



**Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá**

Autor: Rafael Aguera Rezeno da Silva

**Modelagem e Simulação do Mecanismo Biela Manivela e Análise
Estrutural de Biela Automotiva**

Guaratinguetá

2013

RAFAEL AGUERA REZENO DA SILVA

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO MECANISMO BIELA
MANIVELA E ANÁLISE ESTRUTURAL DE BIELA
AUTOMOTIVA

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

Guaratinguetá

2013

Silva, Rafael Aguera Rezeno da
S586m Modelagem e simulação do mecanismo biela manivela e
análise estrutural de biela automotiva / Rafael Aguera Rezeno
da Silva. - Guaratinguetá: [s.n.], 2013
57 f.: il.
Bibliografia: f. 40-41

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica –
Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de
Guaratinguetá, 2013
Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini

1. Automóveis – Peças –Simulação (Computadores) 2.
Modelagem de dados I. Título

CDU 629.113

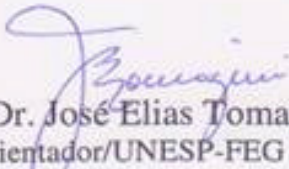
Rafael Aguera Rezeno da Silva

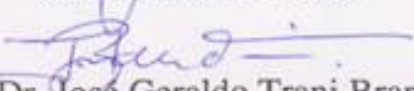
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

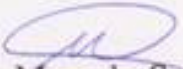
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Antonio Wagner Forti
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. José Elias Tomazini
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. José Geraldo Trani Brandão
UNESP-FEG


Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins
UNESP-FEG

Dezembro 2013

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço ao Pai Celestial, por ter me dado a oportunidade de estudar, e com isso evoluir para que possa transpor barreiras ainda maiores no futuro,

aos meus familiares, em especial, meus pais, indivíduos que me incentivaram e apoiaram no decorrer dessa caminhada, principalmente nos momentos de dificuldades e desestímulo,

ao meu orientador Prof. Dr José Elias Tomazini, pelo apoio e orientação nas tarefas desenvolvidas neste trabalho,

à empresa ThyssenKrupp, pela oportunidade oferecida a mim através do Programa de Incentivo à Capacitação Científica, originando, dentre outras coisas, o trabalho que será apresentado nas páginas seguintes.

SILVA, R. A. R. **Modelagem e simulação do mecanismo biela manivela e análise estrutural de biela automotiva**. 2013. 57 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

Atualmente, a indústria automotiva trabalha no sentido de aperfeiçoar o projeto de motores, tendo em vista a demanda pela redução dos níveis de consumo sem que haja perda de eficiência. Esse trabalho tem por meta utilizar a ferramenta SimMechanics® e o método de Kane para o cálculo dos parâmetros cinemáticos e dinâmicos dos corpos constituintes do mecanismo biela manivela de um motor de quatro tempos, o mesmo motor utilizado na análise descrita por Montazersadhd e Fatemi (2007). Foram desenvolvidos dois algoritmos utilizando o programa Matlab®, os quais eram utilizados para o cálculo de parâmetros cinemáticos e dinâmicos do modelo, além de fornecer as forças nas juntas da biela. Além desses algoritmos, desenvolveu-se um modelo do mecanismo biela-manivela utilizando a ferramenta SimMechanics®, o qual foi utilizado para simular o funcionamento do motor estudado. Os resultados obtidos, tanto no modelo de Kane, quanto na simulação com a plataforma SimMechanics® foram satisfatórios, e apresentaram grande concordância com os valores fornecidos por Montazersadhd e Fatemi (2007). Chegou-se a conclusão que as componentes axiais dos esforços das juntas da biela eram originadas pela pressão exercida na cabeça do pistão; já as componentes radiais resultavam da ação das forças de inércia de cada corpo do arranjo. Além das análises e simulações mencionadas acima, esse trabalho discute aspectos relativos a geração de uma malha padrão para análise estrutural de biela automotiva, a qual será utilizada futuramente para análises de flambagem e fadiga.

PALAVRAS-CHAVE: Método de Kane, SimMechanics®, Biela – Manivela

SILVA, R. A. R. **Simulation of crank slider mechanism and structural analysis of connecting rod.** 2013. 57 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

Nowadays, the automotive industry is working to optimize the design of engines, in order to reduce the fuel consumption with acceptable efficiency ratio. This undergraduate thesis is aimed at perform a kinematic/dynamic analysis of a slider-crank mechanism that is part of a four stroke internal combustion engine, the same engine that was used in the analysis described by Montazersadhd and Fatemi (2007). Two algorithms were developed based on Kane's method to calculate velocities and accelerations of the mechanism bodies, and provide the acting forces at connecting rod joints. A SimMechanics model was developed to simulate the engine, and monitoring the same parameters that were calculated with the algorithms. The results obtained with both approaches were satisfactory and showed good agreement with the values provided by Montazersadhd and Fatemi (2007). The obtained results showed that the axial component of the rod joint efforts was caused by the pressure exerted on the piston head, whereas the radial component was related with the action of inertia loads. Besides, this thesis presents a connecting rod assembly mesh that is going to be used for static and fatigue finite element analysis in the future.

KEYWORDS: Kane's Method, SimMechanics[®], Crank-slider Mechanism

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Vista lateral de um mecanismo biela e manivela.....	11
Figura 2: Componentes da manivela	12
Figura 3: Variáveis de um bloco de corpo.....	17
Figura 4: Variáveis de um bloco de referência.....	18
Figura 5: Parâmetros de entrada de uma junta de revolução.....	19
Figura 6: Ilustração do mecanismo biela manivela	23
Figura 7: Gráfico de pressão por ângulo de manivela.....	24
Figura 8: Força originada pelas ondas de pressão na cabeça do pistão.....	24
Figura 9: Subsistema principal do modelo do simmechanics®	26
Figura 10: Configuração do bloco de corpo que representa a biela	27
Figura 11: Subsistema de controle de velocidade da manivela.....	28
Figura 12: Subsistema que contém o sensor da junta manivela/biela	28
Figura 13: Subsistema responsável pelo monitoramento dos parâmetros cinemáticos da biela	29
Figura 14: Subsistema responsável pelo monitoramento dos parâmetros cinemáticos do pistão ..	29
Figura 15: Subsistema responsável à aplicação da força de pressão.....	30
Figura 16: Subsistemas conectados.....	30
Figura 17: Abas de edição dos parâmetros dos corpos.....	31
Figura 18: Fluxograma da execução do algoritmo simbólica de kane	32
Figura 19: Malhas dos componentes do modelo padrão	34
Figura 20: Forças na junta de conexão entre a biela e a manivela durante a simulação e expressas no referencial inercial (esquerda –matlab®; direita - simmechanics®).....	35
Figura 21: Forças na junta de conexão entre a biela e o pistão durante a simulação e expressas no referencial inercial (esquerda – matlab®; direita - simmechanics®).....	35
Figura 22: Forças na junta de conexão entre a biela e a manivela durante a simulação e expressas no referencial local da biela (esquerda – matlab®; direita - simmechanics®).....	36
Figura 23: Forças na junta de conexão entre a biela e o pistão durante a simulação e expressas no referencial local da biela (esquerda – matlab®; direita - simmechanics®).....	36
Figura 24: Esforços surgidos no olhal maior da biela e expressos no referencial inercial.....	37
Figura 25: Parâmetros cinemáticos do pistão, e gráfico de força de pressão por ângulo da manivela obtido com o algoritmo de kane	38
Figura 26: Gráficos de velocidade e aceleração linear do pistão	38

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	9
1.1	OBJETIVO	10
1.2	ESTRUTURA DO TRABALHO	10
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA – ASPECTO ESTRUTURAS DO MECANISMO BIELA MANIVELA.....	11
2.1	ASPECTOS CINEMÁTICOS DOS ELEMENTOS DO ARRANJO BIELA MANIVELA	14
2.2	MÉTODO DE KANE.....	15
2.3	VISÃO GERAL SOBRE ASPECTOS DO <i>SOFTWARE</i> SIMMECHANICS® QUANTO À ANÁLISE DE SISTEMAS COMPOSTOS POR CORPOS RÍGIDOS .	16
2.4	ANÁLISE ESTRUTURAL DE BIELAS AUTOMOTIVAS POR ELEMENTOS FINITOS.....	20
3	METODOLOGIA.....	22
3.1	DADOS RELEVANTES SOBRE O MECANISMO BIELA MANIVELA UTILIZADO	22
3.2	MODELAGEM DO MECANISMO NO <i>SOFTWARE</i> SIMMECHANICS®	25
3.3	ALGORITMO DE SIMULAÇÃO OBTIDO PELO MÉTODO DE KANE.....	31
3.4	GERAÇÃO DA MALHA PARA A ANÁLISE ESTRUTURAL DE BIELA AUTOMOTIVA	33
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	35
5	CONCLUSÃO.....	39
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	40
	APÊNDICE A - ALGORITMO GERADOR DE PRESSÃO PARA O MODELO DO SIMMECHANICS®	42
	APÊNDICE B – ALGORITMO SIMBÓLICO DE KANE	43
	APÊNDICE C – MATRIZ DE ROTAÇÃO DE SISTEMAS DE COORDENADAS	48
	APÊNDICE D – MATRIZ ANTISSIMÉTRICA.....	49
	APÊNDICE E – FUNÇÃO PARA O CÁLCULO DAS VELOCIDADES PARCIAIS	50

APÊNDICE F - FUNÇÃO PARA O CÁLCULO DA FORÇA ATIVA GENERALIZADA.....	51
APÊNDICE G – FUNÇÃO PARA O CÁLCULO DA FORÇA DE INÉRCIA DO CORPO.....	52
APÊNDICE H – FUNÇÃO PARA O CÁLCULO DO TORQUE DE INÉRCIA.	53
APÊNDICE I – ALGORITMO NUMÉRICO PARA A SOLUÇÃO ATRAVÉS DO MODELO DE KANE.....	54

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, a indústria automotiva trabalha no sentido de aperfeiçoar o projeto de motores, tendo em vista a demanda pela redução dos níveis de consumo sem que haja perda de eficiência. As perdas energéticas relativas ao atrito entre os componentes internos é algo preocupante entre os projetistas, principalmente no que diz respeito ao dimensionamento de componentes como biela, pistão, virabrequim, entre outros. As ferramentas de simulação computacional são de extrema importância para que tais componentes sejam dimensionados de forma rápida e precisa, logo, o desenvolvimento de ferramentas versáteis, de baixo custo e de fácil utilização é essencial para que pesquisadores, tanto no ramo industrial, quanto no ramo acadêmico, possam obter novas soluções para os problemas encontrados no desenvolvimento e na otimização de motores à combustão.

Uma das partes críticas do projeto diz respeito à obtenção de parâmetros cinemáticos e dinâmicos do mecanismo biela manivela, mecanismo esse composto basicamente por três elementos: biela, manivela (prolongamento do virabrequim) e pistão, caracterizando assim um sistema multicorpo.

Os carregamentos encontrados nos vínculos do sistema são utilizados para a realização de análises estruturais como: análise estática, flambagem e fadiga. Tais análises são extremamente importantes para o aprimoramento do projeto, refinando o modelo antes da construção de um protótipo para testes de bancada. A estratégia mais usada para esses modelos é a aplicação de métodos numéricos, mais especificamente, do método dos elementos finitos. Programas como ANSYS[®], Abaqus[®] e HyperWorks[®] agregam pacotes capazes de editar geometrias, gerar malhas e resolver o problema numérico de uma maneira inteligível, facilitando a interpretação dos resultados.

O estudo dinâmico de sistemas multicorpo se mostra complexo na maioria dos casos, pois quanto maior o número de corpos envolvidos, maior será a quantidade de forças de vínculo ali existentes. As forças de vínculo são resultantes do contato, ou interação dos corpos que constituem o arranjo, porém o cálculo de tais forças pode ser evitado com o emprego de um método de análise específico, por exemplo, o método de Kane.

É comum a utilização de softwares específicos para a simulação dinâmica de estruturas multicorpos, como ADAMS[®], RecurDyn[®], COMSOLmultiphysics[®] e muitos outros. O

grande empecilho à utilização desses softwares está nos altos custos envolvidos na compra de licenças, dificultando a aquisição dos mesmos pelas Universidades públicas.

Existem outros *softwares* de custo mais acessível que, apesar de não serem dedicados exclusivamente à análise dinâmica, podem ser de grande ajuda na simulação de arranjos multicorpo, como por exemplo, a plataforma Simulink[®], parte integrante do programa MATLAB[®]. O Simulink[®] possui um pacote específico para sistemas mecânicos denominado SimMechanics[®], ferramenta de fácil utilização que interage com funções do próprio Simulink[®] e do MATLAB[®].

1.1 OBJETIVO

Esse trabalho tem por meta utilizar a ferramenta SimMechanics[®] e o método de Kane para o cálculo dos parâmetros cinemáticos e dinâmicos dos corpos constituintes do mecanismo biela manivela de um motor de quatro tempos, o mesmo motor utilizado na análise descrita por Montazersadhd e Fatemi (2007). O projeto também contempla a criação de uma malha padrão para bielas automotivas, contendo parafusos, pinos de conexão, bucha e bronzina, a qual será utilizada, futuramente, em análises estáticas e de fadiga.

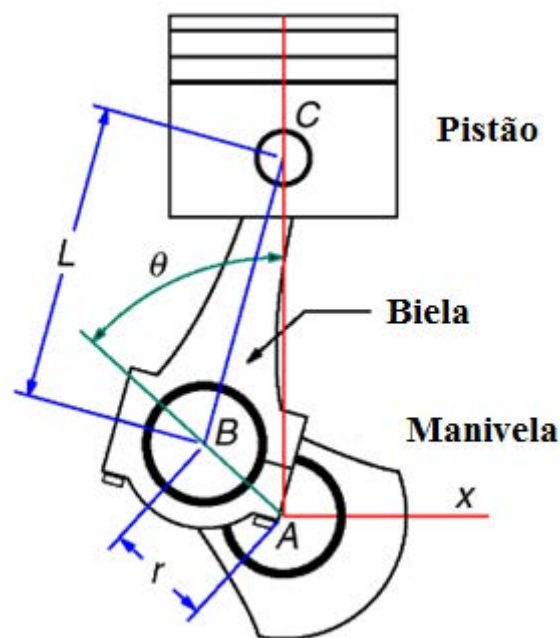
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

Os capítulos seguintes apresentam uma breve introdução teórica sobre os aspectos estruturais do mecanismo biela manivela e sobre o método de Kane, além de abordar as capacidades funcionais do pacote SimMechanics[®]. Após isso será apresentada, de maneira detalhada, a metodologia utilizada para o desenvolvimento dos algoritmos de cálculo e da interface de simulação, comparando, por fim, os resultados dos dois métodos com os valores apresentados por Montazersadhd e Fatemi (2007). Esse trabalho também apresenta uma configuração de malha para análises estruturais em bielas automotivas.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA – ASPECTO ESTRUTURAIS DO MECANISMO BIELA MANIVELA

O mecanismo biela manivela é um mecanismo utilizado para transmitir a energia piezométrica, oriunda do fenômeno da combustão, até o eixo virabrequim. Esse mecanismo é composto por: pistão, biela, pino de conexão, bucha, bronzina e por uma parte do virabrequim, que é constituído por dois moentes, um munhão e pelas hastes que conectam essas estruturas. A Figura 1 ilustra a vista lateral de um mecanismo biela manivela.

