento do mesmo. Portanto, com o auxílio destas ferramentas computacionais é possível de se desenvolver a modelagem de um projeto seguindo as dimensões reais do sistema (como o sistema formador do movimento alternativo de um motor de combustão interna, analisado no presente trabalho), assim como realizar análises estruturais a partir de métodos de elementos finitos.

Com os resultados obtidos, pode-se chegar a conclusões preventivas e essenciais no desenvolvimento de um sistema mecânico, evitando desperdícios de matéria prima e mão de obra (além de proporcionar uma referência de resultados para a análise) que permitem a produção segura de certa linha de produtos similares.

ABSTRACT

The study of the vibrations of a mechanical system allows the evaluation of extremely influential parameters for its good functioning, allowing to obtain fundamental results to prevent failures or abnormal behavior of this system throughout its useful life. Using this analysis as a starting point, it can be ensured that the structure responsible for the stability and functioning of an alternative engine, for instance, never reaches frequencies that when reached possibly will act destructively on the system, producing excessive wear and fatigue that tend to shorten its useful life.

The general objective of the present work is to use a modal analysis of vibrations to verify the operation of a certain internal combustion engine - used in conventional vehicles. So the development of knowledge regarding the operation of these systems is essential, as well as the detailed study of the vibration phenomenon for the theoretical basis of the analysis.

As an analysis tool, it is possible to use software that allows the development of structural and dynamic analysis in a simple and intuitive way, basically depending on a good modeling of the system, on techniques related to software manipulation, and on the ability to interpret the responses and operation the same. Therefore, with the aid of these computational tools, it is possible to develop a modeling of a project following the actual dimensions of the system (as the system for the reciprocating motion of an internal combustion engine, analyzed in the present work), as well as performing structural analysis from finite element methods.

With the results obtained, it is possible to reach preventive and essential conclusions in the development of a system, avoiding raw material and labor wastes (besides providing a reference of results for the analysis) that allow the safe production of a certain line of products.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	7
1.1	Objetivos do Trabalho.....	8
1.1.1	Objetivo geral	8
1.1.2	Objetivos Específicos	8
1.2	Justificativa.....	8
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	9
2.1	Vibração.....	9
2.1.1	Noções elementares.....	9
2.1.2	Classificação das vibrações.....	12
2.1.3	Vibração excitada harmonicamente.....	13
2.1.4	Análise de Vibrações.....	16
2.1.5	Modos de vibração	18
2.2	Motores de Combustão Interna.....	18
2.2.1	Máquinas térmicas	18
2.2.2	Classificação das Máquinas Térmicas.....	19
2.2.3	Análise do Ciclo Otto	21
2.3	Aspectos estruturais e cinemáticos do mecanismo biela manivela.....	23
2.4	Método de Elementos Finitos (M.E.F.).....	29
3	DESENVOLVIMENTO.....	31
3.1	Materiais e Métodos.....	31
3.1.1	Definição do sistema físico a ser analisado.	31
3.1.2	Modelagem do Sistema utilizando Autodesk Inventor.....	33
3.1.3	Definição dos materiais que integram os componentes.....	34
3.1.4	Especificação das condições de contorno	35
3.1.5	Aplicação do método de elementos finitos (M.E.F.).....	36
3.1.6	Especificação das condições de contorno da simulação para análise modal..	37
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	39
4.1	Primeiro e segundo modos de vibração.....	40
4.2	Terceiro e quarto modos de vibração.....	41
4.3	Quinto e sexto modos de vibração.....	42
5	CONCLUSÃO.....	43
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	45
	ANEXO I – DADOS DE SOFTWARES UTILIZADOS.....	49

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema massa mola - movimento periódico.....	10
Figura 2 - Sistema massa mola submetido a força externa.....	13
Figura 3 - Fenômeno de Batimento.....	16
Figura 4 - Monocilindro de um motor alternativo de ignição por faísca.....	21
Figura 5 - Os quatro tempos de um motor alternativo.....	22
Figura 6 - Mecanismo biela manivela para um motor de combustão interna.....	23
Figura 7 - Geometria do mecanismo biela manivela.....	25
Figura 8 - Especificações motor GM 2.0L 8V Flexpower.....	32
Figura 9 - Componentes do sistema para análise.....	33
Figura 10 – Vistas do modelo importado para o Ansys Academic Workbench.....	35
Figura 11 - Parâmetros de malha - Ansys Academic Workbench.....	36
Figura 12 - Malha de elementos finitos para o sistema em análise.....	37
Figura 13 - Condições de contorno do sistema para análise modal.....	38
Figura 14 - Primeiro e segundo modos de vibração do sistema.....	40
Figura 15 - Terceiro e quarto modos de vibração do sistema.....	41
Figura 16 - Quinto e Sexto modos de vibração do sistema.....	42
Figura 17 - Requisitos do sistema operacional - Ansys 18.2.....	49

1 INTRODUÇÃO

O estudo de vibrações mecânicas, atualmente, se apresenta como essencial na engenharia, pois permite a prevenção e predição de problemas que podem ser gerados em sistemas que estão submetidos a este fenômeno durante seu funcionamento. Porém, a análise e estudo de vibrações tem longa data, já que, segundo Rao (2009, p. 1) “as pessoas começaram a se interessar pela vibração quando foram descobertos os primeiros instrumentos musicais, provavelmente apitos e tambores. Desde então, elas têm aplicado engenhosidade e investigação crítica ao estudo do fenômeno de vibração”, tornando possível a evidenciação e caracterização de tal fenômeno a partir do estudo detalhado de todos os fatores influentes na sua existência, assim como pela aplicação de princípios matemáticos que caracterizam o movimento gerado.

Vibrações de origem mecânica são aquelas que estão associadas ao funcionamento de máquinas que, caracterizadas pelas suas partes móveis, vibram de acordo com as frequências características de seus componentes. “Muitas vibrações são indesejáveis em máquinas e estruturas por produzirem aumento de tensões, desgaste, fadiga, desconforto dos passageiros e do condutor em automóveis e por absorverem energia do sistema” (DUKKIPATI, 2007, p.1). Em automóveis, por exemplo, o desconforto causado pelas vibrações pode ser gerado devido ao funcionamento do motor, em que o motor é composto de várias partes que, mesmo estando fixadas no bloco principal, vibram de acordo com determinadas frequências.

Martins (2011) cita que “parte do motor é constituído por cilindros, dentro dos quais deslizam pistões ligados a uma manivela pelas bielas. Se fizermos rodar a manivela, os pistões sobem e descem em diversos cilindros”. Portanto, o estudo de um sistema dinâmico formado por esses componentes (manivela, biela, pistão e cilindro) proporciona tanto o entendimento de uma causa raiz do fenômeno de vibração, como uma predição do comportamento deste sistema durante seu funcionamento.

1.1 Objetivos do Trabalho

1.1.1 Objetivo geral

- Desenvolver análise modal de vibrações de sistema monocilíndrico de um motor de combustão interna, utilizando simulação computacional como ferramenta para obtenção de resultados.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Analisar por meio das revisões bibliográficas o comportamento e todos os fatores influentes no funcionamento de um sistema composto por parte de um motor de combustão interna – M.C.I., composta por cilindro, pistão, biela e virabrequim, possibilitando relacionar o funcionamento do motor com as vibrações geradas no mesmo na busca de uma causa raiz para a ocorrência do fenômeno de vibração no funcionamento destas máquinas térmicas.
- Modelar o sistema analisado.
- Realizar análise modal de vibrações do sistema modelado.

1.2 Justificativa

A simulação computacional permite a busca de resultados que evidenciam o fenômeno de vibração, tais como modos e frequências naturais de vibração, podendo-se realizar a comparação entre os resultados obtidos com as frequências de operação de um M.C.I. G.M. 2.0, caracterizando o comportamento do sistema quando submetido a estas frequências.

Além disso, surge a possibilidade de se tirar conclusões sobre o projeto do sistema que busquem diminuir ou evitar a existência do fenômeno de vibração, que muitas vezes age de forma destrutiva sobre o sistema.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Vibração

2.1.1 Noções Básicas

O conhecimento do conceito de vibração é fundamental, mesmo com a possibilidade de se realizar a análise do fenômeno diretamente na simulação computacional, para se saber como o fenômeno se inicia além de apresentar caracterizações e parâmetros influentes no fenômeno.

Dukkipati (2007) traz a seguinte definição para o fenômeno:

“Vibração é o movimento de uma partícula, de um corpo ou de um sistema de corpos conectados deslocado de sua posição de equilíbrio. Muitas vibrações são indesejáveis em máquinas e estruturas porque produzem aumentos das tensões, perdas de energia, desgaste acentuado, aumento das cargas de rolamento, fadiga acentuada, desconforto para passageiros em veículos, além de absorverem energia do sistema. Partes de máquinas rotativas necessitam de balanceamentos cuidadosos de forma a prevenir estragos devidos a vibrações. Elas ocorrem quando um sistema é deslocado de uma posição de equilíbrio estável. O sistema tende a voltar à sua posição de equilíbrio sob a ação de forças de restauração (tal como as forças elásticas que atuam em uma massa presa a uma mola, ou forças gravitacionais atuando sobre um pêndulo simples deslocado da sua posição de equilíbrio). O sistema continua se movendo para trás e para frente em relação posição de equilíbrio. Sendo este sistema uma combinação de elementos destinados a agir em conjunto para realizar um objetivo. Por exemplo, um automóvel é um sistema, cujos elementos são as rodas, suspensão, corpo do carro, e assim por diante” (DUKKIPATI, 2007, p.1).

Segundo Rao (2009) um sistema vibrante inclui um meio para armazenar energia potencial (mola, no caso da Figura 1), um meio para armazenar energia cinética (massa ou inércia) e um meio de perda gradual de energia (amortecedor), envolvendo transferência alternada de energia potencial para energia cinética e vice-versa.

O movimento oscilatório pode repetir-se regularmente, como no caso do pêndulo simples, ou pode apresentar considerável irregularidade, como acontece com o movimento do solo durante um terremoto. Se o movimento for repetido a intervalos de tempo iguais, é denominado movimento periódico. O tipo mais simples de movimento periódico é o movimento harmônico (RAO, 2009). Um exemplo de movimento harmônico é dado na Figura 1.

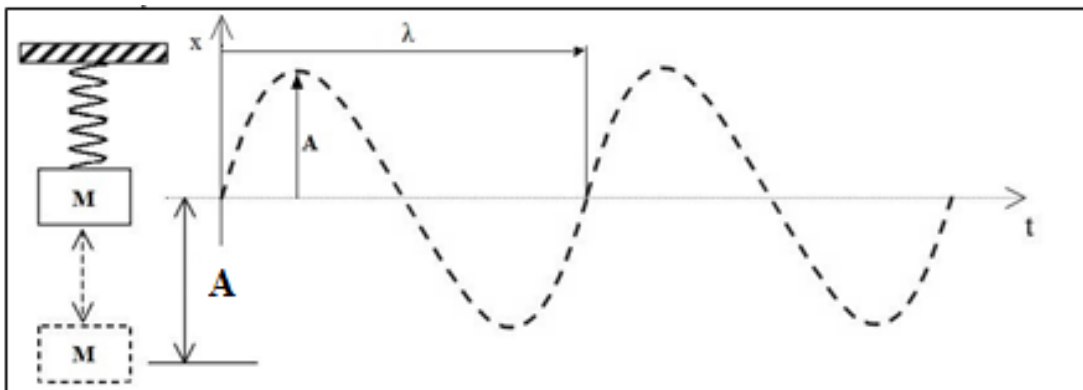


Figura 1 - Sistema massa mola - movimento periódico
Fonte: Paiva (2005, p.5)

No sistema apresentado na Figura 1, a massa M está presa em sua extremidade superior por uma mola com determinada rigidez k . Ao ser deslocada uma distância X_0 em relação à sua posição de equilíbrio, a massa M tende realizar um movimento repetido de sobre e desce, passando pelo ponto de equilíbrio. Pode-se observar que o movimento oscilatório gera um gráfico (Amplitude x tempo) senoidal. A partir desse gráfico, podem ser citados alguns fatores que evidenciam o fenômeno oscilatório como o período (λ), amplitude (A) e frequência ($1/\lambda$), que são definidos sucintamente:

“Amplitude: valor medido do nível zero até o pico do sinal. Período: Número de vezes que o ciclo se repete por unidade de tempo, expressa em Hertz (quando ciclos por segundo). Frequência: Tempo de execução de um ciclo completo do sinal, dado em segundos.” (PAIVA, 2000, p. 6)

Se $x(t)$ representa o deslocamento de uma massa em um sistema vibratório, o movimento pode ser expresso pela equação:

$$x(t) = A \cdot \cos \omega t = A \cdot \cos 2\pi \frac{t}{\lambda} \quad (2.1)$$

Como citado anteriormente, A representa a amplitude de oscilação da massa M . O período é dado por λ e a frequência angular é representada por ω (medida em rad/s).