Figura 1: Vista lateral de um mecanismo biela e manivela



Fonte: (ESM, 2013)

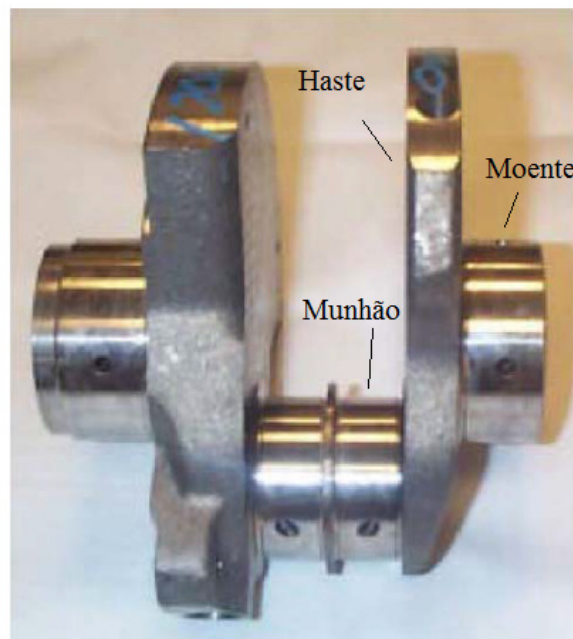
A Figura 2 ilustra as estruturas que constituem a manivela. Pode-se observar que existe um contrapeso ligado à extremidade esquerda do munhão, porém esse contrapeso é desconsiderado nos modelos dinâmicos mais simplificados, sendo substituído por uma haste simples, como a que está à direita do munhão.

O aspecto construtivo dessas estruturas é de grande importância para a garantia da integridade do motor.

O pistão suporta os maiores carregamentos durante o funcionamento do motor, já que é o componente responsável pela absorção das ondas de pressão oriundas da combustão. Segundo MARTINS(2011), tem-se optado pela adição ligas ao material base no processo de

fabricação de pistões automotivos, principalmente ligas hípereutéticas de Alumínio (16% de Silício), as quais apresentam condutibilidade térmica considerável, além de alto ponto de fusão e parâmetros de resistência relevantes quando comparadas ao Alumínio puro. Quanto ao processo de fabricação, os pistões podem ser produzidos por forjamento ou fundição, sendo que no último são necessárias usinagens sucessivas. Estruturalmente, o pistão é composto pela coroa (parte superior, que contém ranhuras) e pela saia (parte inferior), além de possuir uma série de anéis ao longo de seu comprimento, os quais têm como função isolar a atmosfera da câmara de combustão, auxiliar na absorção de cargas compressivas, e “raspar” o óleo da parede do cilindro, enviando-o para as estruturas inferiores. De acordo com MARTINS(2011) é usual a adoção de um diâmetro de coroa menor do que o adotado na saia, já que a primeira fica exposta a temperaturas altíssimas e o fenômeno da dilatação deve ser considerado. Outra estratégia existente é fabricá-lo com uma forma levemente elíptica, que seria corrigida pela dilatação térmica.

Figura 2: Componentes da manivela



Fonte: (MONTAZERSADHD; FATEMI, 2007)

Quanto ao aspecto cinemático, o pistão descreve um movimento de translação no interior do cilindro, sendo conectado à biela por um pino de aço que gira livremente.

Assim como os pistões, o virabrequim pode ser oriundo de forjamento ou fundição, porém os materiais usados são aço e ferro, respectivamente (MARTINS, 2011). O

acabamento dessa estrutura é feito através de operações de usinagem sucessivas, retirando rebarbas, criando furos para o escoamento de óleo lubrificante, gerando moentes e munhões, entre outros. Os carregamentos no virabrequim são oriundos de torção e flexão, logo se opta por tratar termicamente a peça, com o intuito de elevar sua resistência mecânica (MARTINS, 2011). O virabrequim está posicionado no bloco do motor através do contato das bronzinas (estruturas bipartidas que envolvem os moentes) com os apoios existentes no bloco. O movimento descrito por este componente é essencialmente rotacional, sendo transmitido através de correias ou engrenagens para outros componentes que necessitam de energia (bomba d'água e de combustível, por exemplo).

A biela atua de forma a converter o movimento translacional do pistão em rotação descrita pelo virabrequim. Sua trajetória é composta pela translação de seu olhal menor e pela rotação de seu olhal maior em torno do centro de rotação do virabrequim. Segundo MARTINS (2011) esse componente pode ser dividido em chapéu, corpo e pé, de maneira que o chapéu e o corpo são unidos por dois parafusos. O contato entre olhal maior e munhão é intermediado por uma bronzina, componente cilíndrico feito de aço com uma fina camada de metal macio (geralmente uma liga) na sua face interna. A bronzina tem por meta prevenir o desgaste da biela, além de garantir a rotação do par biela/bronzina livremente em torno do centro de rotação do virabrequim. Na extremidade oposta, o contato é intermediado por uma bucha, que é posicionada sobre interferência no olhal menor.

Por muitos anos, as bielas foram produzidas por forjamento de blocos de aço, porém havia um aspecto negativo decorrente desse processo: as inúmeras operações de usinagem necessárias para que o chapéu e o corpo pudessem ser posicionados corretamente (AFZAL, 2004). No processo de forjamento clássico há duas opções: o forjamento em separado do chapéu e do corpo, ou o forjamento de uma única peça. Ambos os processos geram imperfeições na interface chapéu/corpo, implicando na adição de operações para corrigir essas imperfeições, o que encarece o produto final. Com o advento da metalurgia do pó, o processo de fabricação substitui as matrizes de aço por uma mistura de metais e agentes ligantes, todos na forma de pó (AFZAL, 2004). Essa mistura base era submetida à compactação, sinterização (aquecimento gradativo em ambiente controlado) e forjamento a quente. Segundo Afzal (2004) as características adquiridas pelo produto após esses processos, aliadas a uma operação específica de separação do chapéu e do corpo, foram capazes de eliminar as operações de acabamento na superfície de separação, além de melhorar a vida em fadiga do componente. Hoje em dia o processo de forjamento clássico voltou a ser utilizado, mas com aços como o

DIN C70 e aços microligados (MnVS4), eliminando, da mesma forma, as etapas de acabamento na interface de separação, além de apresentar uma redução nos custos de fabricação quando comparado ao forjamento da matriz sinterizada (AFZAL, 2004).

2.1 ASPECTOS CINEMÁTICOS DOS ELEMENTOS DO ARRANJO BIELA MANIVELA

O movimento descrito por tal arranjo é essencialmente planar, porém existem ressalvas importantes a serem feitas.

O pistão, além de descrever uma translação recíproca ao longo de seu eixo, apresenta mais cinco graus de liberdade, sendo dois deles relevantes para análises dinâmicas refinadas. O primeiro deles é descrito pela translação desse componente na direção perpendicular ao eixo do pino de conexão, sendo comumente chamado de movimento lateral, já o segundo diz respeito à rotação do pistão em torno do pino de conexão, originando uma inclinação em relação ao eixo onde ocorre a translação recíproca. Esses deslocamentos ocorrem devido à folga existente entre pistão e cilindro, folga essa necessária para comportar a dilatação térmica da estrutura. Segundo Dongfang (2000), modelos que levam em conta esse comportamento tendem a ser complexos, pois analisam fatores como o filme de óleo existente no contato pistão/cilindro e as condições que levam a cavitação desse fluido, a deformação elástica que ocorre na direção radial do pistão devido à compressão da camada de lubrificante, além do equacionamento da translação recíproca. O conjunto de equações originado pelo modelo global produz um sistema não linear, o qual pode ser resolvido por iteração computacional.

Ainda existem modelos que levam em conta o movimento dos anéis retentores dentro das ranhuras do pistão. Esses anéis transladam de maneira recíproca no sentido axial, além de sofrerem torção e flexão. O deslocamento dessas estruturas é originado pelo desequilíbrio entre as forças de pressão originadas pelo gás da câmara de combustão e pelas forças de atrito entre o segmento e a parede do cilindro. Segundo Mittler et.al (2009), existe a possibilidade de que os anéis não completem o movimento de translação, iniciando o seu retorno antes que entrem em contato com a face oposta da ranhura, deixando frestas que conduzem gases para a região do virabrequim e óleo lubrificante para o interior do cilindro, prejudicando assim o funcionamento do motor.

Alguns trabalhos também consideram o comportamento hidrodinâmico do lubrificante nas juntas de conexão da biela, como o que foi proposto por Daniel e Cavalca (2011). No

estudo em questão, os pesquisadores consideraram a existência de um filme de óleo entre a bucha e o pino de conexão, de maneira que o pino poderia rotacionar em torno de seu eixo e transladar radialmente, variando a espessura da camada de lubrificante. O algoritmo de simulação desenvolvido contava com equações que garantiam um comportamento híbrido, ou seja, caso a razão de excentricidade entre o pino e a bucha fosse menor que 0,9, o contato direto pino/bucha era levado em conta e as equações do modelo biela manivela clássico (um único grau de liberdade) eram utilizadas; caso contrário, as equações desenvolvidas pelos pesquisadores eram levadas em conta (modelo com três graus de liberdade). O algoritmo mostrou-se eficiente para prever o comportamento dinâmico do sistema e a distribuição de pressão no filme de óleo, apesar da constatação de pontos de descontinuidade devido à transição entre os modelos de equacionamento.

A modelagem do arranjo pode ser ainda mais complexa caso seja levado em conta o caráter flexível de cada componente, ou ainda a influência das frequências naturais de cada estrutura durante o funcionamento do mecanismo.

Como pode ser constatado, o modelamento do mecanismo biela manivela apresenta um grau de complexidade considerável caso não sejam adotadas algumas simplificações.

2.2 MÉTODO DE KANE

O método de Kane é classificado como um método multicorpo que faz uso do princípio de Jourdain para facilitar a determinação das equações de movimento dos corpos envolvidos. A técnica introduzida por Kane prevê a determinação da equação do movimento e das forças de vínculo dos pontos de interesse, eliminando a necessidade da análise dinâmica de cada componente.

Primeiramente, Kane utilizou o conceito de coordenadas generalizadas, que nada mais são do que variáveis capazes de discretizar a posição de cada partícula do arranjo em um dado tempo t , satisfazendo, ao mesmo tempo, as equações de vínculo que restringem o movimento relativo dos corpos. Uma regra simples e eficiente para a determinação de quais são as coordenadas generalizadas de um modelo seria, adotar algumas coordenadas e tentar discretizar a posição de cada partícula do arranjo, caso seja possível, as coordenadas adotadas são ditas generalizadas.

A derivada temporal de tais coordenadas, as velocidades generalizadas, desempenham um papel importantíssimo no método descrito por Kane, pois é a partir delas que se definem as velocidades parciais de corpos e pontos de interesse.

As velocidades parciais são obtidas através da inspeção das expressões de velocidade do ponto ou corpo em questão; na realidade essas velocidades são compostas pela matriz que pré-multiplica o vetor de velocidade generalizada na expressão de velocidade de cada corpo ou ponto de interesse. As velocidades parciais são introduzidas por Kane (1985) nas equações que compõem as forças e torques que existem no sistema.

Como mencionado anteriormente, o método de Kane permite o uso de um artifício para que forças e torques, originados em vínculos específicos, sejam calculados sem que uma análise dinâmica de cada elemento da estrutura seja necessária. Esse artifício trata da adição de velocidades generalizadas inexistentes nos pontos de vínculo onde se deseja obter as forças ou torques reativos, mesmo que aqueles pontos não possam se mover na direção indicada. Além da adoção dessas velocidades (lineares ou angulares), a variável reativa que se quer calcular deve ser incluída no vetor de forças ou torques resultantes do corpo, de acordo com a sua natureza. O algoritmo de Kane se encarrega de propagar as velocidades generalizadas adicionais, tornando evidentes as componentes reativas de interesse; depois de obtida a equação do movimento, os termos que contém as velocidades adicionais devem ser desprezados, já que essas velocidades não existem na realidade.

2.3 VISÃO GERAL SOBRE ASPECTOS DO *SOFTWARE* SIMMECHANICS[®] QUANTO À ANÁLISE DE SISTEMAS COMPOSTOS POR CORPOS RÍGIDOS

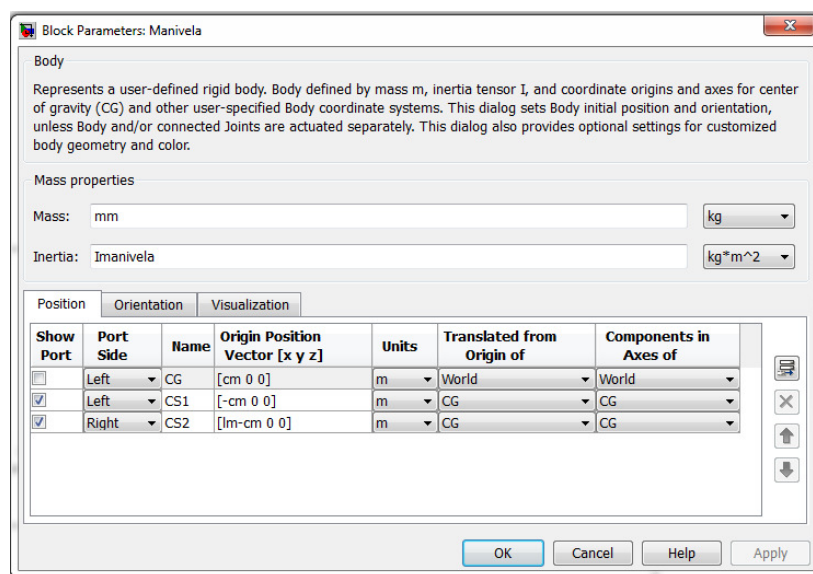
Esse subtópico tem por objetivo realizar um resumo sobre as capacidades do *software* SimMechanics[®], com ênfase nas funções utilizadas para o desenvolvimento do modelo que será discutido nos próximos capítulos.