Qualquer movimento periódico não amortecido satisfaz a relação:

$$x(t) = x(t + \lambda) \quad (2.2)$$

Sendo o período calculado por:

$$\lambda = \frac{2\pi}{\omega} \text{ [s/ciclo]} \quad (2.3)$$

E a frequência:

$$f = \frac{1}{\lambda} = \frac{\omega}{2\pi} \left[\frac{\text{ciclos}}{\text{s}} \right], \text{ ou [Hz]} \quad (2.4)$$

Derivando-se a equação 2.2, nota-se que a velocidade e a aceleração de um deslocamento harmônico também são harmônicas de mesma frequência, porém, como descreve Dukkupati (2007) “com uma defasagem de $\pi/2$ e π radianos, respectivamente”. A caracterização do movimento harmônico se dá pelo fato de que “a aceleração \ddot{x} da partícula com movimento linear é sempre proporcional ao deslocamento em relação a um ponto fixo na trajetória e é dirigida para o ponto fixo.” (DUKKIPATTI, 2007, p.3).

Se $x(t)$ é a função periódica com período λ , sua representação em séries de Fourier é dada por:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) \quad (2.5)$$

onde $\omega = 2\pi/\lambda$ é a frequência natural e as constantes $a_0, a_1, a_2, \dots, b_1, b_2, \dots$ são coeficientes constantes dados pelas seguintes relações:

$$a_0 = \frac{2}{\lambda} \int_0^{\lambda} x(t) dt \quad (2.6)$$

$$a_n = \frac{2}{\lambda} \int_0^{\lambda} x(t) \cos n\omega t dt \quad (2.7)$$

$$b_n = \frac{2}{\lambda} \int_0^\lambda x(t) \operatorname{sen} n\omega t \, dt \quad (2.8)$$

A forma exponencial de $x(t)$ é dada por:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{in\omega t} \quad (2.9)$$

sendo determinados os coeficientes c_n por:

$$c_n = \frac{1}{\lambda} \int_0^\lambda x(t) e^{-in\omega t} \, dt \quad (2.10)$$

Este resultado nos permite desenvolver um espectro de frequências, que auxilia na representação e comportamento de um sistema sujeito a oscilações, como afirma Dukkpati (2007):

“As funções harmônicas $a_n \cos n\omega t$ ou $b_n \operatorname{sen} n\omega t$ são conhecidas como harmônicas de ordem n da função periódica $x(t)$. A harmônica de ordem n tem período de λ/n . Essas harmônicas podem ser plotadas como linhas verticais em um diagrama de amplitude (a_n e b_n) versus frequência ($n\omega$) que é chamado espectro de frequências” (DUKKIPATI, 2007, p.4).

2.1.2 Classificação das vibrações

Segundo Kelly (1993), vibrações podem ser classificadas baseadas em vários critérios,

“Se as vibrações são iniciadas por uma energia inicial presente em um sistema sem nenhuma outra fonte presente, as vibrações resultantes são chamadas vibrações livres. Se as vibrações são causadas por fontes externas de movimento, essas são denominadas vibrações forçadas (se a força externa é periódica, a vibração é forçada harmonicamente), de outro modo, as vibrações são consideradas transitórias. Se a entrada é estocástica, as vibrações são denominadas aleatórias.

Se as vibrações assumidas não tem fonte de dissipação de energia, são denominadas não amortecidas. Se uma fonte de dissipação está presente, as vibrações são chamadas amortecidas, podendo ainda ser caracterizadas pela forma de amortecimento. Por exemplo, se um amortecimento decorrente da viscosidade de um fluido está presente, este é denominado amortecimento viscoso. Se premissas são feitas de forma que a equação diferencial que governa o movimento é linear, a vibração é denominada

linear. Se as equações governantes são não lineares, serão assim caracterizadas as vibrações.” (KELLY, 1993, p.11)

Em automóveis, as vibrações atuantes são caracterizadas pela influencia de diversas fontes, sendo que, segundo Silva (2008), aquelas mais comuns e que, portanto, podem ser responsabilizadas por quase todas as vibrações mecânicas indesejáveis são:

“Desequilíbrio de massas girantes (desbalanceamento); desalinhamento de eixos, correias e correntes; folgas generalizadas e bases soltas; dentes de engrenagens; rolamentos; corrente elétrica; campo magnético desequilibrado (motores elétricos)”. (SILVA apud. SKF, 2008).

2.1.3 Vibração excitada harmonicamente

Diz-se que um sistema mecânico ou estrutural sofre vibração forçada sempre que esforços externos são fornecidos ao sistema durante a vibração. A excitação externa pode ser fornecida ao sistema por meio de uma força aplicada ou por uma excitação de deslocamento imposta (RAO, 2009). Pode-se afirmar que combustão gerada pela pressão elevada somada à energia térmica fornecida pela faísca atua como uma força externa sobre o pistão.

Sabendo que o virabrequim do sistema biela manivela realiza rotações completas ocorrendo uma combustão a cada 720° , pode-se considerar a força de combustão como harmônica.

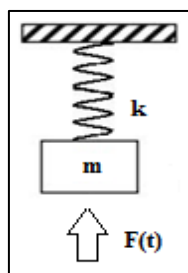


Figura 2 - Sistema massa mola submetido a força externa
Fonte: Autoria própria

Considerando o sistema massa-mola mostrado na Figura 2, onde a força externa $F(t)$ está atuando sobre a massa m , têm-se a seguinte equação:

$$m\ddot{x} + kx = F(t)$$

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (2.11)$$

A solução homogênea dessa equação é dada por:

$$x_h(t) = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sen \omega_n t \quad (2.12)$$

onde $\omega_n = \sqrt{k/m}$ é a frequência natural do sistema.

Se a força é harmônica, segue que a solução particular também será harmônica e dada por:

$$x_p(t) = X \cos \omega t \quad (2.13)$$

Substituindo a equação particular na equação 2.11, obtêm-se:

$$X = \frac{F_0}{k - m\omega^2} = \frac{\delta_{st}}{1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2} \quad (2.14)$$

Onde $\delta_{st} = F_0/k$ corresponde à deflexão estática, pois F_0 é uma força constante.

Somando-se a solução homogênea à solução particular e aplicando as condições iniciais $x(0) = 0$ e $\dot{x}(0) = 0$, têm-se a solução total:

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2}\right) \cos \omega_n t + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n}\right) \sen \omega_n t + \left(\frac{F_0}{k - m\omega^2}\right) \cos \omega t \quad (2.15)$$

Sendo, o coeficiente de amplitude dado por:

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2} \quad (2.16)$$

O coeficiente de amplitude varia com a razão de frequências $r = \omega/\omega_n$, podendo-se ter três tipos de respostas possíveis do sistema:

I. $0 < \frac{\omega}{\omega_n} < 1 :$

- Denominador da equação 2.16 positivo;
- Resposta sem alteração \rightarrow Equação 2.15;

- Solução particular $x_p(t)$ em fase com a força externa.
- II. $\frac{\omega}{\omega_n} > 1$:
- Denominador da equação 2.16 negativo;
 - Solução em regime permanente:
 - $x_p = -X \cos \omega t$ (2.17)
 - Amplitude positiva dada por:
 - $X = \frac{\delta_{st}}{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - 1}$ (2.18)
 - Solução particular $x_p(t)$ e a força $F(t)$ tem sinais opostos (força defasada 180° em relação à resposta em regime permanente).
 - Se $\omega/\omega_n \rightarrow \infty$, $X \rightarrow 0$, ou seja, a resposta de um sistema a uma força harmônica com frequência muito alta é próxima de zero.
- III. $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$:
- Denominador da equação 2.16 tende a zero;
 - $X \rightarrow \infty$, gerando o fenômeno denominado ressonância que tem a seguinte resposta:
 - $x(t) = (x_0) \cos \omega_n t + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n}\right) \sin \omega_n t + \delta_{st} \omega_n t \frac{\sin \omega_n t}{2}$ (2.19)
 - Amplitude de resposta $x(t)$ aumenta linearmente com o tempo.

Segundo Rao (2009), quando a frequência da força for próxima à frequência natural do sistema, pode ocorrer um fenômeno denominado batimento, onde a amplitude tenderá a variar, aumentando e diminuindo, segundo um padrão regular.

Considerando $x_0 = \dot{x}_0 = 0$ na equação 2.15, obtêm-se:

$$x(t) = \left(\frac{F_0/m}{\omega_n^2 - \omega^2}\right) (\cos \omega t - \cos \omega_n t) \quad (2.20)$$

$$x(t) = \left(\frac{F_0/m}{\omega_n^2 - \omega^2}\right) \left[2 \sin \frac{\omega + \omega_n}{2} t \cdot \sin \frac{\omega_n - \omega}{2} t\right] \quad (2.21)$$

Para ω ligeiramente maior que ω_n :

$$\omega_n - \omega = 2\varepsilon \quad (2.22)$$

onde ε é uma quantidade pequena positiva.

Sabendo que $\omega_n \approx \omega \rightarrow \omega_n + \omega \approx 2\omega$. Multiplicando a soma das frequências pela subtração entre elas:

$$\omega_n^2 - \omega^2 = 4\varepsilon\omega \quad (2.23)$$

Aplicando as equações 2.23 e 2.22 na equação 2.21, obtêm-se

$$x(t) = \left(\frac{F_0/m}{2\varepsilon\omega} \text{sen } \varepsilon t \right) \text{sen } \omega t \quad (2.24)$$

Obtêm-se assim a vibração com período $2\pi/\omega$ e amplitude variável de $\frac{F_0/m}{2\varepsilon\omega} \text{sen } \varepsilon t$, onde a função $\text{sen } \omega t$ passa por vários ciclos enquanto $\text{sen } \varepsilon t$ passa por apenas um ciclo. A Figura 3 representa o fenômeno de batimento.

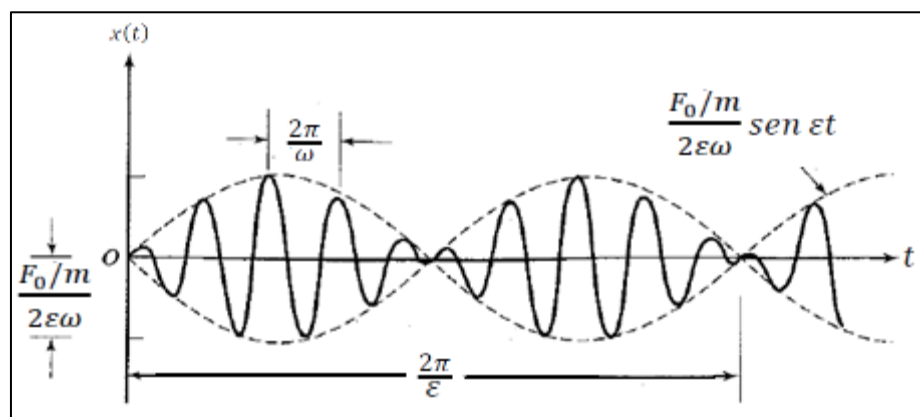


Figura 3 - Fenômeno de Batimento
Fonte: Rao (2009, p. 105)

2.1.4 Análise de Vibrações

A análise de vibrações consiste no ato de se buscar resultados que caracterizem o comportamento do componente de um sistema, ou de todo um sistema, quando submetido a algum esforço dinâmico. Além disso, indica se, quando atuantes sobre sistemas dinâmicos ou estáticos, as vibrações são suportáveis ou

influenciam diretamente na capacidade dos sistemas em cumprirem suas funções pré-estabelecidas.

Para Adams (2010):

“O papel da análise de vibração mecânica deve ser a utilização de ferramentas matemáticas para a modelagem e prever potenciais problemas de vibração e soluções, que normalmente não são óbvias em projetos de engenharia preliminares. Se os problemas podem ser previstos, então modelos podem ser modificados para mitigar os problemas de vibração antes que os sistemas sejam fabricados. As vibrações também podem ser intencionalmente introduzidas em projetos para aproveitar os benefícios do movimento mecânico relativo. Infelizmente, o conhecimento das vibrações em projetos mecânicos preliminares raramente é considerado essencial, sendo que a maioria dos estudos de vibração é realizada somente após os sistemas serem fabricados. Nestes casos, problemas de vibração devem ser solucionados usando modificações de design passivo ou ativo.” (ADAMS, 2010, p.3).