Como foi dito anteriormente, SimMechanics[®] é uma parte integrante do pacote Simulink[®], interface incluída no *software* Matlab[®]. Esse pacote traz consigo modelos pré-programados e agrupados em blocos, tornando mais fácil e intuitiva a construção de arranjos mecânicos complexos. Esses blocos são agrupados em abas de acordo com a natureza de cada um; as principais abas são as seguintes: corpos, restrições e *drivers*, elementos de força, elementos de interface, juntas, sensores e atuadores, e utilidades.

A primeira aba contém blocos de corpo, referência, ambiente de máquina e ambiente compartilhado.

O bloco de corpo possui como variáveis os parâmetros de inércia (massa, matriz de inércia), de posicionamento, de orientação e visualização. Quanto ao posicionamento, o corpo deve ter seu centro de gravidade localizado, através da adoção de um sistema de coordenadas (porta CG) com origem nesse ponto. Esse sistema de coordenadas pode ser originado pela translação e rotação de sistemas de coordenadas já existentes, através da inserção de parâmetros nas abas de posicionamento e orientação. Cada bloco de corpo possui originalmente duas portas (CS1 e CS2), onde se pode conectar juntas e sensores de corpo; a localização dessas portas deve seguir o mesmo procedimento usado na porta CG. A criação de portas adicionais é permitida pelo programa, desde que sejam devidamente posicionadas no espaço. A Figura 3 ilustra o conteúdo de um bloco de corpo.

Figura 3: Variáveis de um bloco de corpo



Fonte: Própria autoria

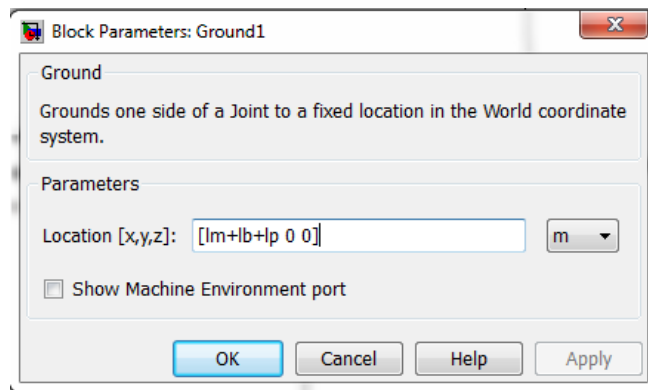
Como pode ser observado na Figura 3, variáveis foram usadas para parametrizar os valores de posição, inércia, e massa, isso pode ser feito para tornar o sistema mais versátil, pois com essa parametrização o usuário pode inserir valores correspondentes ao seu sistema. Esse artifício será explicado mais detalhadamente no decorrer do texto.

O bloco de referência localiza o modelo no sistema de coordenadas globais, através da inserção de um vetor de posicionamento e da conexão desse bloco a um dos blocos de corpo do arranjo. O bloco de referência possui uma porta extra para a conexão de um bloco de

ambiente de máquina, para que este seja configurado. Todo modelo deve conter pelo menos um bloco de referência. A Figura 4 ilustra o conteúdo de um bloco de referência.

O bloco de ambiente de máquina é usado para inserir parâmetros relativos à simulação. Possui quatro abas: parâmetros, restrições, linearização e visualização.

Figura 4: Variáveis de um bloco de referência



Fonte: Própria autoria

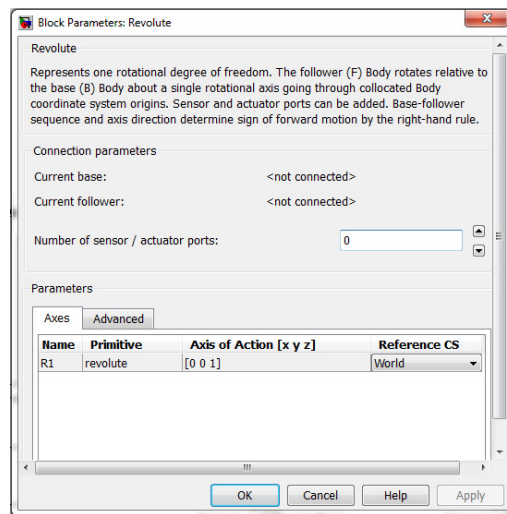
A primeira aba possibilita a especificação da gravidade, da dimensão do modelo (3D ou 2D), dos valores de tolerância permitidos no erro de posicionamento entre extremidades de corpos unidos por juntas de translação ou rotação, e do tipo de simulação. O *software* possui quatro tipos de simulação: dinâmica direta, onde são encontradas as posições, velocidades, acelerações dos corpos para que funções temporais de força e torque sejam atendidas; simulação inversa, onde o objetivo é calcular as forças e torques dado um grupo de parâmetros cinemáticos; cinemática, que é equivalente ao método anterior, porém para sistemas em *loop* fechado; e *trimming*, método que possibilita a determinação de pontos de equilíbrio dinâmico no sistema.

Os blocos classificados como elementos de força simulam osciladores linearmente amortecidos em juntas ou entre dois corpos. Esses blocos podem ser usados para o modelamento de forças resistivas entre corpos e em juntas.

Blocos agrupados como elementos de interface são capazes de interligar sinais do SimMechanics[®] com sinais mecânicos provenientes da biblioteca base do pacote Simspace[®]. Simspace[®] é um pacote do programa Simulink[®] capaz de criar, além de outras coisas, circuitos mecânicos, que no caso podem funcionar como atuadores externos em juntas prismáticas ou de revolução do SimMechanics[®].

Existem diferentes tipos de juntas: prismáticas, de revolução, rotacional, soldada, parafusada, entre outras. A junta prismática faz com as extremidades dos corpos ligados a ela transladem na direção de um eixo do sistema de coordenadas global, ou do sistema de um dos corpos conectados a ela (base ou seguidor). A junta de revolução é muito semelhante, porém ao invés de translação, ela impõe uma rotação em torno do eixo selecionado. A Figura 5 ilustra os parâmetros de entrada de uma junta de rotação.

Figura 5: Parâmetros de entrada de uma junta de revolução



Fonte: Própria autoria

Os conectores são elementos desprovidos de massa que são capazes de unir diretamente duas juntas.

O SimMechanics[®] fornece uma gama de sensores e atuadores, porém os mais usados são os sensores e atuadores de corpo ou junta.

Os sensores de junta podem medir posição, velocidade, aceleração, força computada (ou torque, no caso de uma junta de revolução), e as forças ou torques reativos na junta. Todas essas variáveis podem ser medidas na junção com o corpo base, ou com o seguidor, e expressas nos sistemas de coordenadas global, da porta base ou da porta do corpo seguidor. A força ou torque de reação são vetores de três componentes que contém a força (ou torque) transferido do corpo base para o seguidor, já as variáveis computadas são projeções da grandeza reativa de mesma natureza (força ou torque) sobre o eixo da junta. Os vários sinais lidos pelo sensor podem ser multiplexados e fornecidos em um único sinal.

Os atuadores de junta podem fornecer parâmetros de entrada cinemáticos (espaço, velocidade e aceleração) ou forças generalizados (torque ou força propriamente dita,

dependendo do tipo da junta). Os sinais de atuação devem ser multiplexados independente da natureza da atuação. O SimMechanics[®] permite o uso de blocos do Simulink[®] para a criação de sinais de entrada para os atuadores, tornando o mecanismo de atuação mais versátil.

Os sensores de corpo são mais restritos, pois são capazes de medir somente parâmetros cinemáticos, expressos no sistema global ou local. Assim como os sensores, os atuadores de corpo também são limitados, enviando sinais de força ou torque à porta onde está conectado.

A aba de utilidades contém poucos blocos, mas o mais utilizado é a barra de ramificação, capaz de multiplexar sinais de saída de atuadores e usá-los como variável de entrada em uma única porta de junta, ou corpo. Esse bloco possui função semelhante quanto a sensores, se mostrando muito versátil e muito útil em modelos complexos.

As funções expostas até aqui representam muito pouco do que o pacote SimMechanics[®] oferece, além do que foi dada ênfase às características dos blocos utilizados no programa desenvolvido nesse trabalho. O documento disponível em Mathworks (2013) traz uma referência completa sobre as funções, modos de simulação, posicionamento de corpos, entre outros tópicos úteis sobre o programa.

2.4 ANÁLISE ESTRUTURAL DE BIELAS AUTOMOTIVAS POR ELEMENTOS FINITOS.

Atualmente, as principais simulações numéricas para a análise estrutural de biela automotiva compreendem testes de fadiga e flambagem (SILVA e BITTENCOURT, 2013). O método de elementos finitos é amplamente utilizado para tais análises, pois é capaz de calcular as tensões, deformações e deslocamentos de modelos com altíssima complexidade. Softwares como ANSYS[®], Abaqus[®] e HyperWorks[®] são capazes de simplificar a solução do problema, pois possuem algoritmos nativos que solucionam as equações, além de proporcionar uma interface de fácil compreensão ao usuário, tornando a modelagem do problema uma tarefa menos onerosa.

Como requisito inicial, as infinitas partículas que compõem a geometria devem ser agrupadas em elementos finitos, ou seja, elementos com dimensões pré-definidas. Esse conjunto de elementos é chamado de malha, estrutura na qual o algoritmo de solução opera efetivamente. Os softwares de elementos finitos possuem um ambiente de trabalho que permite ao usuário a criação de uma malha com padrões de qualidade controlados, além de permitir a aplicação de condições de contorno (forças, pressões e deslocamentos) nos vértices,

arestas e faces das geometrias, sendo que essas condições de contorno são posteriormente transferidas aos nós da malha automaticamente.

Grande parte das análises de elementos finitos de biela automotiva considera esse componente como um sólido perfeitamente simétrico em relação ao plano xy (vide Figura 6), como pode ser observado nas obras de Shenoy (2004) e Afzal (2004); essa adoção tem por meta a redução do tempo computacional, já que apenas metade do componente é analisado, porém deixa de considerar o desequilíbrio de massas gerado pelas imperfeições do processo de fabricação (forjamento ou fundição).

Além disso, algumas obras como as de Kumar, Grover e Budania (2012); Abdul-Lateef (2012) e Bharti et al. (2013) não consideram os parafusos de fixação, a bronzina, a bucha e os pinos de conexão na geração da malha, simplificando demasiadamente o modelo. É necessário que esses componentes sejam levados em conta, assim como foi feito por Silva e Bittencourt (2013), já que as tensões surgidas no contato de tais componentes são capazes de gerar deformações na estrutura.

Uma opção interessante para avaliar a influência de tais contatos seria a criação de um modelo que considerasse a assimetria da biela e incorporasse pinos, parafusos, bucha e bronzina. Com esse modelo poderiam ser feitas várias simulações, desde as mais simples, como as que consideram a aplicação direta das cargas nos olhais da biela, semelhante a que foi realizada por Abdul-Lateef (2012), até as mais complexas, que modelam os contatos com coeficientes de atrito, gerando não linearidades durante a solução (SILVA e BITTENCOURT, 2013).

3 METODOLOGIA

Primeiramente foi realizada uma revisão bibliográfica sobre aspectos construtivos e funcionais dos componentes do mecanismo biela manivela. Feito isso, procedeu-se ao estudo do método de Kane e do software Matlab[®], incluindo a revisão de tutoriais sobre o pacote SimMechanics[®].

O trabalho seguiu com a implementação do algoritmo de Kane através de duas rotinas, a primeira simbólica, que serviu para a determinação das equações das forças de vínculo e dos parâmetros cinemáticos, e a segunda numérica, utilizando os dados do modelo estudado por Montazersadhd e Fatemi (2007) como base. Os parâmetros desse mesmo modelo foram usados para a criação de um arranjo multicorpo no ambiente SimMechanics[®], monitorando, durante a simulação, os mesmo parâmetros que foram analisados pelo método anterior.

Por fim, uma malha prévia da biela foi criada, com o intuito futuro de desenvolver modelos para análise estrutural desse componente.

3.1 DADOS RELEVANTES SOBRE O MECANISMO BIELA MANIVELA UTILIZADO

Como descrito nos capítulos anteriores, o mecanismo biela manivela utilizado para os cálculos foi extraído do trabalho de Montazersadhd e Fatemi (2007). A Figura 6 ilustra o mecanismo, já tabela 1 reúne as dimensões, massas e momentos de inércia dos componentes da estrutura, além da velocidade de rotação da manivela.

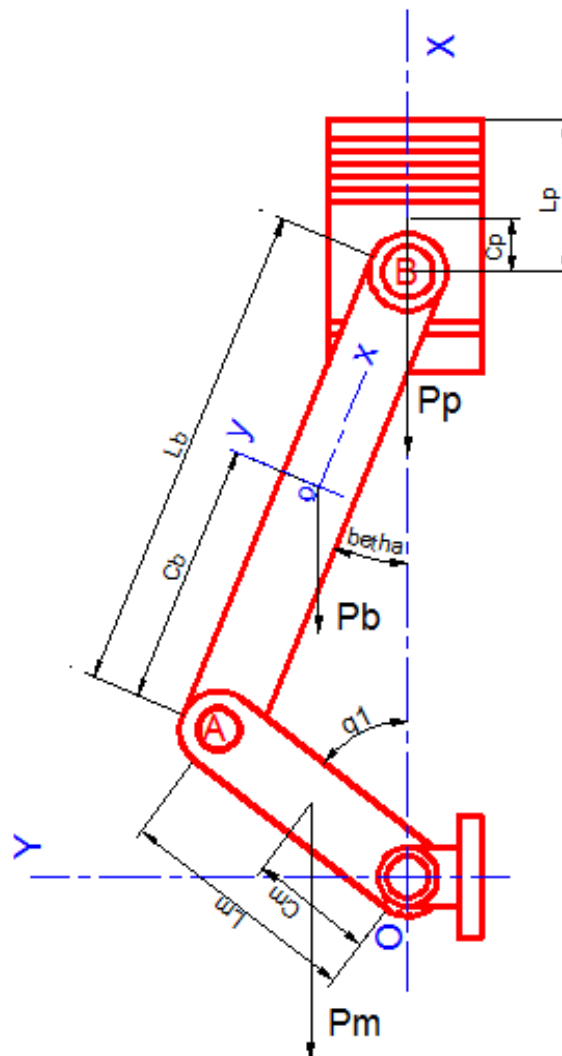
As dimensões C_m e C_p (Figura 6) são nulas, pois o centro de massa da manivela e do conjunto pistão, anéis e pino estão localizados na origem do sistema de coordenadas global, e no pino de montagem, respectivamente.

O momento de inércia da manivela não foi necessário, pois foi constatado, através do modelo de Kane, que as forças nas juntas A e B não dependiam dessa variável. Os produtos de Inércia da biela em relação ao eixo z não foram levados em conta, já que esse componente apresenta simetria nos planos xy e xz.

A curva de pressão em função ângulo de manivela utilizada para gerar a excitação do modelo foi baseada na curva apresentada por Montazersadhd e Fatemi (2007). Alguns pontos do gráfico original foram extraídos e uma função de interpolação do MATLAB[®] foi utilizada para reconstruir a curva original durante a execução dos algoritmos. Houve um pequeno

desvio entre a curva gerada e a fornecida pela bibliografia, porém não se constatou alterações significativas nos resultados. A Figura 7 ilustra os pares de pontos fornecidos por Montazersadhd e Fatemi (2007) a uma velocidade da manivela de 3600 rpm; já a Figura 8 apresenta a força originada pelas ondas de pressão na cabeça do pistão, força essa obtida pela multiplicação entre a área da secção transversal do pistão e os valores de pressão obtidos pela interpolação da curva original.

Figura 6: Ilustração do mecanismo biela manivela

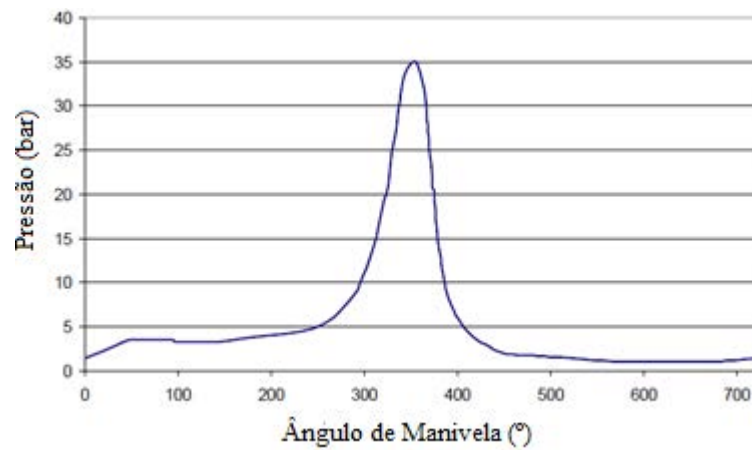


Fonte: Própria autoria

Tabela 1: Dimensões, massas e momentos de inércia dos componentes da estrutura

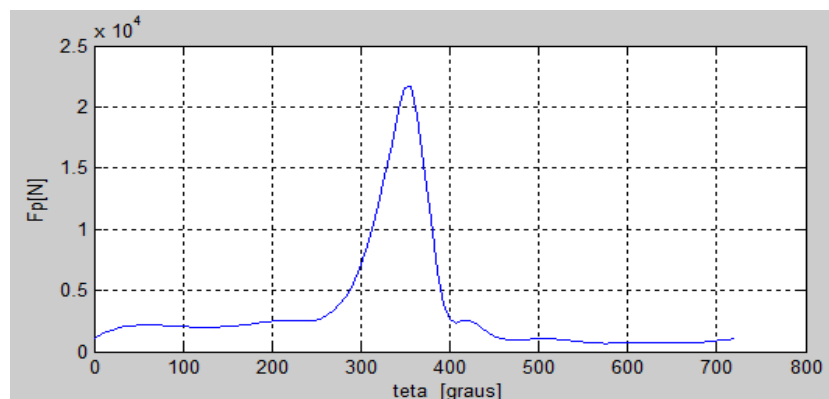
Massa da manivela (kg)	3,7191
Massa do conjunto pistão, anéis e pino (kg)	0,417
Diâmetro do pistão (mm)	89
Comprimento da manivela L_m (mm)	37
Comprimento da biela L_b (mm)	120,78
Distância C_b (C.G da biela em mm)	28,6
Momento de Inércia da Biela (I_{zz} em Kg.m^2)	$0,663.10^{-3}$
Velocidade da manivela (rpm)	3600

Figura 7: Gráfico de pressão por ângulo de manivela



Fonte: Montazersadhd e Fatemi (2007)

Figura 8: Força originada pelas ondas de pressão na cabeça do pistão



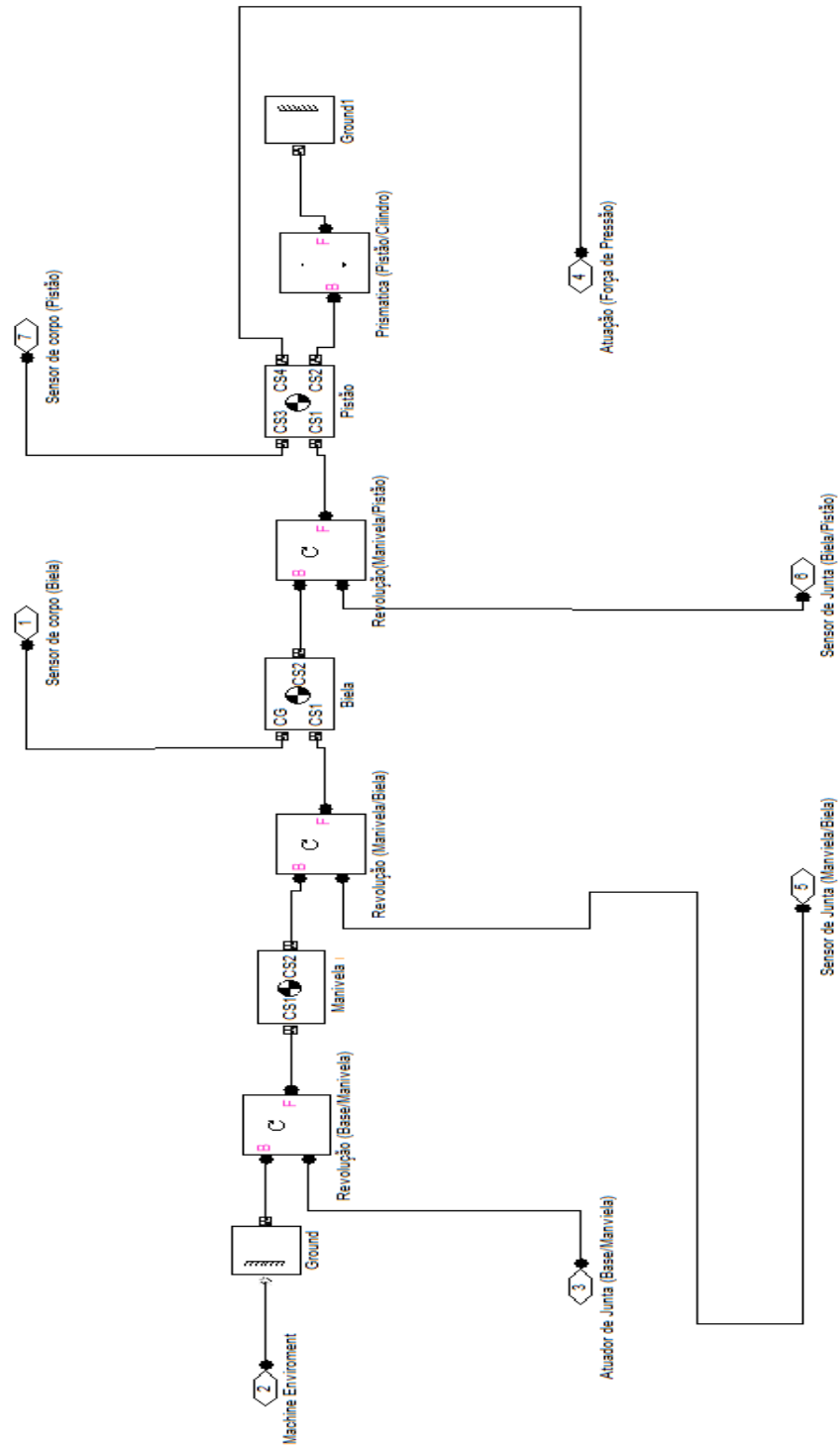
Fonte: Própria autoria

3.2 MODELAGEM DO MECANISMO NO SOFTWARE SIMMECHANICS®

Além da modelagem propriamente dita, foi necessária a criação de um algoritmo que gerasse os valores da força de pressão durante a simulação. A variável criada, Fp_t, continha os valores da força excitadora e o tempo de simulação em que cada valor deveria ser lido pelo SimMechanics®. O algoritmo gerador de pressão para o modelo do SimMechanics® encontra-se no Apêndice A. A Figura 9 apresenta o subsistema principal do modelo em questão.

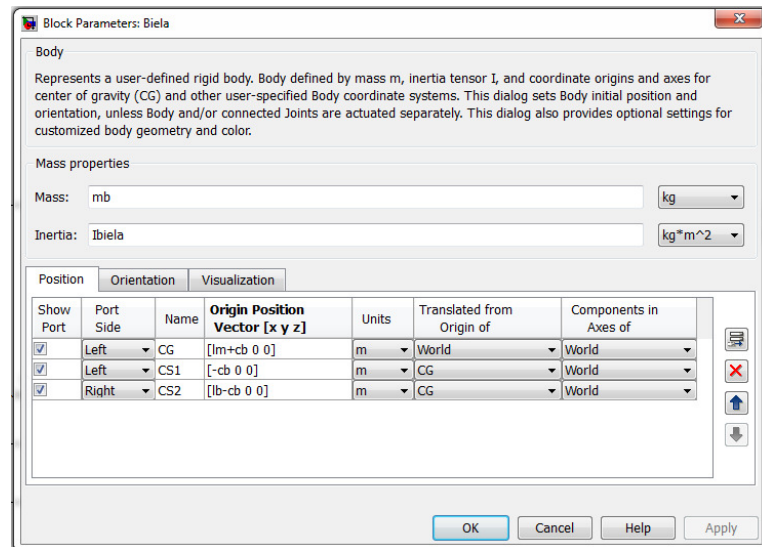
O subsistema principal é composto pelos blocos de corpo, de junta, e por atalhos que conduzem os sinais a outros subsistemas. A localização de cada porta dos blocos de corpo foi discretizada com os parâmetros geométricos correspondentes a cada componente, assim como as massas e as matrizes de inércia. A Figura 10 ilustra a configuração do bloco de corpo que representa a biela.

Figura 9: Subsistema principal do modelo do SimMechanics®



Fonte: Própria autoria

Figura 10: Configuração do bloco de corpo que representa a biela



Fonte: Própria autoria

As variáveis parametrizadas são de fundamental importância para a versatilidade do modelo, pois permitem que componentes com diferentes massas e dimensões sejam simulados. Inicialmente, o sistema foi orientado de maneira que o ângulo da manivela (q_1) fosse nulo, ou seja, todos os corpos estavam alinhados com o eixo X.

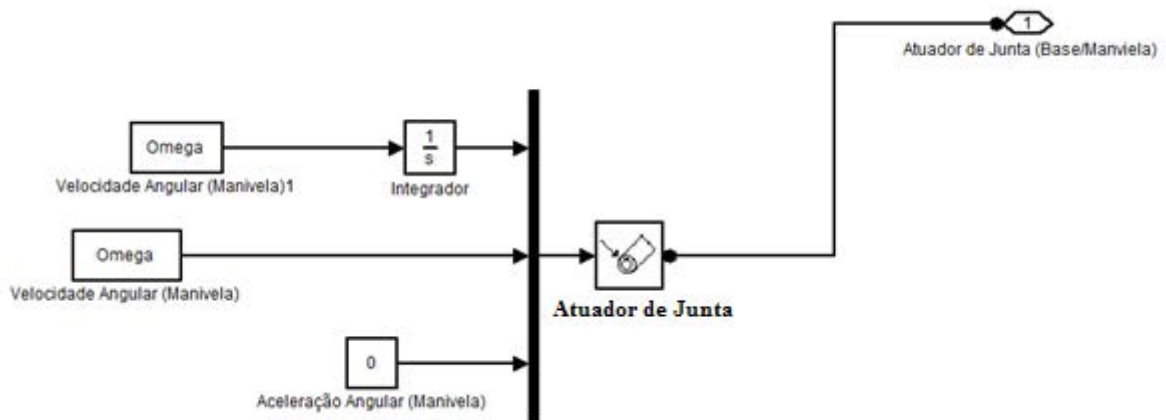
Foram usados dois blocos de referência (*Grounds*), o primeiro localizado na origem do sistema de coordenadas inerciais, e o outro a uma distância que correspondia à soma dos comprimentos dos componentes (biela, manivela e pistão), formando, dessa maneira, uma configuração em *loop*.

Quanto às juntas, foram usadas três de revolução e uma prismática. As juntas de revolução foram configuradas para que tivessem o eixo de ação (ou de rotação) paralelo ao eixo Z. O eixo de ação da junta prismática foi definido de tal maneira que fosse coincidente com o eixo X.

Os sensores e atuadores foram organizados em subsistemas conectados ao subsistema principal através de etiquetas. A Figura 11 ilustra o subsistema que agrupa os blocos responsáveis pelo controle de velocidade da manivela.

A simulação foi realizada a uma velocidade de manivela constante, no caso, 3600 rpm, e para isso foi necessário o desenvolvimento de um subsistema adicional para controlar essa velocidade. O controle foi feito por um atuador de velocidade, que garantia uma velocidade constante a manivela. Essa velocidade foi parametrizada através da variável Omega, que pode ser editada pelo usuário antes da simulação.