A simulação computacional é uma opção bastante viável na análise de vibrações, pois se o analisador possuir o conhecimento necessário para entendimento dos resultados que podem ser obtidos utilizando-se um software que proporcione esses resultados desejados tem-se então uma medida que pode ser implantada no sistema sem desperdício de mão de obra e matéria prima para construção de um equipamento sujeito a falhas que poderiam ser evitadas caso tivessem sido feitas as modificações necessárias.

Outro fator que deve ser considerado na construção e na análise de sistemas submetidos ao fenômeno de vibração é a ressonância. Constatam Silva e Watanabe (2012) que:

“Um sistema dinâmico real possui infinitas frequências naturais de vibração, mas um sistema discreto possui uma frequência para cada grau de liberdade que possui, ou seja, cada coordenada necessária para descrever seu movimento. Quando a frequência de excitação iguala uma frequência natural do sistema, ocorre o fenômeno de ressonância, caracterizado por grandes amplitudes de resposta com pequenas amplitudes de excitação ou entrada, podendo levar a falhas mecânicas.” (SILVA; WATANABE, 2012, p.1).

Sendo assim, a análise de vibrações deste trabalho visa à análise estrutural e de funcionamento do monocilindro de um MCI levando em consideração fatores que possam evitar o desgaste prematuro do sistema, tais como a ressonância.

2.1.5 Modos de vibração

Segundo Bolina (2014, p. 2) “os modos de vibração são a forma como a estrutura vibra, relacionada a cada uma de suas frequências naturais, ou seja, para cada frequência natural existe um modo de vibração específico, ou um perfil de vibração”.

Por exemplo, em alguns instrumentos, tais como violão e piano, as cordas são utilizadas como elementos vibrantes quando fixadas em ambas as extremidades. Tal como afirma Silva e Veit (2011):

“Colocando estas cordas a vibrar serão produzidas ondas que irão se refletir nas extremidades fixas, o que resultará numa superposição (soma) de ondas de mesma frequência e mesma amplitude se propagando em sentidos contrários. Esta superposição de onda resulta numa onda que não progride, por isto é dita estacionária. Há infinitos modos de vibração da corda em virtude da superposição das ondas incidentes e refletidas nas extremidades fixas da corda. Em todas as configurações, existem pontos da corda que não vibram (nós), onde ocorre interferência destrutiva e pontos que vibram com amplitude máxima (ventres ou anti-nós), onde ocorre interferência construtiva.” (SILVA; VEIT, 2011)

Seguindo este conceito, a presente pesquisa visa projetar um sistema e obter os modos principais de vibração deste sistema, proporcionando uma previsão do comportamento modal de seus componentes.

2.2 Motores de Combustão Interna

2.2.1 Máquinas térmicas

O conhecimento relativo ao funcionamento de um motor de combustão interna é essencial na realização e entendimento do presente trabalho, pois a partir deste pode-se visualizar como se inicia a movimentação do sistema a ser analisado. Inicialmente, se torna necessário definir o conceito de máquina térmica. Segundo Martins (2011):

“As máquinas térmicas são aquelas que transformam energia térmica em energia mecânica útil. A energia térmica provém da combustão de uma mistura combustível-comburente, libertando-se deste modo à energia química do combustível. O oxigênio é o comburente na quase totalidade das máquinas terrestres e nas restantes usa-se um produto contendo oxigênio (pode-se usar o oxigênio contido em alguns compostos químicos, como os nitratos, ou mesmo o oxigênio puro, largamente usado em foguetes). A energia térmica liberada pelo combustível é transferida ao fluido motor (ou fluido ativo), que evolui ciclicamente e a transmite aos órgãos mecânicos do motor. O fluido fornece trabalho aos órgãos mecânicos do motor através de variações de pressão e volume criadas pelo fornecimento de calor.” (MARTINS, 2011, p.2).

Segundo essa definição, pode-se concluir que um motor de combustão interna é uma máquina térmica por apresentar a função de gerar a rotação de um eixo rotor, iniciada pelas combustões ocorrentes dentro do cilindro que geram o movimento do pistão. A combustão interna ocorre devido à reação causada pela mistura do combustível (álcool ou gasolina) com o oxigênio do ar. Somando-se as pressões elevadas internas ao cilindro à ignição gerada pela vela do carro (ignição elétrica) obtêm-se a combustão.

Citando Heywood (1988) pode-se complementar que:

“O propósito dos motores de combustão interna é a produção de potência mecânica a partir da energia química contida em um combustível. Em motores de combustão interna, distintamente dos motores de combustão externa, essa energia é liberada pela queima ou oxidação do combustível dentro do motor. A mistura ar-combustível antecedente a combustão e os produtos queimados após a combustão são os fluidos de trabalho. O trabalho transferido que produz a potência de saída necessária ocorre diretamente entre os fluidos de trabalho e os componentes mecânicos do motor.” (HEYWOOD, 1988, p.1).

2.2.2 Classificação das Máquinas Térmicas

Segundo Brunetti (2012), máquinas térmicas possuem as seguintes classificações:

Quanto ao comportamento do fluido ativo - FA, as máquinas térmicas são classificadas em:

- Motores de combustão externa – MCE: quando a combustão se processa externamente ao FA, que será apenas o veículo da energia térmica a ser transformada em trabalho, como, por exemplo, uma máquina a vapor;
- Motores de Combustão Interna – MCI: quando o FA participa diretamente da combustão.

Quanto à forma de se obter trabalho mecânico, os MCI's são classificados em:

- Motores alternativos: quando o trabalho é obtido pelo movimento de vaivém de um pistão, transformando em rotação contínua por um sistema biela-manivela;
- Motores rotativos: quando o trabalho é obtido diretamente por um movimento de rotação. São exemplos: turbina a gás e o motor Wankel;
- Motores de impulso: quando o trabalho é obtido pela força de reação dos gases expelidos em alta velocidade pelo motor. Neste caso são exemplos: motor a jato e foguetes.

(BRUNETTI, 2012, p.28)

Motores alternativos também podem ser classificados de acordo com a ignição (energia requerida para o início da combustão), como cita Brunetti (2012), podendo-se caracterizá-lo como:

- MIF – Motores de Ignição por faísca ou Otto: nesses motores, a mistura combustível-ar é admitida, previamente dosada ou formada no interior dos cilindros quando há injeção direta de combustível, e inflamada por uma faísca que ocorre entre os eletrodos de uma vela, ou;
- MIE – Motores de Ignição espontânea ou Diesel: nesses motores, o pistão comprime somente ar, até que o mesmo atinja uma temperatura, suficientemente elevada. Quando o pistão aproxima-se do ponto morto superior, injeta-se o combustível que reage espontaneamente com o oxigênio presente no ar quente, sem a necessidade de uma faísca. A temperatura do ar necessária para que aconteça a reação espontânea do combustível denomina-se temperatura de autoignição. (BRUNETTI, 2012, p.35)

Utilizando os conceitos descritos até então, pode-se concluir que o objeto de estudo do presente trabalho será um monocilindro pertencente a um motor

alternativo com ignição por faísca ou Otto, garantindo os movimentos e graus de liberdade necessários para funcionamento de tal mecanismo. Uma imagem representativa do monocilindro é apresentada na Figura 4.

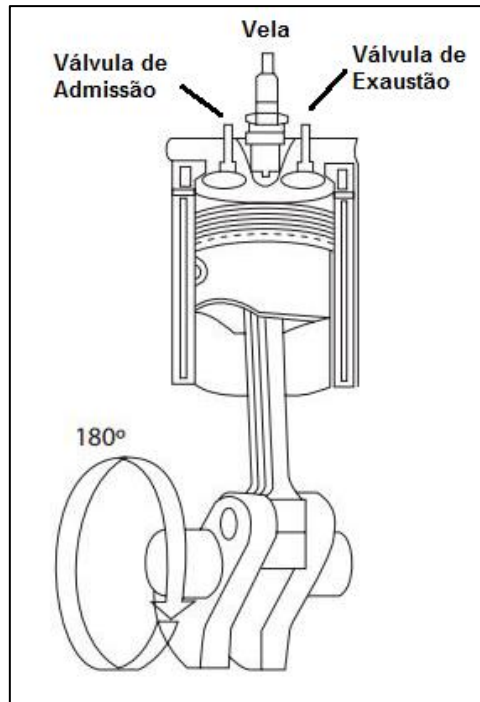


Figura 4 - Monocilindro de um motor alternativo de ignição por faísca
Fonte: Brunetti (2012, p.34)

2.2.3 Análise do Ciclo Otto

O ciclo Otto é formado por um conjunto de processos usados por motores de combustão interna com ignição por faísca, tendo dois ou quatro tempos. Nos motores quatro tempos o pistão percorre quatro cursos, correspondendo a duas voltas da manivela do motor, para que seja completado um ciclo. A Figura 5 representa os quatro tempos que ocorrem no funcionamento do motor alternativo de ignição por faísca. Sendo eles:

a) Tempo de Admissão: nesta etapa o pistão realiza o movimento para baixo, a partir do PMS (Ponto Morto Superior) até o PMI (Ponto Morto Inferior). A mistura combustível-ar é admitida pela abertura da válvula de admissão. Para aumento da massa induzida, a válvula de entrada abre rapidamente antes da admissão e fecha logo depois dessa etapa terminar.

b) Tempo de Compressão: nesta etapa, ambas as válvulas estão fechadas. O pistão realiza o movimento de subida, comprimindo a mistura a uma fração do seu volume inicial. No final desta etapa a combustão é iniciada e a pressão no cilindro aumenta mais rapidamente.

c) Tempo de Expansão: no momento em que o pistão chega ao fim do curso de compressão (PMS) uma faísca elétrica é lançada entre os eletrodos da vela, na câmara de combustão. A mistura, já aquecida e comprimida, queima rapidamente. “A combustão provoca um grande aumento da pressão, o que permite “empurrar” o pistão para o PMI, de tal forma que o fluido ativo sofre um processo de expansão. Esse é o processo que realiza o trabalho positivo (útil) do motor”. (Brunetti, 2012, p.37)

d) Tempo de Exaustão: A válvula de exaustão se abre e os gases escoam por ela com grande velocidade. O pistão sai do PMI e vai ao PMS ajudando a expulsar os gases queimados, sendo filtrados no escapamento do carro e posteriormente liberados na atmosfera. No fim deste tempo o ciclo reinicia pelo tempo de admissão.

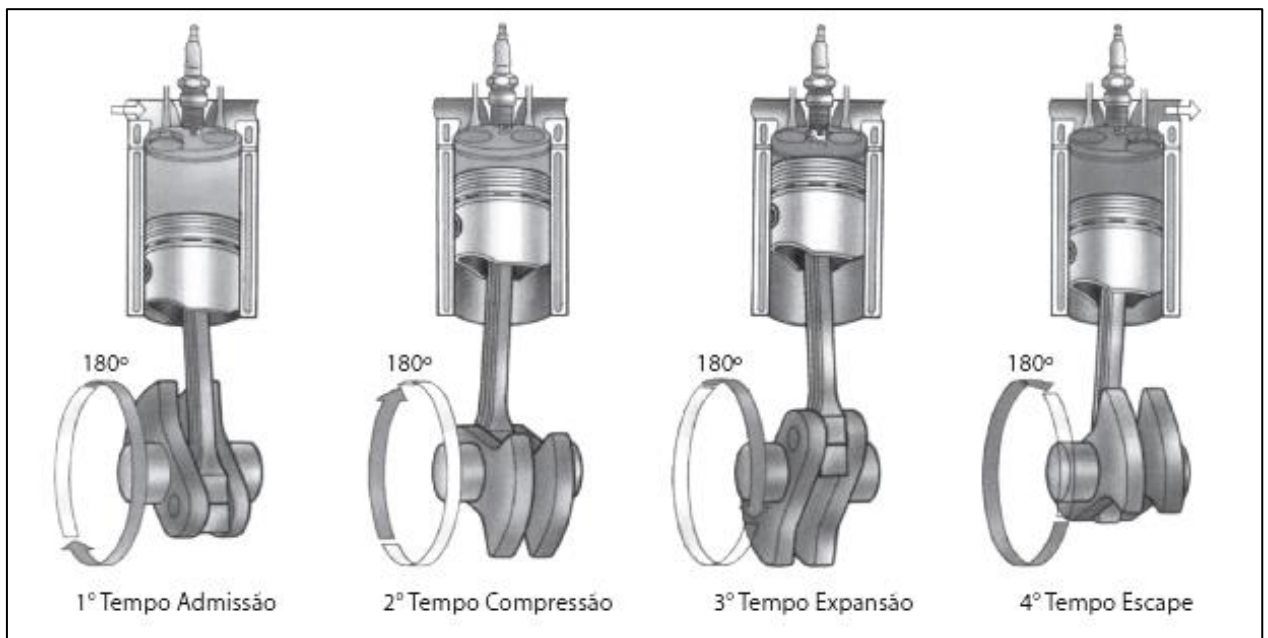


Figura 5 - Os quatro tempos de um motor alternativo
Fonte: Brunetti (2013, p. 36)

2.3 Aspectos estruturais e cinemáticos do mecanismo biela manivela

Em motores de combustão interna, utiliza-se o mecanismo biela-manivela. A representação e as terminologias principais desse mecanismo são apresentadas na Figura 6.