Figura 11: Subsistema de controle de velocidade da manivela

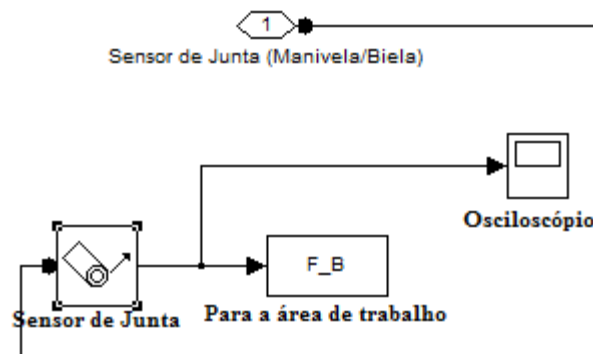


Fonte: Própria autoria

Nesse caso é necessário que o atuador receba sinais de deslocamento, velocidade e aceleração. Em vista disso, o sinal de velocidade foi integrado numericamente para a obtenção dos valores de deslocamento angular da junta (revoluções). Os sinais de atuação foram multiplexados antes de serem enviados ao atuador.

O subsistema que contém o sensor da junta manivela/biela está ilustrado na Figura 12.

Figura 12: Subsistema que contém o sensor da junta manivela/biela



Fonte: Própria autoria

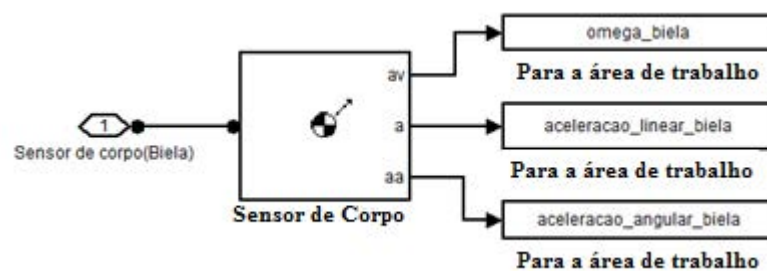
Esse sensor de junta mede a força de reação na biela durante a simulação. O sinal medido é exportado para o ambiente de trabalho do MATLAB® e armazenado na variável F_B; outra opção para monitorar esse sinal é o uso do osciloscópio mostrado na Figura 12. A mesma configuração foi elaborada para realizar a aquisição dos valores da força de reação na junta da biela/pistão, porém, os valores foram exportados e armazenados na variável F_C.

A Figura 13 apresenta o subsistema usado para o monitoramento dos parâmetros cinemáticos da biela.

Para esse subsistema utilizou-se um sensor de corpo que media a velocidade angular, e as acelerações da biela, todas referenciadas ao sistema de coordenadas local. Esses sinais foram exportados e armazenados no ambiente de trabalho do MATLAB[®].

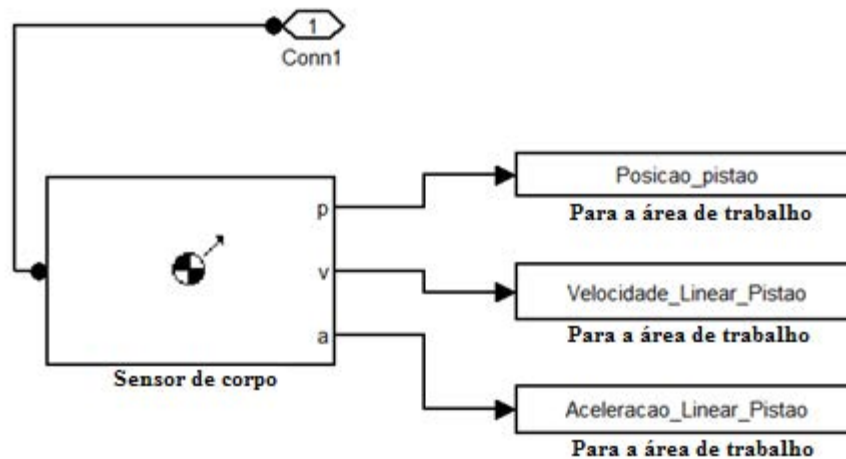
O mesmo foi feito para o monitoramento dos parâmetros cinemáticos do pistão, como pode ser visto na Figura 14.

Figura 13: Subsistema responsável pelo monitoramento dos parâmetros cinemáticos da biela



Fonte: Própria autoria

Figura 14: Subsistema responsável pelo monitoramento dos parâmetros cinemáticos do pistão

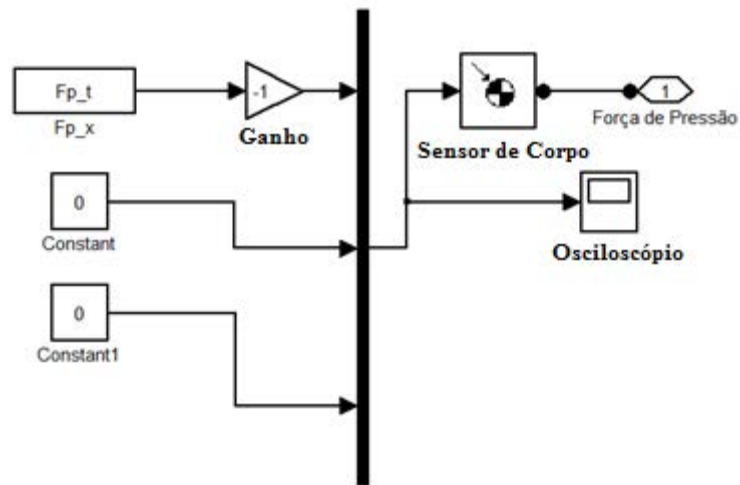


Fonte: Própria autoria

O subsistema responsável pela aplicação da força de pressão está ilustrado na Figura 15. Foi usado um atuador de corpo para aplicar os valores de força de pressão sobre a cabeça do pistão; essas forças foram importadas do ambiente de trabalho e multiplexadas com as componentes y e z, que nesse caso eram nulas. O sinal originado por Fp_t foi multiplicado por -1 devido ao sentido de aplicação da força, oposto ao eixo X.

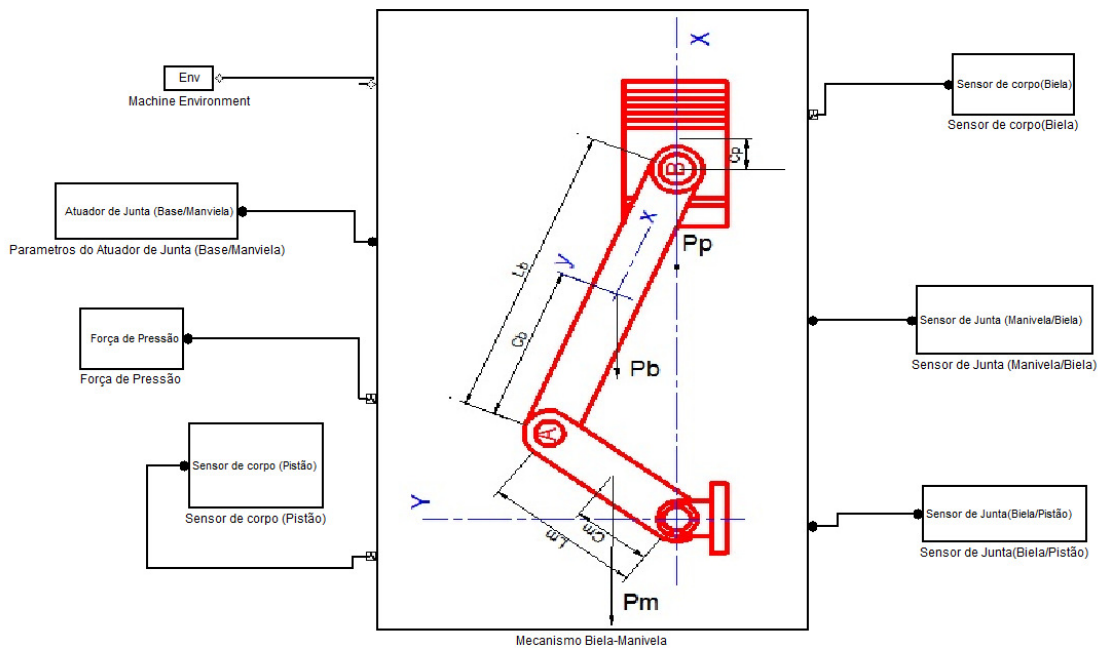
A Figura 16 ilustra todos os subsistemas do modelo e suas respectivas conexões. Clicando no bloco que contém a Figura do mecanismo, o usuário pode editar parâmetros como massa, matriz de inércia e dimensão de cada corpo; a velocidade angular da manivela pode ser modificada clicando no bloco do atuador de junta (biela/manivela).

Figura 15: Subsistema responsável à aplicação da força de pressão



Fonte: Própria autoria

Figura 16: Subsistemas conectados

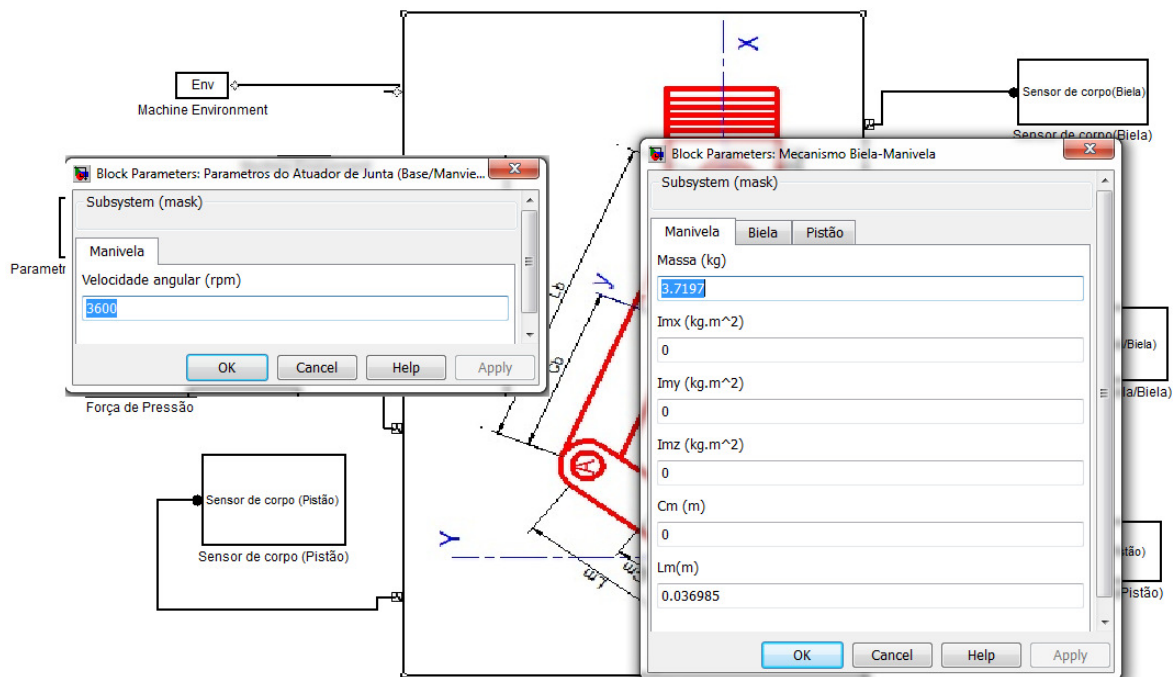


Fonte: Própria autoria

A Figura 17 mostra os subsistemas que compõem o modelo, assim como as abas de edição dos parâmetros dos corpos.

O tempo de simulação foi calculado para um ciclo completo do motor, ou seja, 720° ; além disso, o *solver* foi configurado para abordar o problema como uma análise do tipo cinemática (dinâmica inversa em *loop*).

Figura 17: Abas de edição dos parâmetros dos corpos



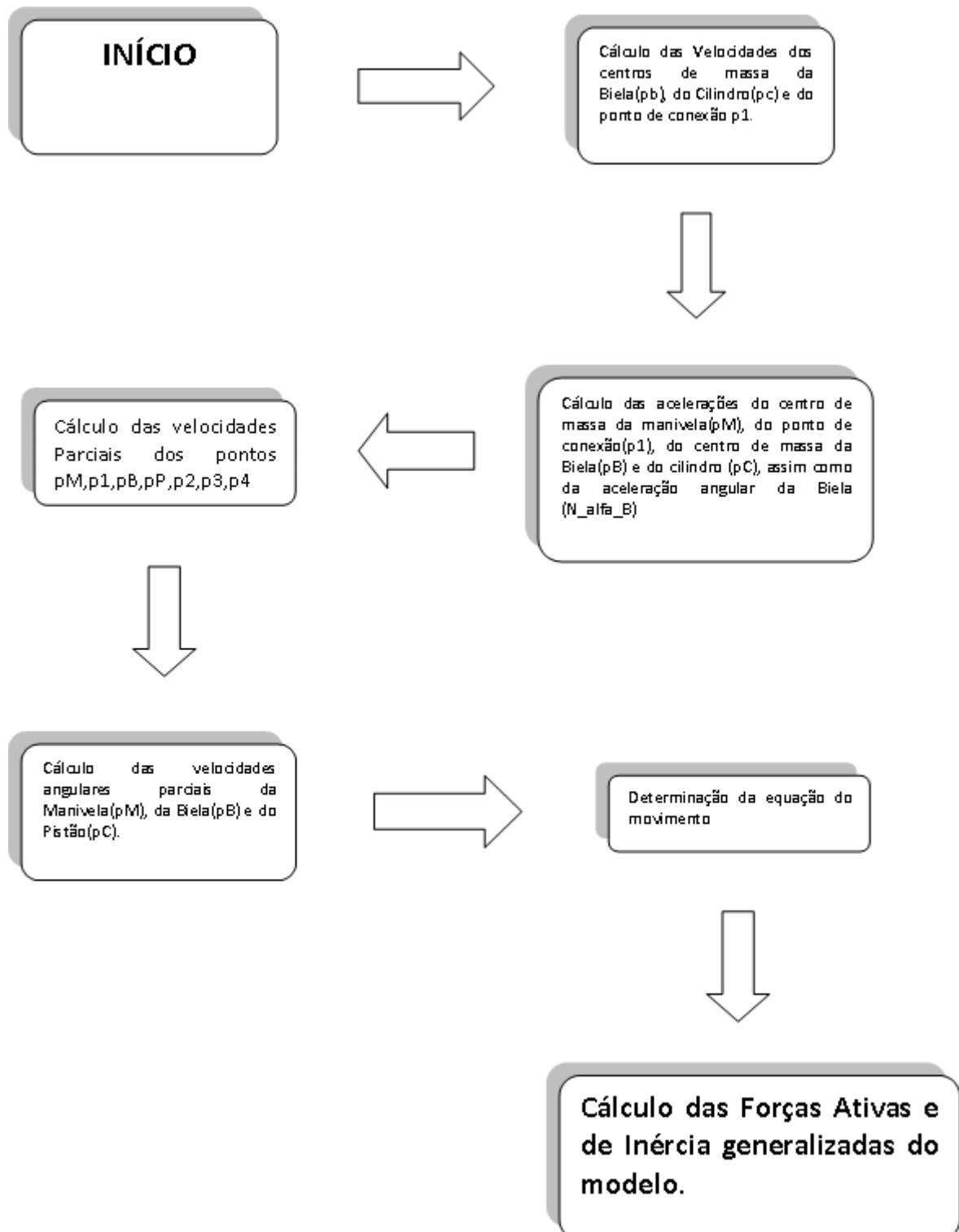
Fonte: Própria autoria

3.3 ALGORITMO DE SIMULAÇÃO OBTIDO PELO MÉTODO DE KANE

Como mencionado anteriormente, a modelagem pelo método de Kane contou com dois algoritmos de simulação, o primeiro simbólico que foi útil para a determinação das equações das forças de vínculo e dos parâmetros cinemáticos, e o segundo, numérico, utilizando os dados do modelo estudo por Montazersadhd e Fatemi (2007). A rotina simbólica se encontra no Apêndice B deste trabalho. As sub - rotinas responsáveis pela obtenção das matrizes antissimétricas, matrizes de rotação de sistemas de coordenadas, velocidades parciais, forças ativas generalizadas, forças e torques de inércia também se encontram em Apêndice.