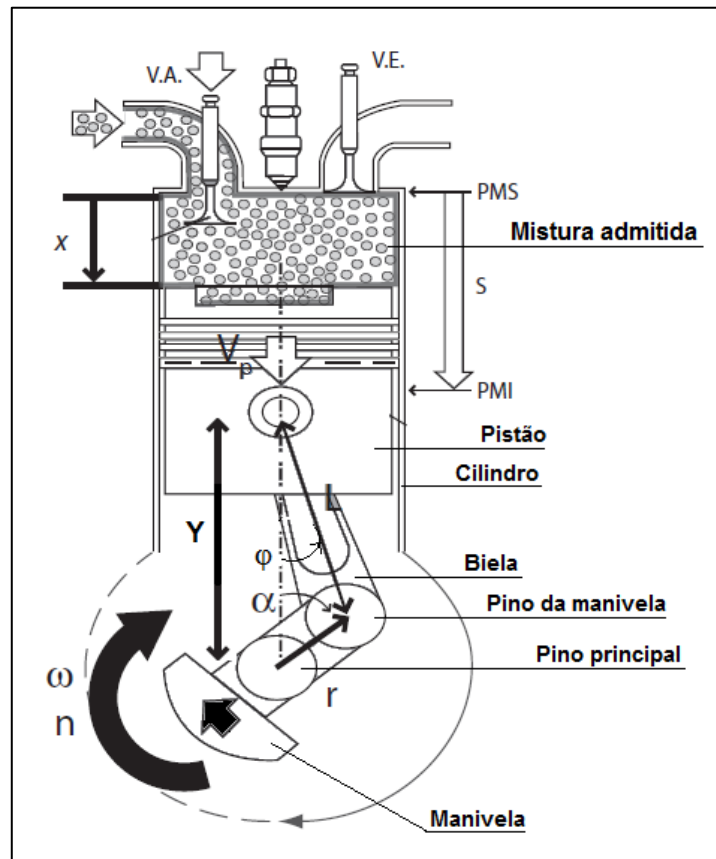


Figura 6 - Mecanismo biela manivela para um motor de combustão interna
Fonte: Brunetti (2012, p.33)

Cada componente deste sistema tem uma função definida e fundamental no funcionamento de um motor.

- Vela de ignição: fornece a faísca que inflama a mistura ar-combustível de modo que a combustão possa ocorrer. A faísca deve acontecer apenas no momento certo para que o processo funcione corretamente.
- Válvulas: As válvulas de admissão e escape abrem no momento certo permitindo a entrada da mistura fresca de ar-combustível e, posteriormente, a liberação gases queimados gerados na combustão. É possível notar que

ambas as válvulas estão fechadas durante a compressão e expansão de modo que a câmara de combustão fica vedada.

- Pistão: é uma peça cilíndrica de metal responsável por controlar a quantidade de gás no cilindro e transmitir a força para a biela, gerando o torque no eixo principal.
- Anéis do pistão: proporcionam um vedante deslizante entre a borda exterior do pistão e o contorno interior do cilindro, impedindo assim que a mistura ar-combustível vaze para o cárter durante a compressão e combustão.
- Biela: conecta o pistão ao virabrequim e realiza movimentos de translação e rotação de forma que o ângulo (entre a biela e um eixo vertical de referência como representado na figura 6) muda de acordo com a movimentação do pistão.
- Virabrequim (manivela): proporciona o movimento de subida e descida do pistão através de seu movimento de rotação e transmite o torque para o eixo principal.

No caso do motor de combustão interna, o movimento ocorre devido à pressão da mistura no interior do cilindro. Segundo Norton (2010):

A explosão da mistura do combustível no cilindro empurra o pistão para baixo, girando a manivela. O torque da manivela resultante é finalmente transmitido para as rodas do veículo através da transmissão para a propulsão do carro, da moto ou qualquer outro dispositivo. No monocilindro de combustão interna da figura 4, deveria ser bastante óbvio que, no máximo, só podemos esperar energia a ser entregue para a manivela a partir da explosão de gases durante o ciclo de potência. O pistão deve retornar do ponto morto inferior para o ponto morto superior por meio da sua própria inércia antes que possa receber um novo golpe com a próxima explosão. Na verdade, alguma energia cinética rotacional deve ser estocada no virabrequim meramente para começar o movimento entre os pontos de PMS e PMI, pois o braço do momento da força de potência nesses pontos é zero. (NORTON, 2010, p.645)

O funcionamento do sistema biela-manivela utilizado em motores de combustão interna se baseia no ciclo Otto de quatro tempos.

Considerando a Figura 7 abaixo (vista horizontal do mecanismo), podem ser desenvolvidas equações para encontrar fatores importantes na análise cinemática do mecanismo biela manivela.

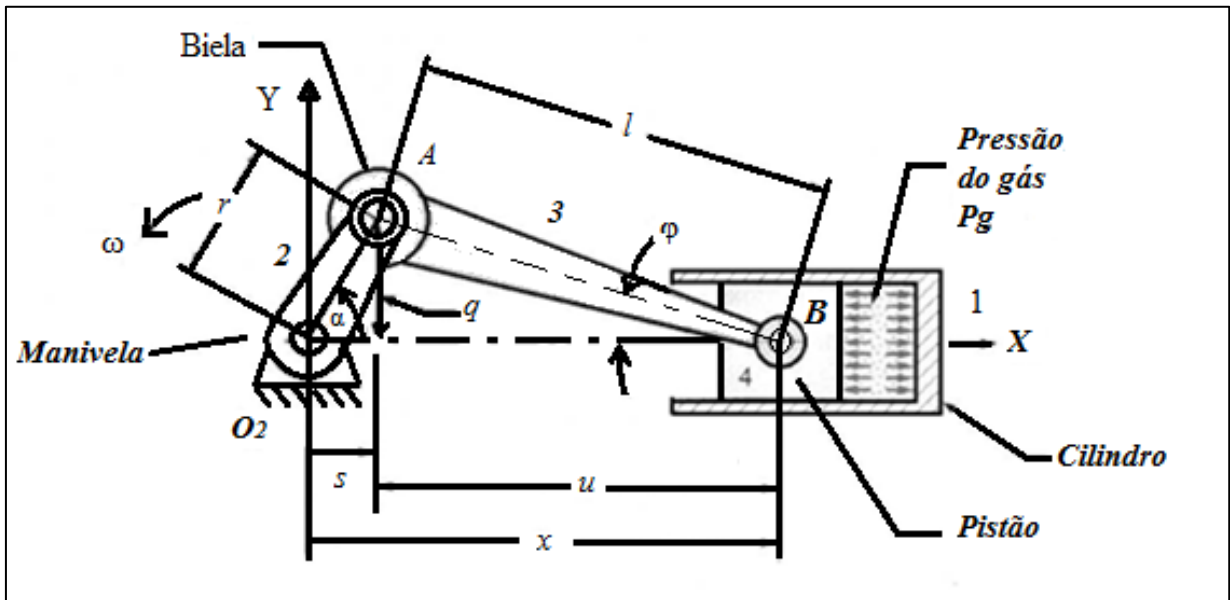


Figura 7 - Geometria do mecanismo biela manivela
Fonte: Norton (2010, p. 641)

Inicialmente, nomeando as variáveis:

- l : comprimento da biela;
- r : raio da manivela;
- x : distância entre o centro da manivela e o centro do pistão;
- \dot{x} : velocidade do pistão;
- \ddot{x} : aceleração do pistão;
- α : ângulo formado entre a manivela e um eixo horizontal (X) de referência;
- φ : posição angular da biela; $\varphi = 0$ quando $\alpha = 0$.
- $\dot{\varphi}$: velocidade angular da biela $= d\varphi/dt$;
- $\ddot{\varphi}$: aceleração angular da biela $= d^2\varphi/dt^2$;
- ω : velocidade angular constante da manivela.

Dois triângulos retângulos rqs e lqu são construídos. A partir da geometria representada obtêm-se as seguintes expressões:

$$q = r \operatorname{sen} \alpha = l \operatorname{sen} \varphi \quad (2.25)$$

$$\alpha = \omega t \quad (2.26)$$

$$\text{sen } \varphi = \frac{r}{l} \text{sen } \omega t \quad (2.27)$$

$$s = r \cos \omega t \quad (2.28)$$

$$u = l \cos \varphi \quad (2.29)$$

$$x = s + u = r \cos \omega t + l \cos \varphi \quad (2.30)$$

$$\cos \varphi = \sqrt{1 - \text{sen}^2 \varphi} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^2} \quad (2.31)$$

$$x = r \cos \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^2} \quad (2.32)$$

Como se observa, o deslocamento x do pistão é dado pela equação 2.32, sendo obtido em função do raio da manivela (virabrequim), do comprimento da biela l , e do ângulo θ (ou ωt , que é a velocidade angular ω multiplicada pelo tempo t).

Essa expressão do deslocamento pode ser derivada. A partir da primeira derivada da equação 2.32 obtêm-se a velocidade do pistão, e pela segunda derivada do deslocamento obtêm-se a aceleração do pistão. Tanto velocidade como aceleração são expressas nas equações 2.33 e 2.34 apresentadas a seguir:

$$\dot{x} = -r\omega \left[\text{sen } \omega t + \frac{r}{2l} \frac{(\text{sen } \omega t)^4}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \text{sen } \omega t\right)^2}} \right] \quad (2.33)$$

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \left\{ \cos \omega t - \frac{r[l^2(1 - 2\cos^2 \omega t) - r^2(\text{sen } \omega t)^4]}{[l^2 - (r \text{sen } \omega t)^2]^{\frac{3}{2}}} \right\} \quad (2.34)$$

É possível simplificar estas duas últimas equações (2.33 e 2.34) para facilitar a visualização das influencias causadas devido às variações dos parâmetros ω , t , r e l . É necessária a utilização do teorema binomial,

$$(a + b)^n = a^n + na^{n-1}b + \frac{n(n-1)}{2!}a^{n-2}b^2 + \frac{n(n-1)(n-2)}{3!}a^{n-3}b^3 + \dots \quad (2.35)$$

No caso analisado, o termo que pode ser simplificado é apresentado na equação 2.32, representado por:

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2} = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.36)$$

Relacionando as equações 2.35 e 2.36 pode-se observar que os termos a , b e n são dados por:

$$a = 1$$

$$b = -\left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2$$

$$n = 1/2$$

Logo, expandindo a equação 2.36:

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^4 - \frac{1}{16} \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^6 + \dots \quad (2.37)$$

Ou

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) (\operatorname{sen} \omega t)^2 + \left(\frac{r^4}{8l^4}\right) (\operatorname{sen} \omega t)^4 - \left(\frac{r^6}{16l^6}\right) (\operatorname{sen} \omega t)^6 + \dots (2.38)$$

Sabendo que:

- Para valores de r/l superiores ou iguais a 1 ocorrerá a colisão do pistão com a origem O_2 (Ver Figura 7) não podendo completar uma revolução ;
- Valores de r/l tão grandes quanto $\frac{1}{2}$ geram ângulos de transmissão $\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right)$ muito pequenos causando falha no funcionamento do mecanismo.

Segue que, segundo Norton (2010) “um limite prático para o valor de r/l está em torno de 1/3. A maior parte dos mecanismos biela-manivela tem essa relação biela-manivela em torno de 1/3 a 1/5 para operações suaves”. (NORTON, 2010, p.652). Substituindo 1/3 na equação 2.38, obtêm-se:

$$\left[1 - \left(\frac{1}{3} \operatorname{sen} \omega t\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \left(\frac{1}{18}\right) (\operatorname{sen} \omega t)^2 + \left(\frac{1}{648}\right) (\operatorname{sen} \omega t)^4 - \left(\frac{1}{11\,664}\right) (\operatorname{sen} \omega t)^6 + \dots \quad (2.39)$$

$$\left[1 - \left(\frac{1}{3} \operatorname{sen} \omega t\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - 0,055\,56(\operatorname{sen} \omega t)^2 + 0,001\,54(\operatorname{sen} \omega t)^4 - 0,000\,09(\operatorname{sen} \omega t)^6 + \dots \quad (2.40)$$

Pode-se observar que o terceiro termo do lado direito da equação 2.40 apresenta grandezas da ordem de 10^{-3} (os termos seguintes possuem ordem ainda menor), ordem esta muito menor do que aquelas dos termos anteriores. Sendo assim, mantendo apenas os dois primeiros termos, pois os posteriores vão influenciar de maneira desprezível no resultado, e substituindo na equação para o deslocamento do pistão, tem-se:

$$x \cong r \cos \omega t + l \left[1 - \frac{r^2}{2l^2} (\operatorname{sen} \omega t)^2\right] \quad (2.41)$$

Sabendo que:

$$(\operatorname{sen} \omega t)^2 = \frac{1 - \cos 2\omega t}{2} \quad (2.42)$$

Obtêm-se o deslocamento de forma mais simplificada:

$$x \cong l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t\right) \quad (2.43)$$

Para a velocidade (derivando a equação 25):

$$\dot{x} \cong -r\omega \left(\operatorname{sen} \omega t + \frac{r}{2l} \operatorname{sen} 2\omega t\right) \quad (2.44)$$

E aceleração (derivando a velocidade):

$$\ddot{x} \cong -r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t\right) \quad (2.45)$$

Portanto, a partir da simplificação baseada em teoremas binomiais e identidades trigonométricas é possível visualizar de forma mais direta a influencia de cada termo da equação. Segundo Norton (2010):

O processo de expansão binomial, nesse caso particular, nos leva às aproximações das séries de Fourier das expressões exatas do deslocamento, velocidade e aceleração do pistão. Fourier mostrou que qualquer função periódica pode ser aproximada por uma série de senos e cossenos multiplicados por termos inteiros das variáveis independentes. Essas múltiplas funções de ângulos são referidas como harmônicos do termo fundamental $\cos \omega t$. O termo $\cos \omega t$ se repete uma vez para cada revolução da manivela e é chamado de frequência fundamental ou componente primário. O segundo harmônico, $\cos 2\omega t$, se repete duas vezes por revolução da manivela e é chamado de componente secundário. Os harmônicos mais altos foram desprezados quando truncamos a série. O termo constante na função é a soma desses harmônicos. A forma das séries de Fourier das expressões de deslocamento e suas derivadas nos permite ver as contribuições reativas de vários componentes harmônicos da função. (NORTON, 2010, p.653)

Pode-se ainda comparar os conceitos obtidos a partir da análise cinemática estrutural do monocilindro com os conceitos de vibração abordados no início da revisão bibliográfica, chegando-se a conclusão de que o movimento padronizado do pistão segue os princípios do fenômeno de vibração, pois apresenta determinadas amplitude e frequência natural, mostrando-se assim, ideal a análise de vibrações já que elas podem atuar como fatores que ampliam o movimento podendo levar a consequentes falhas dos componentes, caso suas frequências naturais sejam alcançadas.

2.4 Método de Elementos Finitos (M.E.F.)

O conhecimento relativo ao método de elementos finitos é fundamental tanto para entendimento dos cálculos executados em um software que utiliza deste método como para identificação e seleção dos melhores parâmetros de malha na análise.

A aplicação dos cálculos no estudo de uma estrutura ou sistema arbitrariamente definido exige muitas simplificações, gerando resultados pouco precisos (BARROSO et al. apud FILHO, 2000), logo, com a utilização de ferramentas de análise, como um software para análise de elementos finitos, têm-se uma forma

de se obter precisão nos resultados em um estudo de sistemas ou estruturas com dimensões próximas às reais.

Para aplicação da malha (representativa do M.E.F. no software), utilizam-se os conceitos descritos por Marinho (2002),

“No M.E.F. o domínio de integração é subdividido em uma série de regiões ou elementos finitos, interconectadas entre si através de um número discreto de pontos nodais. Para cada região (ou elemento) se estabelece um comportamento local aproximado, de tal forma que as incógnitas do problema em qualquer ponto do elemento podem ser definidas em função das mesmas incógnitas nos pontos nodais do problema. Em seguida, minimizando o funcional do problema, obtido das somas das contribuições de cada elemento, se chega a um sistema total de equações, cuja solução permite conhecer os valores das incógnitas nos pontos nodais. Finalmente a partir desses valores podem-se calcular outros resultados intermediários.” (MARINHO, 2002, p.28)

Citando Barroso et al.(2015), têm-se uma explicação para a quantidade de pontos nodais necessários para modelar uma estrutura,

“O número de pontos discretos na estrutura do sistema é escolhido de forma que seja o suficiente para representar o deslocamento do conjunto inteiro de forma aproximada. O modo como a estrutura se comporta entre os nós do modelo durante um carregamento dependerá das propriedades atribuídas ao elemento escolhido. Este elemento deve ser definido adequadamente com a situação física, tornando-a bem modelada para que sejam desnecessárias as decisões de engenharia durante o processo computacional.” (BARROSO et al., 2015 apud FERNANDES, 2002, p. 174).

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Materiais e Métodos

Para o desenvolvimento da simulação computacional do sistema a ser analisado, o presente estudo foi baseado, basicamente, nas seguintes etapas:

- i. Definição do sistema físico a ser analisado;
- ii. Criação do modelo CAD utilizando o software Inventor Professional 3D CAD (Licença Acadêmica);

Utilizando o Ansys Academic Workbench 18.2:

- iii. Definição dos materiais que integram os componentes a serem estudados e suas propriedades;
- iv. Aplicação do método de elementos finitos (M.E.F.) do modelo definindo tipos de elementos e nível de refino de malha;
- v. Especificação das condições de contorno da simulação para análise modal;
- vi. Determinação de modos de vibração e frequências naturais do sistema.

3.1.1 Definição do sistema físico a ser analisado.

Os componentes do sistema em análise são virabrequim, biela e pistão, basicamente. A modelagem levou em consideração parte do bloco do motor para estruturação da câmara de combustão e suporte do virabrequim.

Ficha técnica	
MOTOR	2.0L 8V Flexpower
Combustível	Gasolina (E22) / Álcool (E100)
Tipo	Transversal dianteiro
Número de cilindros	4 em linha
Ordem de ignição	1 – 3 – 4 – 2
Diâmetro interno do cilindro	86 mm
Curso do êmbolo	86 mm
Cilindrada	1.998 cm ³
Rotação de marcha lenta	800 ± 50 rpm
Relação de compressão	11,5:1
Potência máxima líquida	133 CV (98 kW) a 5.600 rpm (gasolina) 140 CV (103 kW) a 5.600 rpm (álcool)
Potência máxima líquida (veículos especiais)	127 CV (94 kW) a 5.600 rpm (gasolina) 127 CV (94 kW) a 5.400 rpm (álcool)
Torque máximo líquido	185 N.m (18,9 kgf.m) a 2.600 rpm (gasolina) 193 N.m (19,7 kgf.m) a 2.600 rpm (álcool)
Torque máximo líquido (veículos especiais)	186 N.m (18,9 kgf.m) a 2.600 rpm (gasolina) 192 N.m (19,7 kgf.m) a 2.600 rpm (álcool)
Rotação máxima permitida do motor (rpm)	6.400 rpm

Figura 8 - Especificações motor GM 2.0L 8V Flexpower
Fonte: Manual Chevrolet Astra

As especificações e parâmetros dimensionais a serem levados em consideração na modelagem do sistema foram obtidos através do site da Chevrolet e são apresentados a são apresentados na Figura 9.

1. Biela:

- Diâmetro de Alojamento: 52,012 mm;
- Diâmetro de Pino: 21,000 mm;
- Distância entre centros: 143,000 mm;
- Submetido a rigorosos processos de forjamento, tratamento térmico e usinagem CNC;
- Espessura na capa: 26,380 mm;
- Espessura no Pino: 21,000mm;
- Aço SAE4340 Forjado;
- Potência máxima total: 800 CV

2. Pistão:

- Modelo: Astra/Vectra/S-10 – 8 válvulas - aspirado;
- Diâmetro do cilindro: 86,0 mm;
- Cilindros: Quatro;
- Diâmetro do pino: 21 mm x 57 mm;
- Altura de compressão: 30,4 mm;
- Anéis: Originais DA6631
- Canaletas: 1,50/1,50/3,00;
- Curso: 86,0 mm;
- Cilindrada ou deslocamento volumétrico: 1988 mm³;
- Cabeça plana
- Liga de Alumínio.

3. Virabrequim:

- Aço;
- Balanceado internamente.



**Figura 9 - Componentes do sistema para análise.
Fonte: Motor Parts**

3.1.2 Modelagem do Sistema utilizando Autodesk Inventor

O software Autodesk Inventor permite a criação de modelos 3D digitais de produtos manufaturados. A modelagem pode ser realizada de forma livre, paramétrica e direta, com ferramentas de automação de projeto e ferramentas avançadas de simulação e visualização.

No presente estudo, o software será utilizado apenas na etapa de modelagem do sistema sendo que cada componente do sistema foi desenhado individualmente para posterior montagem a partir de restrições de movimento que podem ser aplicadas pelo software.

A modelagem no Inventor permite a utilização do modelo em softwares que resolvem problemas baseando-se em métodos de elementos finitos.

3.1.3 Definição dos materiais que integram os componentes

Para aplicação da malha, são necessárias definições do tipo de análise. O presente estudo visa analisar aspectos vibracionais do sistema, logo, define-se a análise modal como ponto de partida. A análise modal (*Modal Analysis*) é utilizada para determinar características vibracionais de uma estrutura. - frequências naturais e modos de vibração. Pode ser definida como a mais fundamental das análises dinâmicas e geralmente é ponto de partida para outras análises dinâmicas.

Os seguintes materiais são selecionados para execução da análise:

- i. Liga de Alumínio – Pistão:
 - Módulo de Young = $7,1 \times 10^{10}$ Pa;
 - Coeficiente de Poisson = 0,33;
 - Densidade = 2770 kg/m^3 .

- ii. Aço Estrutural – Biela, Virabrequim, Bloco, Cilindro:
 - Módulo de Young = $2,0 \times 10^{11}$ Pa;
 - Coeficiente de Poisson = 0,3;
 - Densidade = 7850 kg/m^3 .

Pode-se observar que o aço estrutural possui densidade elevada se comparado à liga de alumínio utilizada para o pistão, enquanto os coeficientes de Poisson e módulos de Young possuem valores próximos.

Com os materiais já adicionados à biblioteca, o sistema a ser analisado pode ser importado, obtendo no Ansys Academic Workbench o que está apresentado na Figura 10.