Com o intuito de exemplificar a lógica de programação utilizada, podemos resumir o funcionamento da rotina simbólica através do fluxograma da Figura 18.

Figura 18: Fluxograma da execução do algoritmo simbólica de Kane



Fonte: Própria autoria

As expressões de força obtidas através da execução da rotina simbólica foram utilizadas no desenvolvimento do algoritmo numérico. Ainda na rotina simbólica nota-se que as

equações para os cálculos das acelerações angular da biela e linear do pistão foram omitidas e substituídas pelos coeficientes N_{α_B} e N_{acP_N} , respectivamente, dessa forma as expressões das forças nas juntas ficaram menores.

A sub – rotina numérica, incluída no Apêndice I, permite a criação de gráficos que agrupam: os valores das forças nas juntas da biela, os valores da força de pressão e alguns parâmetros cinemáticos do pistão. Os parâmetros estruturais do modelo podem ser inseridos pelo usuário, porém as linhas de comando relativas a essas ações foram incluídas como comentários. As expressões para o cálculo da aceleração angular da biela (α) e da aceleração angular do pistão (acP) foram incluídas nas linhas de programação, assim como as funções matemáticas para o cálculo dos outros parâmetros cinemáticos do pistão. O algoritmo numérico se encontra devidamente comentado no Apêndice citado acima, dispensando maiores esclarecimentos nesse capítulo.

3.4 GERAÇÃO DA MALHA PARA A ANÁLISE ESTRUTURAL DE BIELA AUTOMOTIVA

O intuito dessa seção é descrição do método de geração da malha criada em um modelo para a análise estrutural de biela automotiva, modelo esse que inclui a biela, parafusos de fixação, bronzina bipartida, bucha e pinos de conexão (olhal maior e olhal menor).

A geometria utilizada passou por algumas simplificações antes da geração das malhas, simplificações essas que incluíram a supressão de algumas arestas que delimitavam áreas muito pequenas e a correção de superfícies defeituosas, geradas no momento da importação dos sólidos para o programa de elementos finitos.

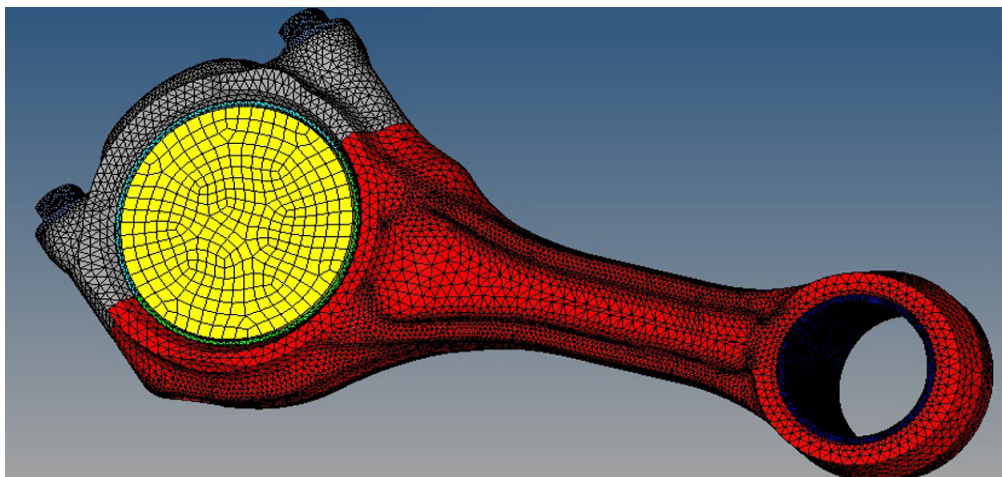
A malha foi gerada no software ANSYS[®], e composta por elementos Hexaédricos de ordem superior (20 nós) no pino do olhal maior e por elementos tetraédricos de ordem superior (10 nós) nos demais sólidos, tendo como padrão de qualidade uma razão de aspecto máxima igual a cinco. A malha, ilustrada na Figura 19, não está completa, pois o pino de conexão do olhal menor ainda não foi disponibilizado pela instituição colaboradora.

A Tabela 2 apresenta o tamanho dos elementos usados para a geração da malha.

Tabela 2: Tamanho dos elementos usados para a geração da malha da geometria

Geometria e região específica	Tamanho do elemento (mm)
Biela (haste)	3
Biela (chapéu)	3
Biela (chapéu, região próxima aos furos dos parafusos)	2
Biela (pé)	3
Biela (transições haste/cabeça e haste/pé)	2
Biela (Furos)	1
Biela (interface olhal menor/bucha)	2
Bucha	2
Bronzina	2
Parafusos de fixação	1
Pino de conexão (olhal maior)	4

Figura 19: Malhas dos componentes do modelo padrão

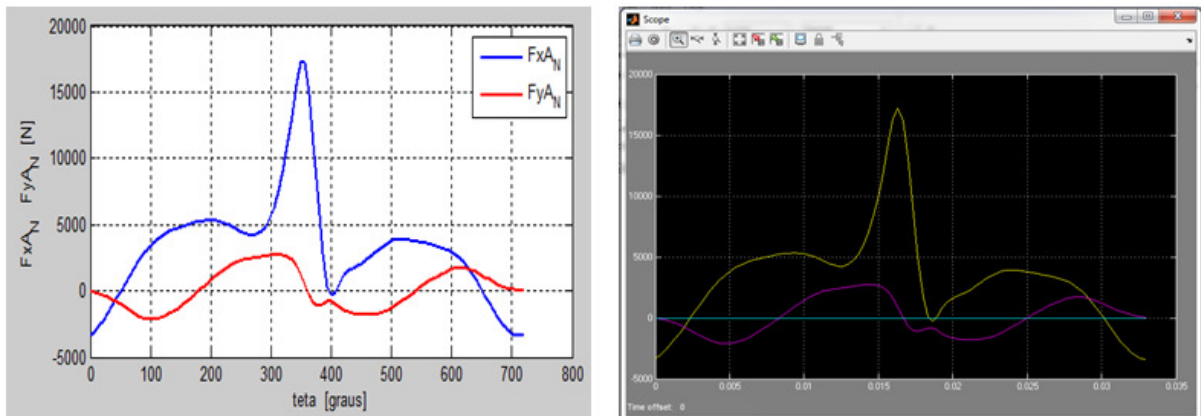


Fonte: Própria autoria

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

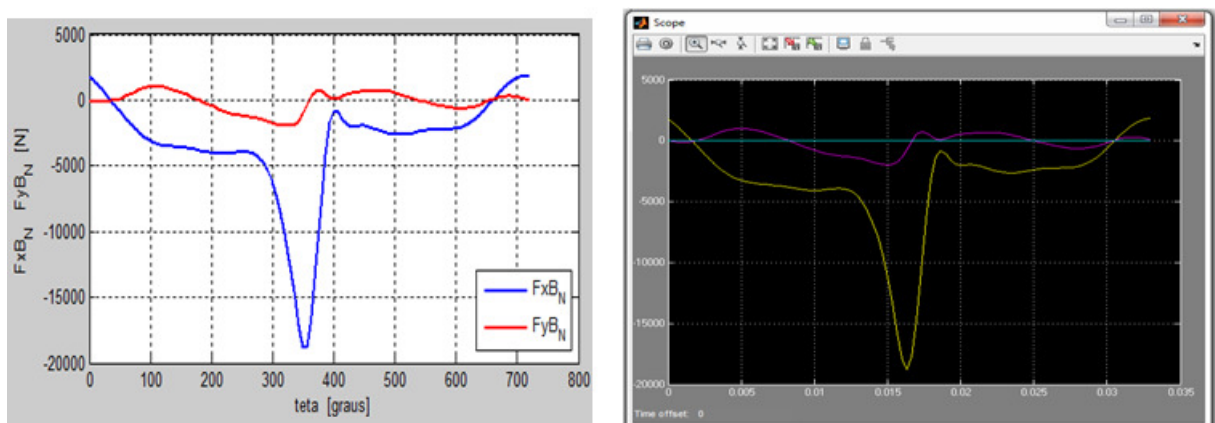
Identificou-se grande concordância entre os resultados obtidos nas simulações e os que foram apresentados por Montazersadhd e Fatemi (2007). Os valores de força nas juntas A e B (vide Figura 7) obtidos pelos dois métodos de simulação também foram comparados e apresentaram grande concordância. A Figura 20 ilustra as forças na junta de conexão entre a biela e a manivela, as quais foram expressas no referencial inercial OXY (Figura 7). A Figura 21 ilustra as forças na junta de conexão entre a biela e o pistão, as quais foram expressas no referencial inercial.

Figura 20: Forças na junta de conexão entre a biela e a manivela durante a simulação e expressas no referencial inercial (Esquerda –Matlab®; Direita - SimMechanics®)



Fonte: Própria autoria

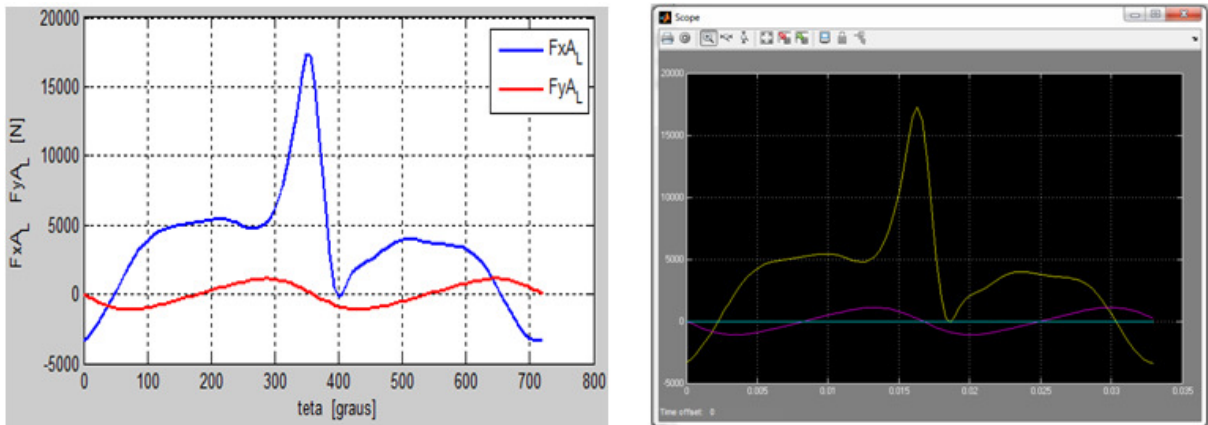
Figura 21: Forças na junta de conexão entre a biela e o pistão durante a simulação e expressas no referencial inercial (Esquerda – Matlab®; Direita - SimMechanics®)



Fonte: Própria autoria

A Figura 22 ilustra as forças na junta de conexão entre a biela e a manivela, as quais foram expressas no sistema de coordenadas local da biela. A Figura 23 ilustra as forças na junta de conexão entre a biela e o pistão, as quais foram expressas no sistema de coordenadas local.

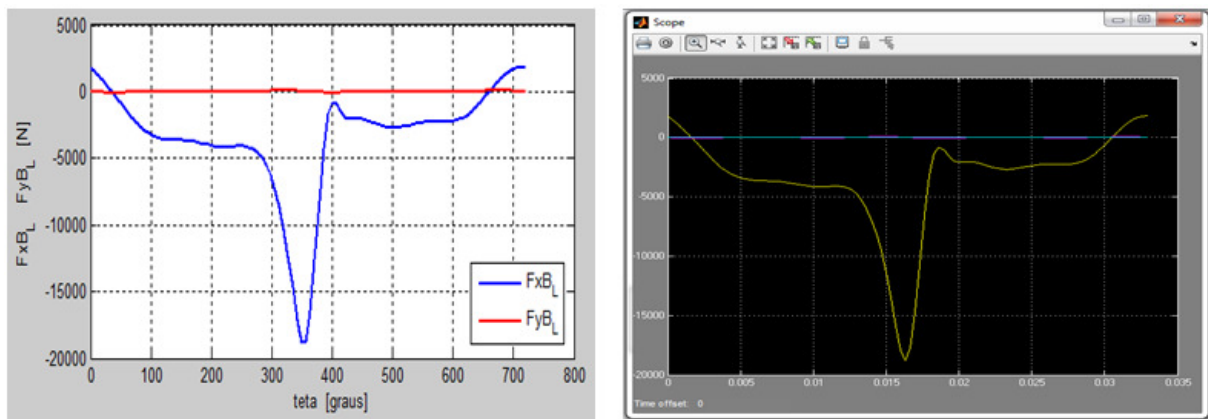
Figura 22: Forças na junta de conexão entre a biela e a manivela durante a simulação e expressas no referencial local da biela (Esquerda – Matlab®; Direita - SimMechanics®)



Fonte: Própria autoria

Observa-se que as forças axiais máximas nas juntas A e B surgem em um ângulo de manivela igual a 355° , algo que já era esperado, pois nesse momento ocorre a explosão da mistura no interior do cilindro.

Figura 23: Forças na junta de conexão entre a biela e o pistão durante a simulação e expressas no referencial local da biela (Esquerda – Matlab®; Direita - SimMechanics®)



Fonte: Própria autoria

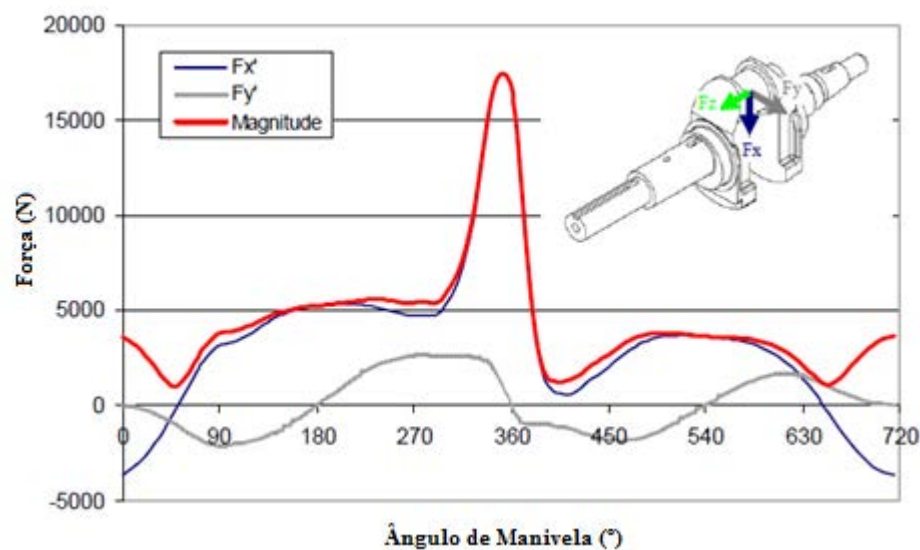
Para a análise estrutural utilizam-se as forças axiais máximas referenciadas ao sistema de coordenadas local da biela, desprezando as componentes radiais (F_{yA} e F_{yB}), pois

possuem magnitude desprezível quando comparadas as primeiras (SHENOY, 2004). Portanto, as forças axiais máximas utilizadas em uma possível análise estrutural seriam 17312 N (junta A) e 18350 N (junta B).

Analisando o comportamento dos gráficos acima, é possível notar que as componentes radiais são influenciadas pela força de pressão (Figura 8); já as componentes radiais possuem um caráter oscilatório, resultado da ação das forças de inércia de cada corpo que compõe o arranjo.

A Figura 24 contém os valores da força de contato no olhal maior da biela obtidas por Montazersadhd e Fatemi (2007). Todos os esforços foram expressos em um referencial newtoniano cuja orientação é idêntica ao sistema de coordenadas OXY (Figura 6), utilizado nas simulações descritas no capítulo anterior.

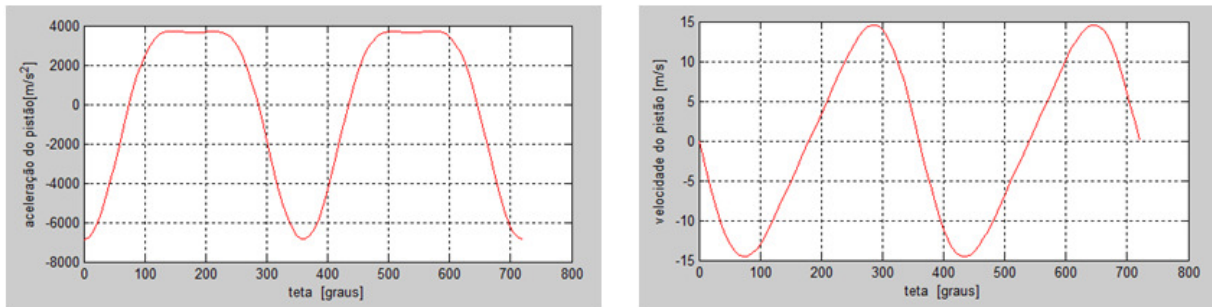
Figura 24: Esforços surgidos no olhal maior da biela e expressos no referencial inercial



Fonte: (Montazersadhd; Fatemi, 2007)

Comparando a Figura 24 com a Figura 22 nota-se uma grande concordância nos valores obtidos entre os métodos de simulação apresentados nesse trabalho, e os que foram utilizados por Montazersadhd e Fatemi (2007). A semelhança também se estende aos aspectos cinemáticos do modelo. A Figura 25 inclui os gráficos de velocidade e aceleração linear do pistão, obtidos através do algoritmo de Kane.

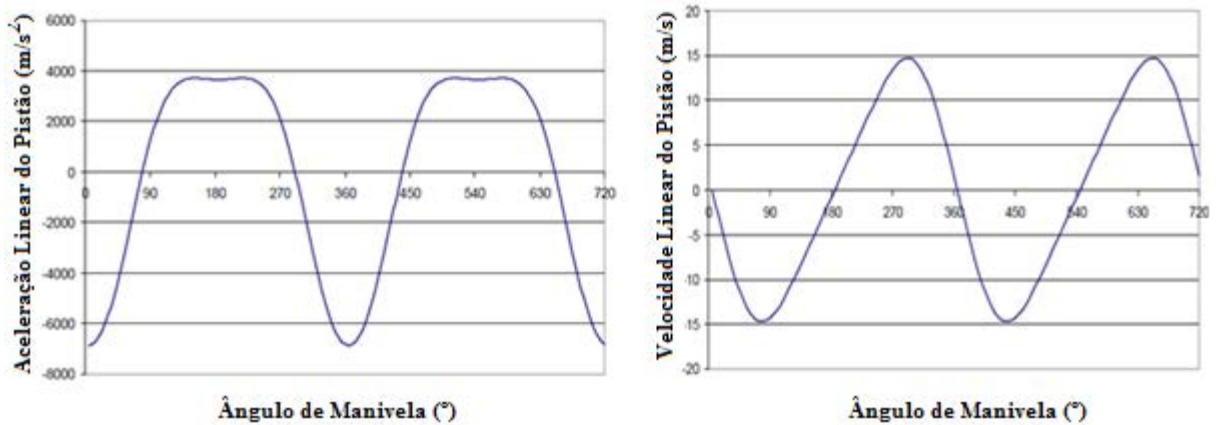
Figura 25: parâmetros cinemáticos do pistão, e gráfico de força de pressão por ângulo da manivela obtido com o algoritmo de Kane



Fonte: Própria autoria

A Figura 26 inclui os gráficos de velocidade e aceleração linear do pistão, obtidos por Montazersadhd e Fatemi (2007).

Figura 26: Gráficos de velocidade e aceleração linear do pistão



Fonte: Montazersadhd e Fatemi (2007).

5 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos, tanto no modelo de Kane, quanto na simulação com a plataforma SimMechanics[®], foram satisfatórios, e apresentaram grande concordância com os resultados obtidos por Montazersadhd e Fatemi (2007).

Quanto ao nível de dificuldade relativo à criação dos modelos de simulação, pode-se dizer que o algoritmo simbólico de Kane mostrou-se mais oneroso, já que dependia da criação de várias sub – rotinas auxiliares, as quais eram executadas ao longo do código principal. A concepção do modelo na plataforma SimMechanics[®] foi menos onerosa, já que o software facilita a interação com o usuário através de blocos pré – programados.

Existe a intenção de utilizar esses modelos de simulação dinâmica para a obtenção das forças nas juntas da biela apresentada na seção 3.3, e com isso, realizar ensaios de flambagem e fadiga utilizando a malha apresentada na seção 3.4.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDUL-LATEEF, Wisam. Finite element analysis of connecting rod using nastran software. **The Iraqi Journal for Mechanical and Material Engineering**, Baghdad, p. 357-374. dez. 2012.

AFZAL, Adila. **Fatigue behavior and life predictions of forged steel and powder metal connecting rods**. 2004. 263 f. Tese (Mestrado) - Universidade de Toledo, Toledo, 2004.

BAI, Dongfang. **Solving piston secondary motion of internal combustion engines**. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 2000. 5 p.

BHARTI, Y. K. et al. Stress analysis and optimization of connecting rod using finite element analysis. **International Journal of Scientific & Engineering Research**, Houston, p. 1796-1803. 6 jun. 2013

ESM. **Kinetic analysis of the slider-crank**. Disponível em: <http://www.esm.psu.edu/courses/emch12/intdyn/activities/kinetics_rigid/slider-crank2/>. Acesso em: 19 ago. 2013.

KANE, T. R.; LEVINSON, David A. **Dynamics: theory and applications**. New York: Mcgraw-hill, 1985. 379 p. (Series in Mechanical Engineering).

KUMAR, Anil; GROVER, Kamaldeep; BUDANIA, Balvinder. Optimization of connecting rod parameters using CAE tools. **International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology**, [s.i.], p. 98-104. set. 2012.

MARTINS, Jorge. **Motores de combustão interna**. 3. ed. Porto : Publindústria, 2011. 437

MATHWORKS (EUA) (Org.). **SimMechanics[®] user's guide: R2011b**. Disponível em: <www.mathworks.com>. Acesso em: 04 mar. 2013.

MITTLER, Richard; MIERBACH, Albin; RICHARDSON, Dan. **Understanding the fundamentals of piston ring axial motion and twist and the effects on blow-by**. Milwaukee: Asme Internal Combustion Engine Division, 2009. 15 p.

MONTAZERSADHD, F. H.; FATEMI, Ali. **Stress analysis and optimization of crankshafts subject to dynamic loading**. Toledo: AISI, 2007. 185 p

SHENOY, P. S. **Dynamic load analysis and optimization of connecting rod.** 2004. 190 f. Tese (Mestrado) - University Of Toledo, Toledo, 2004.

SILVA, Rafael Augusto de Lima e; BITTENCOURT, Marco Lúcio. **Optimization methods applied to automotive connecting rod mechanical design.** [s.i.]: SAE Internacional, 2013. 18 p.

TOMAZINI, J. E. **O modelo multicorpo aplicado a um manipulador: modelo rígido e flexível.** 1997. 126 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica – Dinâmica) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1997.

APÊNDICE A - ALGORITMO GERADOR DE PRESSÃO PARA O MODELO DO SIMMECHANICS®

```

clear all;
clc;

dp=0.089; % diâmetro do pistão
w=3600; % velocidade da manivela em rpm
u1=2*pi*w/60;% velocidade da manivela em rad/s

tmax=4*pi/u1; %% cálculo do tempo máximo de simulação em função da velocidade da
manivela

t=linspace(0,tmax,100); %% vetor de tempo

q1=u1*t; %% vetor de angulos

%% angulos de referência extraídos da curva de Pressão por ângulo de Manivela fornecida
por Montazersadhd e Fatemi (2007)
q1_ref=[0 55.56 111.11 166.67 222.22 277.78 333.33 355.56 388.89 416.67 444.44 ...
500.00 555.56 611.11 666.67 720.00]*pi/180;
%% pressões de referência extraídas da curva de Pressão por ângulo de Manivela fornecida
por Montazersadhd e Fatemi (2007)
P_ref=1000*[175 350 321 350 408 642 2654 3500 817 408.33 233 175 117 117 117 175];
%% Função de interpolação entre os valores de referência e os ângulos gerados na linha 13
P=interp1(q1_ref,P_ref,q1,'spline');

A=pi*dp^2/4;

Fp=P*A;
%% Matriz de Força de Pressão contendo os respectivos instantes de simulação
Fp_t = [t;Fp]';

```

APÊNDICE B – ALGORITMO SIMBÓLICO DE KANE

```

%% Script do método de Kane para sistema biela-manivela com velocidade angular constante
%% Função: calcular a equação do movimento que correlaciona o modelo, evidenciando as
forças de vínculo nos pontos de conexão da biela
%% Autor: Rafael Aguera
%% Guaratinguetá 21/03/2013, SP, Brasil
%% Variáveis :
%%      u1 - velocidade generalizada da variável q1
%%      u2, u3, u4, u5 - velocidades generalizadas adicionais
%%      q1 - coordenada generalizada (ângulo entre a manivela e o eixo X do sistema de
referencia INERCIAL)
%%      Cm - Distância entre a origem do sistema Inercial até o centro de massa da
manivela
%%      Cb - Distância entre o ponto que interliga a manivela e a biela e o centro de massa
da biela
%%      Lb - Comprimento da Biela
%%      Lm - Comprimento da Manivela
%%      p1 - ponto de intersecção entre a biela e a manivela
%%      pM - ponto do centro de massa da manivela
%%      pB - ponto do centro de massa da manivela
%%      pC - ponto do centro de massa do Cilindro
%%      N_rp1_N - Vetor posição do ponto P1 com relação ao referencial INERCIAL e
expresso em coordenadas do sistema INERCIAL
%%      N_rpM_N - Vetor posição do ponto PM com relação ao referencial INERCIAL e
expresso em coordenadas do sistema INERCIAL
%%      N_vpM_N - Velcidade do ponto pb com relação ao referencial INERCIAL e
expressa em coordenadas do sistema INERCIAL
%%      N_vp1_C - Velocidade do ponto p1 em relação ao referencial local do cilindro e
expresso em coordenadas do sistema INERCIAL
%%      N_vp1_C - Velocidade do ponto p1 em relação ao referencial local do cilindro e
expresso em coordenadas do sistema INERCIAL
%%      C_omegaB_C - Velocidade angular da Biela com relação ao referencial local do
pistão, mas expresso em coordenadas do sistema local do cilindro
%%      N_omegaM_N - Velocidade angular da manivela com relação ao referencial
INERCIAL e expressa em coordenadas do sistema INERCIAL
%%      N_apM_N - Aceleração do ponto pM com relação ao referencial INERCIAL e
expresso em coordenadas do sistema INERCIAL
%%      C_rpBp1 - Vetor posição de pb a p1 expresso em coordenadas do sistema de
referencia local do cilindro
%%      C_rp1_C - Vetor posição de p1 com relação ao referencial local do cilindro e
expresso em coordenadas do sistema de referencia do mesmo
%%      C_rpB_C - Vetor posição de pb com relação ao referencial local do cilindro e
expresso em coordenadas do sistema de referencia do mesmo
%%      N_vpc_N - velocidade do ponto pc com relação ao referencial inercial e expresso
em coordenadas do sistema de referencia do mesmo.
%%      Ib - Momento de Inercia da Biela
%%      Im - Momento de Inercia da Manivela