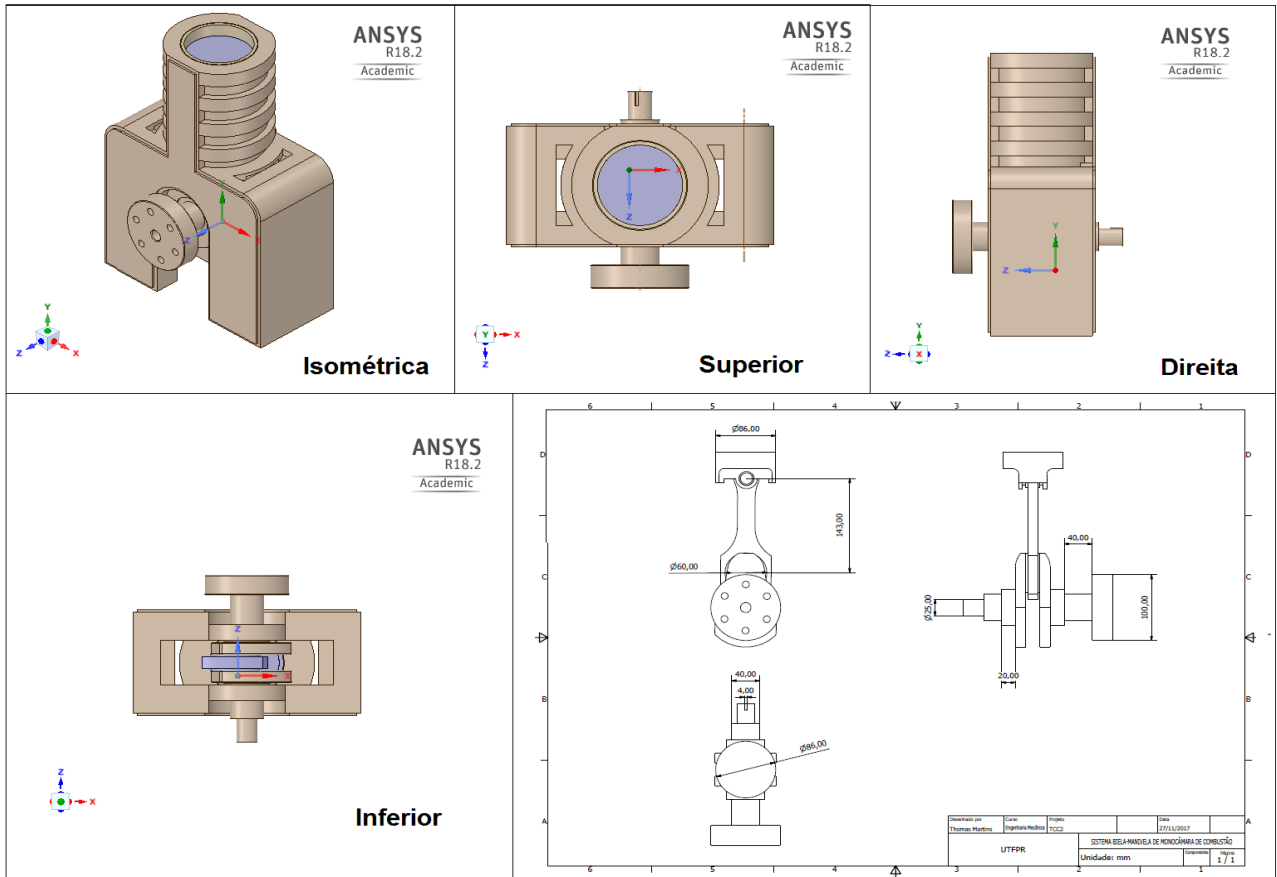


Figura 10 – Vistas do modelo importado para o Ansys Academic Workbench
Fonte: Autoria Própria (Imagens geradas no Ansys e Inventor - esboço)

3.1.4 Especificação das condições de contorno

Utilizando a área de modelagem do Ansys Academic Workbench, são adicionadas as restrições e condições iniciais a serem aplicadas no modelo, sendo elas:

- Junta fixa – elo terra (estrutura do veículo) e bloco: representa o bloco fixado à suspensão do carro.
- Junta de Revolução – entre bloco (referência) e virabrequim (movido): restringe o virabrequim ao movimento de rotação, apenas.
- Junta Cilíndrica – entre cilindro (referência) e pistão (movido): restringe o pistão ao movimento vertical na câmara de combustão.
- Junta de Revolução – entre pistão (referência) e conjunto-biela (movido): representa o pino que liga biela e pistão e permite o movimento alternativo (rotação e translação) entre estas peças.

- Junta de Revolução – entre virabrequim (referência) e conjunto-biela (movido): junta que permite a rotação da biela em relação ao virabrequim.

3.1.5 Aplicação do método de elementos finitos (M.E.F.)

Para a aplicação da malha no modelo são levados em consideração apenas elementos lineares e as propriedades do material, sendo desconsideradas as não linearidades.

Utilizando a interface de modelagem do Workbench, foram aplicados os parâmetros apresentados na Figura 11, que permitem a geração da malha de elementos finitos representada na Figura 12, constituída por 12253 elementos triangulares ligados por meio de 22206 nós.

Na janela Detalhes da “Malha” (Details of “Mesh”) – Figura 11 – são definidos os parâmetros da malha, tais como:

- A física da análise: Mecânica, pois busca resultados de análises estruturas dos componentes do sistema,
- Relevância: 0 (valor intermediário, onde resolução rápida: -100; resolução precisa: +100)
- Raio de transição: 0,272 (de acordo com a física da análise).
- Nós: 22206 (obtido após a geração da malha)
- Elementos: 12253 (obtido após a geração da malha)

Details of "Mesh"		Details of "Mesh"	
- Defaults		- Patch Independent Options	
Physics Preference	Mechanical	Topology Checking	Yes
Relevance	0	- Advanced	
- Sizing		Number of CPUs for Parallel Part Meshing	Program Controlled
Use Advanced Size Function	Off	Shape Checking	Standard Mechanical
Relevance Center	Coarse	Element Midside Nodes	Program Controlled
Element Size	Default	Straight Sided Elements	No
Initial Size Seed	Active Assembly	Number of Retries	Default (4)
Smoothing	Medium	Extra Retries For Assembly	Yes
Transition	Fast	Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Span Angle Center	Coarse	Rigid Face Mesh Type	Quad/Tri
Minimum Edge Length	0,162390 mm	Mesh Morphing	Disabled
- Inflation		- Defeaturing	
Use Automatic Inflation	None	Pinch Tolerance	Please Define
Inflation Option	Smooth Transition	Generate Pinch on Refresh	No
Transition Ratio	0,272	Automatic Mesh Based Defeaturing	On
Maximum Layers	5	Defeaturing Tolerance	Default
Growth Rate	1,2	- Statistics	
Inflation Algorithm	Pre	Nodes	22206
View Advanced Options	No	Elements	12253
- Patch Conforming Options		Mesh Metric	None
Triangle Surface Mesher	Program Controlled		

Figura 11 - Parâmetros de malha (após a geração da malha) - Ansys Academic Workbench
Fonte: Autoria própria (imagem capturada do Ansys Academic Workbench)

Com os parâmetros definidos, pode-se gerar a malha de elementos finitos triangulares, representada na Figura 12.

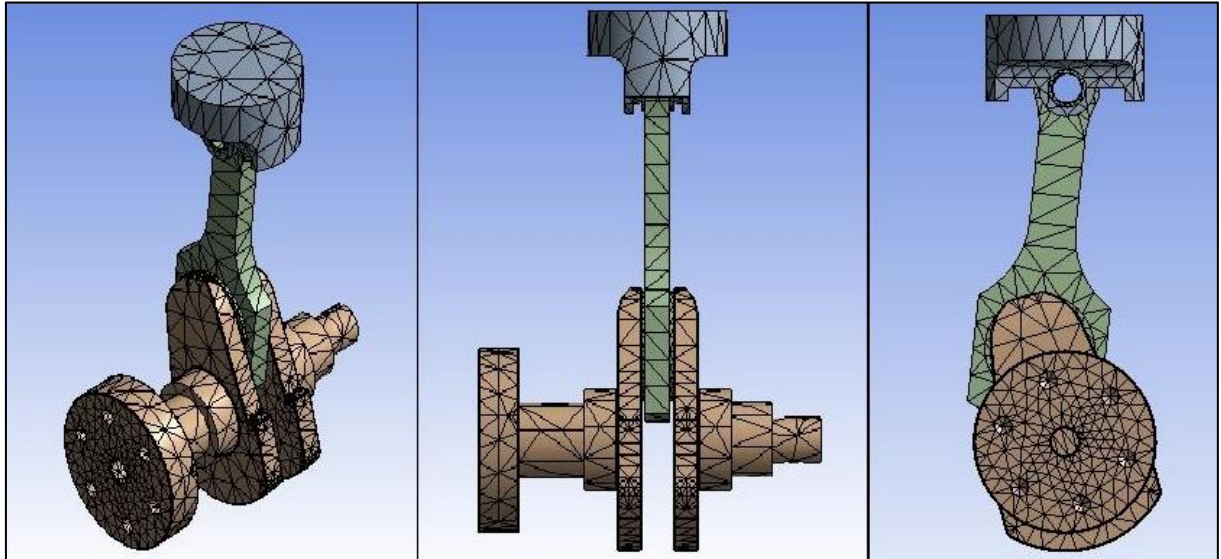


Figura 12 - Malha de elementos finitos para o sistema em análise.
Fonte: Autoria própria (imagem capturada do Ansys Academic Workbench)

3.1.6 Especificação das condições de contorno para análise modal

Após a aplicação da malha, as condições para análise modal podem ser definidas, que estão escritas abaixo e representadas na Figura 13 na sequência:

➤ Condições Iniciais para a Análise Modal:

Suporte fixo A:

- A1: Suporte do virabrequim no bloco: impede o movimento vertical ou lateral do virabrequim nas superfícies de ligação entre virabrequim e bloco.
- A2: Ligação polia (que controla as válvulas – não modeladas no presente trabalho) – virabrequim: feita pelo uso de parafusos que unem a polia ao virabrequim;
- A3: Suporte virabrequim – biela: garante a montagem correta da biela no virabrequim.

Suporte fixo B:

- B: Suporte biela – pistão: corresponde ao pino de ligação biela-pistão.

Suporte fixo C:

- C: Restrição de movimento lateral do pistão na câmara de combustão.

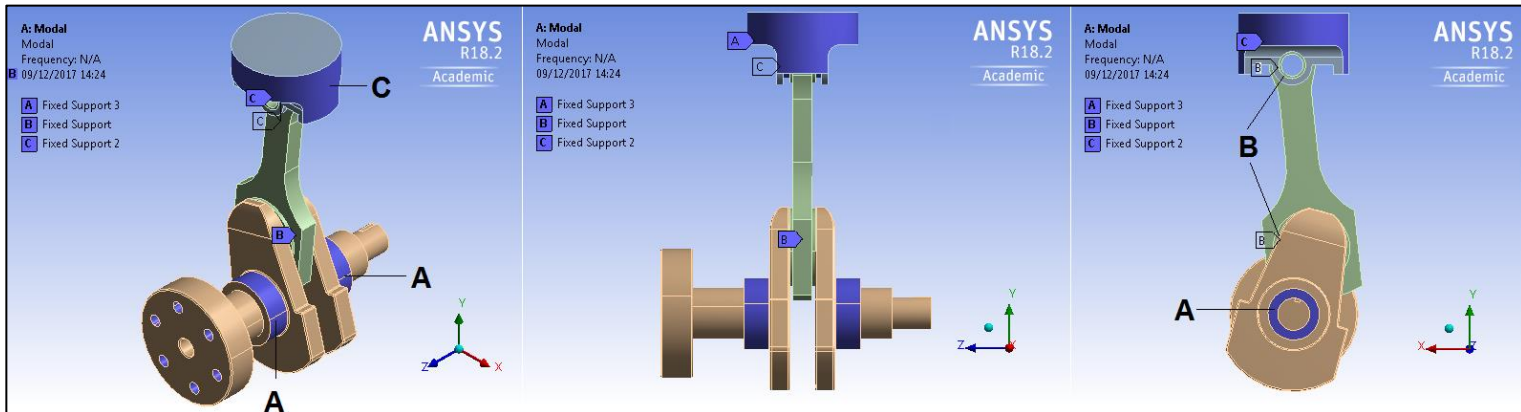


Figura 13 - Condições de contorno do sistema para análise modal
Fonte: Autoria própria (Ansys Academic Workbench)

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Impostas as restrições e condições iniciais do modelo, são obtidas os resultados referentes aos modos principais de vibração e frequências naturais do sistema, que representados nos Gráficos (1 e 2), na Tabela 1 e descritos na sequência.

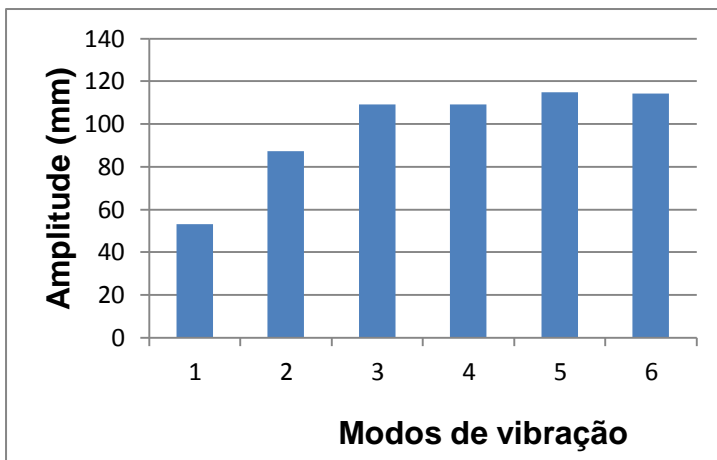


Gráfico 1 - Frequência x Modo de vibração do Sistema.
Fonte: Autoria própria (Microsoft Excel 2010)

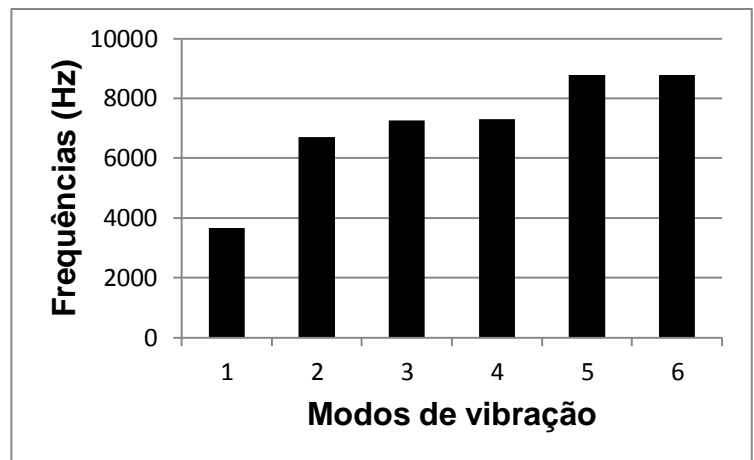


Gráfico 2 - Amplitude x Modo de vibração do Sistema
Fonte: Autoria própria (Microsoft Excel 2010)

Tabela 1 - Frequências naturais do sistema x Modos de vibração e Deformação máxima

Modo de Vibração	1	2	3	4	5	6
Frequência (Hz)	3667,7	6703,4	7263,7	7298,6	8794,3	8794,9
Amplitude (mm)	53,096	87,441	109,22	109,23	115,01	114,15

Fonte: Autoria própria

Os gráficos 1 e 2 representam, respectivamente, a variação da frequência em função do modo de vibração natural do sistema e a variação da amplitude em função de cada modo, resultantes da análise modal realizada no Ansys Academic Workbench. Os valores obtidos na análise são do sistema são dados na Tabela 1.

Na Tabela 1, temos a descrição dos seis modos principais de vibração do sistema analisado conjuntamente com suas respectivas frequências naturais

principais e amplitudes de deformação máxima. Nestes modos, alguns componentes da estrutura tendem a vibrar de maneira ampliada.

Os resultados referentes aos seis primeiros modos de vibração são apresentados a seguir.

4.1 Primeiro e segundo modos de vibração

Para o primeiro modo de vibração, que possui o desenvolvimento máximo apresentado nas imagens superiores da Figura 14, obtêm-se um valor de amplitude máxima de vibração igual a 53,096 mm para uma frequência de 3667,2 Hz.

Esta vibração ocorre no plano xy (eixos apresentados na Figura 14), podendo-se observar a deformação máxima (ou amplitude máxima) ocorrendo próxima ao centroide da biela, que neste modo é o elemento submetido às deformações consideráveis geradas pelo fenômeno de vibração.

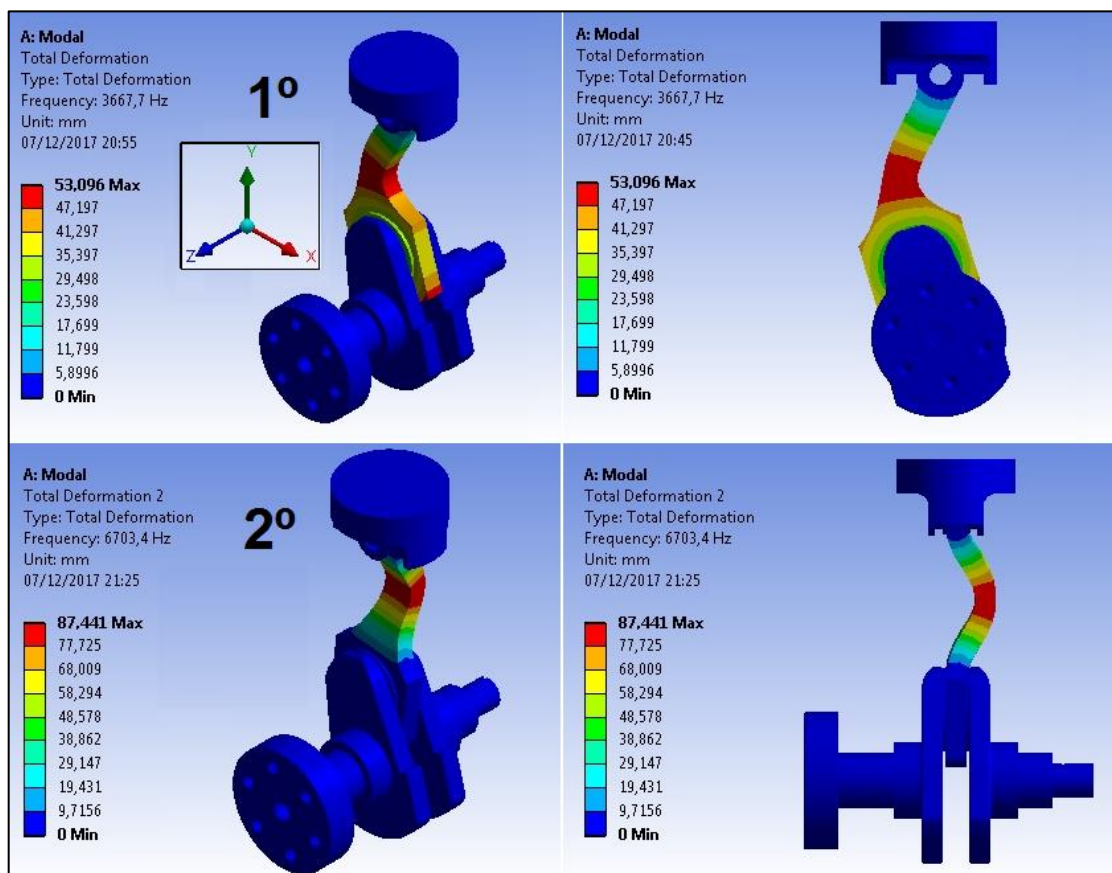


Figura 14 - Primeiro e segundo modos de vibração do sistema
Fonte: Autoria própria (Ansys Academic Workbench)

O gradiente de cores caracteriza-se por representar valores elevados ou máximos com a cor vermelha, e os valores mínimos com a cor azul. As outras cores, que podem ser visualizadas no gradiente de cores da Figura 14, representam valores intermediários de deformação.

No quarto modo de vibração, a biela segue como elemento sujeito às maiores deformações, obtendo uma amplitude máxima de vibração de 87,441 mm quando submetido à frequências de aproximadamente 6,7 kHz.

A vibração do segundo modo se desenvolve no plano yz, e a deformação máxima ocorre próxima ao ponto médio da distância entre centros da biela.

4.2 Terceiro e quarto modos de vibração

No terceiro modo de vibração, apresentado nas imagens superiores da Figura 15, ocorrem deformações consideráveis no virabrequim quando o sistema está submetido à frequências próximas à 7,3 kHz.

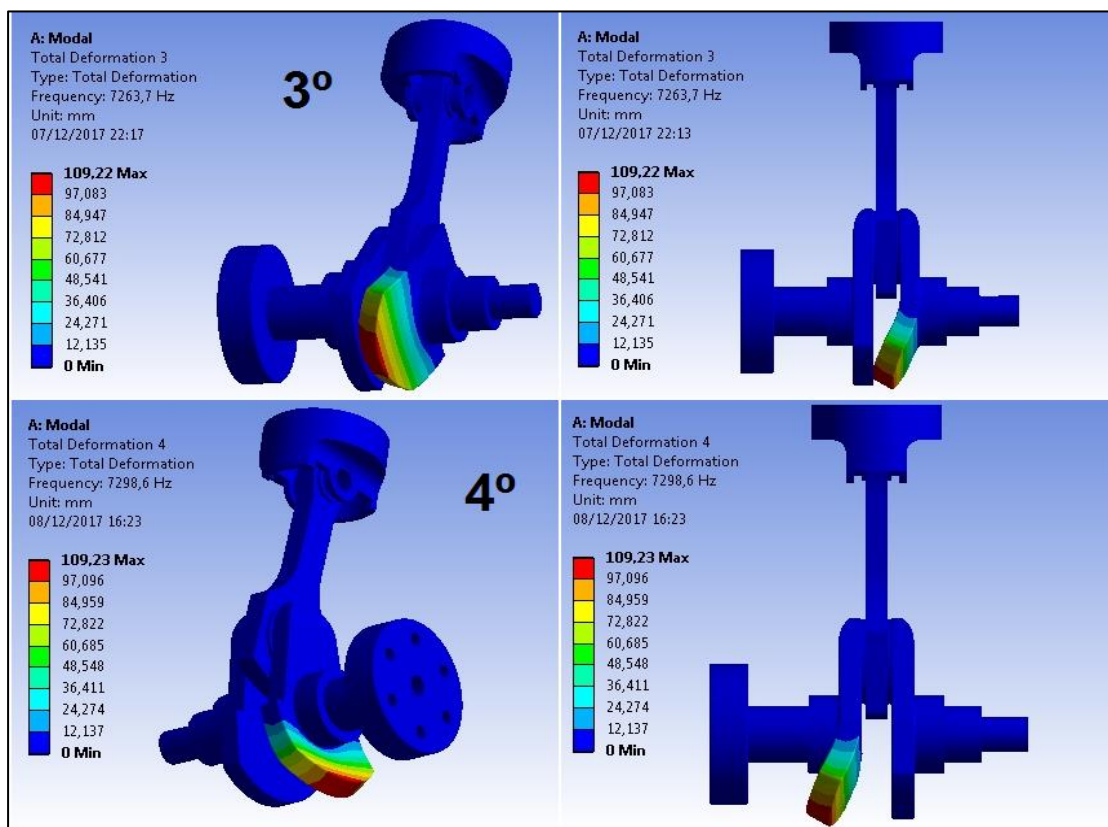


Figura 15 - Terceiro e quarto modos de vibração do sistema
Fonte: Autoria própria (Ansys Academic Workbench)

Nesse modo, a amplitude máxima de vibração ocorre na extremidade inferior do virabrequim com um valor de 109,22 mm. O movimento se desenvolve perpendicularmente ao plano xy (eixos apresentados na Figura 14).

O quarto modo possui desenvolvimento semelhante ao do terceiro modo, porém, este ocorre na extremidade oposta do virabrequim com frequência e amplitude próximas às obtidas no terceiro modo.

4.3 Quinto e sexto modos de vibração

Ocorrem na extremidade inferior do virabrequim, gerando um ponto de inflexão na extremidade inferior deste componente e criando dois pontos onde a amplitude de vibração é máxima.

As imagens apresentadas na Figura 16 representam o sistema (rotacionado) submetido a quinta e a sexta frequência naturais, respectivamente, que possuem valores próximos a 8,7 kHz.

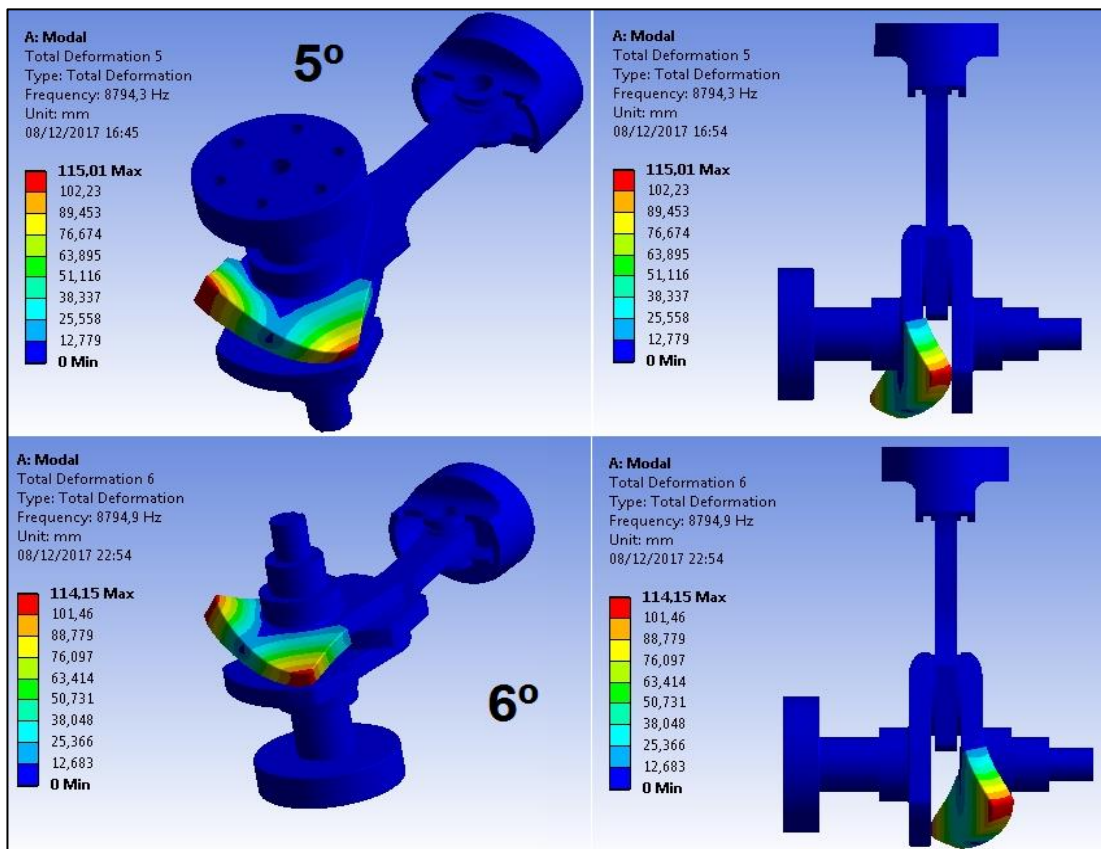


Figura 16 - Quinto e Sexto modos de vibração do sistema
Fonte: Autoria própria (Ansys Academic Workbench)

5 CONCLUSÃO

Tomando como referência o funcionamento de um motor de combustão interna quatro tempos da Chevrolet 2.0 8 V Flexpower, e admitindo que sua rotação máxima seja de 6400 RPM (segundo o catálogo do motor), obtêm-se que a frequência máxima, em Hertz, alcançada por este motor será de 106,67 Hz, gerando uma razão de frequência (frequência máxima do motor / 1ª frequência natural do sistema) de aproximadamente 0,03, ou seja,

$$r = \frac{\omega_{max}}{\omega_{n1}} = \frac{106,7 \text{ Hz}}{3667,7 \text{ Hz}} = 0,03 \quad (5.1)$$

onde ω_{n1} é a frequência mínima obtida na análise (referente ao primeiro modo de vibração), ω_{max} é a frequência máxima permitida pelo motor e r a razão de frequência, que permite quantificar e qualificar o funcionamento do motor quanto a fatores vibracionais que tendem a diminuir a vida dos componentes do motor.

Como este valor de r é baixo (e consideravelmente menor que a unidade), pode-se concluir que o fenômeno de ressonância não ocorre, o que pode ser definido como um resultado aceitável para esta análise já que a análise modal é um ponto de partida para análises harmônicas e dinâmicas que podem ser realizadas sobre o mesmo o sistema. Logo, a obtenção de resultados relativos ao funcionamento e resistência dos componentes, como os obtidos através da presente análise, são fundamentais para o projeto de sistema mecânicos submetidos a, ou que geram, movimentos alternativos durante seu funcionamento.

O desenvolvimento de análises e obtenção de resultados referentes a características dinâmicas e de resistência dos componentes deste sistema podem surgir como complementos satisfatórios para projetos de motores de combustão interna (como o analisado no presente trabalho), tais como análises transientes e dinâmicas que permitem a obtenção e estudo das tensões geradas durante o funcionamento do sistema e, permitindo, além disso, quantificar a vida dos componentes mecânicos quando submetidos às forças variantes decorrentes do funcionamento destes motores.

O presente trabalho também considerou fatores de modelagem do sistema, sendo que a definição destes componentes do sistema (pistão-biela-manivela) foi gerada devido a questões de exequibilidade do projeto. Porém, o dimensionamento e adição de outros componentes destes motores são fundamentais para desenvolvimento de uma pesquisa aprofundada sobre os fatores harmônicos e vibracionais resultantes de seu funcionamento. Portanto, o desenvolvimento de pesquisas com a adição de outros componentes do motor complementa e auxilia a pesquisa e projeto de motores de combustão interna.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] RAO, S. S. VIBRAÇÕES MECÂNICAS. 4 ed. São Paulo, SP: Pearson Prentice Hall, c2009. xix, 424 p.

[2] DUKKIPATI, Rao V SOLVING VIBRATION ANALYSIS PROBLEMS USING MATLAB. 1, dez. 2007. Disponível em:<<http://www.newagepublishers.com/samplechapter/001413.pdf>>. Acesso em: 16 de maio de 2016.

[3] MARTINS, Jorge. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA. 3. ed. Porto: Publindustria. 2011. 437 p.

[4] PAIVA, Oiti Gomes de. ANÁLISE DE VIBRAÇÕES MECÂNICAS. 9, mar. 2000. Disponível em:<http://www.academia.edu/10287961/An%C3%A1lise_das_Vibra%C3%A7%C3%B5es_Mec%C3%A2nicas_INICIA%C3%87%C3%83O_AO_ESTUDO_DAS_VIBRA%C3%87%C3%95ES_MEC%C3%82NICAS>. Acesso em: 16 de maio de 2016.

[5] KELLY, S. Graham. FUNDAMENTALS OF MECHANICAL VIBRATIONS, New York: McGraw-Hill, 1993. xvii, 643 p. (McGraw-Hill series in mechanical engineering).

[6] SKF. TECNOLOGIA DE VIBRAÇÕES - ANALISTA DE MÁQUINAS. Apostila do curso de fornecido pela SKF do Brasil - Reliability Systems; 2006.

[7] SILVA, Luís H. B. F. M. da, WATANABE, Flávio Y. ANÁLISE TEÓRICA E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÃO. Em: XIX CONGRESSO NACIONAL DE ESTUDANTES DE ENGENHARIA MECÂNICA. 13, ago. 2012. São Carlos. Disponível em:<<http://www.abcm.org.br/app/webroot/anais/creem/2012/AN%C3%81LISE%20TE%C3%93RICA%20E%20SIMULA%C3%87%C3%83O%20COMPUTACIONAL%20DE%20ABSORVEDORES.pdf>>. Acesso em: 16/05/2016.

- [8] ADAMS, Douglas E. ME 563 MECHANICAL VIBRATIONS, New York, NY.
Disponível em: <https://engineering.purdue.edu/~deadams/ME563/notes_10.pdf>.
Acesso em: 16/05/2016.
- [9] BOLINA, C.C., Palechor, E. U. L., Vásquez, M. P. R. VIBRAÇÕES: AS FREQUÊNCIAS NATURAIS ESTIMADA E EXPERIMENTAL DE UMA ESTRUTURA. Em: Congresso Nacional de Matemática Aplicada à Indústria Abril 2015 vol. 1 num. 1.
- [10] SILVA, Lucia. F., VEIT, Eliane A. MODOS DE VIBRAÇÃO. Instituto de Física – UFRGS. 2011.
- [11] HEYWOOD, John B. INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTAL. New York, NY: McGraw-Hill, c1988, xxiv, 930 p. (McGraw-Hill series in mechanical engineering).
- [12] BRUNETTI, Franco. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA. São Paulo, SP: Bluncher, 2012. 2 v.
- [13] NORTON, Rob. CINEMÁTICA E DINÂMICA DOS MECANISMOS. Porto Alegre: AMGH, 2010, 800 p.
- [14] BARROSO, Darlan Almeida et al. ANÁLISE DO BALANÇIM DA SUSPENSÃO DO PROTÓTIPO FÓRMULA SAE POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS. HOLOS, [S.l.], v. 5, p. 170-181, out. 2015. ISSN 1807-1600. Disponível em: <<http://www2.ifrn.edu.br/ojs/index.php/HOLOS/article/view/2189/1142>>. Acesso em: 08 dez. 2017. doi:<http://dx.doi.org/10.15628/holos.2015.2189>..
- [15] MARINHO, I. J. P., VAZ, L. E., PIMENTEL, R. L. PROJETO ÓTIMO DE ESTRUTURAS METÁLICAS DE ARQUIBANCADAS REUTILIZÁVEIS VIA ANSYS. Rio de Janeiro, 2002. 198p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Civil, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

[16] MANUAL CHEVROLET ASTRA. General Motors do Brasil Ltda. 2009. Disponível em: <https://www.chevrolet.com.br/content/dam/Chevrolet/lat-am/Brazil/nscwebsite/pt/Home/Owners/Vehicle%20Manuals/2009/02_pdf/Manual_Astra_2009.pdf>. Acesso em: 6 de dezembro de 2017.

[17] ANSYS Inc. Ansys Academic Workbench, versão 18.2. Conjunto de programas

[18] Mechanical APDL Structural Analysis Guide – SHARCNet. Disponível em: <https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans_str/Hlp_G_StrTOC.html> Acesso em: 07/12/2017.

[19] AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2016. Licença Acadêmica.

ANEXO I – DADOS DE SOFTWARES UTILIZADOS

1. AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2016

- Tipo de licença utilizada: STUDENT VERSION
- Modelagens 3D: PART → Standard (mm).ipt
- Montagem dos componentes: ASSEMBLY → Standard (mm).iam
- Esboço do Sistema: DRAFT → ISO.dwg
- Exportação: CAD Format (igs.)
- Pré-requisitos do sistema operacional:

Tabela 2 - Requisitos do sistema operacional – INVENTOR PROFESSIONAL 2016.

System Requirements for Autodesk Inventor 2016 Windows		System Requirements for Autodesk Inventor 2016 Windows	
Operating System	<p>Recommended: 64-bit Microsoft® Windows® 7 with Service Pack 1 or Windows 8.1¹ or Microsoft Windows 10 (desktop OS)¹</p> <p>Minimum: 64-bit Microsoft Windows 7 with Service Pack 1</p>	Other	<ul style="list-style-type: none"> • DVD-ROM⁵ • 1,280 x 1,024 or higher screen resolution • Internet connection for Autodesk® 360 functionality, web downloads, and Subscription Aware access • Adobe® Flash® Player 15⁶ • Microsoft® Internet Explorer® 8 or higher • Full local install of Microsoft® Excel 2007, 2010 or 2013 for iFeatures, iParts, iAssemblies, thread related commands, clearance/threaded hole creation, Global BOM, Parts Lists, Revision Tables, spreadsheet-driven designs and Studio animation of Positional Representations. Excel Starter®, Online Office 365® and OpenOffice® are not supported. • 64-bit Microsoft Office is required to export Access 2007, dBase IV, Text and CSV formats. • Microsoft .NET Framework 4.5⁷
CPU Type	<p>Recommended: Intel® Xeon® E3 or Core i7 or equivalent, 3.0 GHz or greater²</p> <p>Minimum: 64-bit Intel® or AMD, 2 GHz or faster²</p>		
Memory	<p>Recommended: 16 GB RAM³ or more</p> <p>Minimum: 8 GB RAM for less than 500 part assemblies³</p>		
Disk Space	<p>Recommended: 250 GB free disk space or more³</p> <p>Minimum: 100 GB free disk space³</p>		
Graphics	<p>Recommended: Microsoft® Direct3D 11® or capable graphics card or higher⁴</p> <p>Minimum: Microsoft® Direct3D 10® capable graphics card or higher⁴</p>		

Fonte: Autodesk Knowledge Network (2017).

2. ANSYS 18.2

- Academic Workbench 18.2
- Tipo de licença utilizada: ACADEMIC VERSION
- Tipo de Análise:
 - Análise Modal: Mechanical APDL Solver
 - Engineering Data: Liga de alumínio, Aço Estrutural;
 - Importação da geometria: Formato CAD (.igs);
 - Modelagem utilizando o plug-in Mechanical;
 - Tipos de conexões estruturais → Joints
 - Mesh
 - Modal → Suportes fixos
 - Solução → Seis primeiros modos de vibração (Total Deformation 1-6).
- Requisitos do sistema operacional:

Supported Platforms and Operating Systems:

- Microsoft Windows 7, 64-bit; Microsoft Windows 8, 64-bit; Microsoft Windows 10, 64-bit

Minimum Hardware Requirements:

- Processor(s): Workstation class
- 4 GB RAM
- 25 GB hard drive space
- Computer must have a physical C:/" drive present
- Graphics card and driver: Professional workstation class 3-D
- OpenGL-capable

Download Size:

- ANSYS Student 18.2: For Windows x64 (3.56 GB) – Built-in license valid until 8/31/18
- ANSYS Student 18.1: For Windows x64 (3.52 GB) – Built-in license valid until 8/31/18

Figura 17 - Requisitos do sistema operacional - Ansys 18.2
Fonte: Ansys Free Product Downloads (2017).