```

```
%%      Ip - Momento de Inercia do Pistão
```

```
clc;
clear all;
```

```
%% Declaração das Variáveis simbólicas
```

```
syms u1 u2 u3 u4 u5 q1 Lm Lb Cm Cb N_rp1_N N_rpM_N C_vp1_C g mM mB mP beta
FxA_N FxB_N FyB_N FyA_N Fp Imx Imy Imz Ibx Iby Ibz Ipx Ipy Ipz acP2 acP alfaB z real
```

```
q= [u1;u2;u3;u4;u5];
```

```
Ib = [Ibx 0 0;0 Iby 0;0 0 Ibz];
```

```
Im = [Imx 0 0;0 Imy 0;0 0 Imz];
```

```
Ip = [Ipx 0 0;0 Ipy 0;0 0 Ipz];
```

```
%% Cálculo das Velocidades ods centros de massa da Biela(pb), do Cilindro(pc) e do ponto
de conexão entre a manivela e a biela(p1).
```

```
N_rpM_N = [Cm*cos(q1);Cm*sin(q1);0];
```

```
N_omegaM_N = [0;0;u1];
```

```
N_vpM_N = antisimetrica (N_omegaM_N)*N_rpM_N;
```

```
N_rp1_N = [Lm*cos(q1);Lm*sin(q1);0];
```

```
N_vp1_N =antisimetrica (N_omegaM_N)*(N_rp1_N);
```

```
N_vp2_N = N_vp1_N + [u2;u3;0];
```

```
N_rp1_N = [Lm*cos(q1);Lm*sin(q1);0];
```

```
N_rpP_N = [Lm*cos(q1)+Lb*cos(beta);0;0];
```

```
N_rpB_N = [Lm*cos(q1)+Cb*cos(beta);Lm*sin(q1)-Cb*sin(beta);0];
```

```
N_rPp1_N = N_rpP_N - N_rp1_N;
```

```
N_rpBP_N = N_rpB_N - N_rpP_N;
```

```
N_rpB1_N = N_rpB_N - N_rp1_N;
```

```
N_omegaB_N = [0;0;-N_vp2_N(2,1)/N_rPp1_N(1,1)];
```

```
N_vp3_N=[N_vp2_N(1,1)-N_omegaB_N(3,1)*N_rPp1_N(2,1);u3;0];
```

```
N_vp4_N = N_vp3_N + [u4 u5 0]';
```

```
N_vpP_N = N_vp4_N;
```

```
N_vpB_N = N_vp2_N + antisimetrica(N_omegaB_N)*N_rpB1_N;
```

%% Cálculo das acelerações do centro de massa da manivela(pM), do ponto de conexão(p1), do centro de massa da Biela(pB) e do cilindro (pC), assim como

%% da aceleração angular da Biela (N_alfa_B)

N_apM_N =antisimetrica(N_omegaM_N)*(antisimetrica(N_omegaM_N)*(N_rpM_N));

N_ap2_N =antisimetrica(N_omegaM_N)*(antisimetrica(N_omegaM_N)*(N_rp1_N));

%alfaB = (-N_ap2_N(2,1)+(N_omegaB_N(3,1))^2*(N_rPp1_N(2,1)))/N_rPp1_N(1,1);
N_alfaB_B = [0;0;alfaB];

%N_acP_N=[N_ap2_N(1,1)-(N_omegaB_N(3,1))^2*N_rPp1_N(1,1)-
N_alfaB_B(3,1)*N_rPp1_N(2,1);0;0];

N_acP_N = [acP;0;0];

N_apB_N=N_ap2_N+(antisimetrica(N_omegaB_N))*(antisimetrica(N_omegaB_N)*N_rpB1_N)+antisimetrica(N_alfaB_B)*N_rpB1_N;

%%Cálculo das velocidades Parciais dos pontos pM,p1,pB,pP,p2,p3,p4

N_vp1_P_N = velocidade_parcial(N_vp1_N,q);

N_vp2_P_N = velocidade_parcial(N_vp2_N,q);

N_vpB_P_N = velocidade_parcial(N_vpB_N,q);

N_vpP_P_N = velocidade_parcial(N_vpP_N,q);

N_vp3_P_N = velocidade_parcial(N_vp3_N,q);

N_vp4_P_N = velocidade_parcial(N_vp4_N,q);

N_vpM_P_N = velocidade_parcial(N_vpM_N,q);

%% Cálculo das velocidades angulares parciais da Manivela(pM), da Biela(pB) e do Pistão(pC)

N_omegaM_P_N= velocidade_parcial(N_omegaM_N,q);

N_omegaB_P_N= velocidade_parcial(N_omegaB_N,q);

N_omegaP_P_N= velocidade_parcial([0;0;0],q);

%% Forças ativas nos pontos pM,p1,p2,pB e pC

F_pM_N = [-mM*g;0;0];

F_p1_N = [-FxA_N;-FyA_N;0];

```

F_p2_N = [FxA_N;FyA_N;0];
F_pB_N = [-mB*g;0;0];
F_pP_N = [-Fp-mP*g;0;0];
F_p3_N = [FxB_N FyB_N 0]';
F_p4_N = [-FxB_N -FyB_N 0]';

```

%% Cálculo da Força Ativa Generalizada do modelo

```

F_ativa_generalizada_N = forca_ativa(N_vp1_P_N,F_p1_N)+
forca_ativa(N_vp2_P_N,F_p2_N) + forca_ativa(N_vpB_P_N,F_pB_N)...
+ forca_ativa(N_vpP_P_N,F_pP_N) + forca_ativa(N_vpM_P_N,F_pM_N) +
forca_ativa(N_vp3_P_N,F_p3_N) + forca_ativa(N_vp4_P_N,F_p4_N);

```

%% Calculo da Força de Inercia Generalizada do modelo

% OBS: As matrizes de Inercia devem ser referenciadas ao sistema de coordenadas local do corpo (centro de massa),
% porém expressadas em coordenadas do sistema Inercial.

```

F_inercia_generalizada_M_N =
forca_de_inercia_do_corpo(mM,Im,N_omegaM_N,N_apM_N,[0;0;0],N_vpM_P_N,N_omeg
aM_P_N);

```

```

F_inercia_generalizada_B_N =
forca_de_inercia_do_corpo(mB,Ib,N_omegaB_N,N_apB_N,N_alfaB_B,N_vpB_P_N,N_omeg
aB_P_N);

```

```

F_inercia_generalizada_P_N =
forca_de_inercia_do_corpo(mP,Ip,[0;0;0],N_acP_N,[0;0;0],N_vpP_P_N,N_omegaP_P_N);

```

```

F_inercia_generalizada_N = F_inercia_generalizada_M_N + F_inercia_generalizada_B_N +
F_inercia_generalizada_P_N;

```

%% Determinação da eq. do movimento do modelo

```

Eq_modelo = F_ativa_generalizada_N + F_inercia_generalizada_N;

```

```

[FxA_N, FyA_N]=solve(Eq_modelo(2),Eq_modelo(3),FxA_N,FyA_N);
[FxB_N, FyB_N]=solve(Eq_modelo(4),Eq_modelo(5),FxB_N,FyB_N);

```

```

FxA_N=simple(FxA_N);
FyA_N=simple(FyA_N);
FxA_N=expand(FxA_N);
FyA_N=expand(FyA_N);

```

```

aux = rot(-beta,z);

```



```
FA_N = [FxA_N FyA_N 0]';
```

```
FA_L = aux'*FA_N;  
FxA_L=simple(FA_L(1,1));  
FyA_L=simple(FA_L(2,1));  
FxA_L=expand(FxA_L);  
FyA_L=expand(FyA_L);
```

```
FxB_N=simple(FxB_N);  
FyB_N=simple(FyB_N);  
FxB_N=expand(FxB_N);  
FyB_N=expand(FyB_N);
```

```
FB_N = [FxB_N FyB_N 0]';
```

```
FB_L = aux'*FB_N;  
FxB_L = FB_L(1,1);  
FyB_L = FB_L(2,1);  
FxB_L=simple(FxB_L);  
FyB_L=simple(FyB_L);  
FxB_L=expand(FxB_L);  
FyB_L=expand(FyB_L);
```

APÊNDICE C – MATRIZ DE ROTAÇÃO DE SISTEMAS DE COORDENADAS

```
function [rotacao_local_para_Inercial] = rot(q1, axis)
% Matriz de rotação que transforma matrizes referenciadas nos sistemas de
% cordenadas locais em matrizes com referencia ao sistema Global (Inercial)

% Variáveis de entrada :
%           q1: angulo em radianos cujo referencial local
%           foi rotacionado em relação ao global
%           axis: eixo em torno do qual o sistema local foi
%           rotacionado (x,y,z)

if axis=='x'

    rotacao_local_para_Inercial = [1 0 0; 0 cos(q1) -sin(q1); 0 sin(q1) cos(q1)];

elseif axis=='y'

    rotacao_local_para_Inercial = [cos(q1) 0 -sin(q1); 0 1 0; sin(q1) 0 cos(q1)];

else

    rotacao_local_para_Inercial = [cos(q1) -sin(q1) 0; sin(q1) cos(q1) 0; 0 0 1];

end
```

APÊNDICE D – MATRIZ ANTISSIMÉTRICA

```
function [ anti_simetrica ] = antisimetrica(w)
%% Função que Calcula a Matriz anti-simétrica da variável matriz(Matriz 3x1)
%% Variáveis: anti_simetrica - Matriz anti-simétrica
%%          w- matriz da qual deseja-se obter a anti-simétrica

syms anti_simetrica

anti_simetrica = [0 -w(3,1) w(2,1); w(3,1) 0 -w(1,1); -w(2,1) w(1,1) 0 ];

end
```

APÊNDICE E – FUNÇÃO PARA O CÁLCULO DAS VELOCIDADES PARCIAIS

```
function velocidade_parcial = velocidade_parcial(  
matriz_velocidade, vetor_velocidade_generalizada )
```

```
%% Calcula a matriz de velocidade parcial dos pontos
```

```
% Variáveis: matriz_velocidade - matriz que contém as componentes de velocidade do ponto  
do qual deseja-se obter a matriz de Velocidade parcial
```

```
%      vetor_velocidade_generalizada - vetor contendo as velocidades generalizadas
```

```
velocidade_parcial = jacobian(matriz_velocidade, vetor_velocidade_generalizada);
```

```
end
```

APÊNDICE F - FUNÇÃO PARA O CÁLCULO DA FORÇA ATIVA GENERALIZADA

```
function [ forca_ativa ] = forca_ativa(vp,f_ativa)
```

```
% Calcula a parcela da força ativa generalizada com respeito a uma dada  
% partícula de velocidade parcial vp e forças ativas f_ativa.
```

```
forca_ativa = vp'*f_ativa;
```

```
end
```

APÊNDICE G – FUNÇÃO PARA O CÁLCULO DA FORÇA DE INÉRCIA DO CORPO

```
function [forca_de_inercia_generalizada_do_corpo] =  
forca_de_inercia_do_corpo(massa,matriz_de_inercia,velocidade_angular,aceleracao_linear,...  
    aceleracao_angular,velocidade_parcial,velocidade_parcial_angular)
```

```
% Calcula a força de inercia generalizada de um dado corpo
```

```
forca_de_inercia_generalizada_do_corpo = (velocidade_parcial)*(-  
massa*aceleracao_linear)+(velocidade_parcial_angular)*torque_de_inercia(matriz_de_inerci  
a, velocidade_angular, aceleracao_angular);  
end
```

APÊNDICE H – FUNÇÃO PARA O CÁLCULO DO TORQUE DE INÉRCIA

```
function [torque_de_inercia] = torque_de_inercia(matriz_de_inercia, velocidade_angular,  
aceleracao_angular)
```

```
% Retorna o Torque de Inercia gerado pelo movimento rotativo de um dado  
% corpo.
```

```
torque_de_inercia =  
antisimetrica(velocidade_angular)*matriz_de_inercia*velocidade_angular...  
-matriz_de_inercia*aceleracao_angular;
```

```
End
```

```
clear all;  
clc;
```

APÊNDICE I – ALGORITMO NUMÉRICO PARA A SOLUÇÃO ATRAVÉS DO MODELO DE KANE

```
fprintf('Legenda:\n1 - plota os gráficos com deslocamento, velocidade e aceleração do pistão
expresso no referencial inercial, assim como a Força de Pressão\n');
fprintf('2 - plota os gráficos com as Forças nas juntas A e B da Biela (FxA, FyA, FrA,FxB,
FyB, FrB), todas referenciadas ao Inercial\n');
fprintf('3 - plota os gráficos com as Forças nas juntas A e B da Biela (FxA, FyA, FrA,FxB,
FyB, FrB), todas referenciadas ao sistema local da Biela\n\n');
```

%% Comandos que permitem a inclusão de dados do modelo simulado pelo usuário. No momento esses comandos estão inativos com

```
%w = input('Insira a velocidade de rotação da manivela em rpm: ');
%mM = input('Insira a massa da Manivela em Kg: ');
%mB = input('Insira a massa da Biela em Kg: ');
%mP = input('Insira a massa do Pistão em Kg: ');
%Lm = input('Insira a dimensão Lm em metros: ');
%Lb = input('Insira a dimensão Lb em metros: ');
%Cb = input('Insira a dimensão Cb em metros: ');
%dp = input('Insira o diametro do pistão em metros: ');
%Imx = input('Insira o Momento principal de Inercia Ixx da Manivela em kg*m^2 ');
%Imy = input('Insira o Momento principal de Inercia Iyy da Manivela em kg*m^2 ');
%Imz = input('Insira o Momento principal de Inercia Izz da Manivela em kg*m^2 ');
%Ibx = input('Insira o Momento principal de Inercia Ixx da Biela em kg*m^2 ');
%Iby = input('Insira o Momento principal de Inercia Iyy da Biela em kg*m^2 ');
%Ibz = input('Insira o Momento principal de Inercia Izz da Biela em kg*m^2 ');
%Ipx = input('Insira o Momento principal de Inercia Ixx do Pistão em kg*m^2 ');
%Ipy = input('Insira o Momento principal de Inercia Iyy do Pistão em kg*m^2 ');
%Ipz = input('Insira o Momento principal de Inercia Izz do Pistão em kg*m^2 ');
```

%% Parâmetros de simulação do modelo estudado

```
mM=3.7191;
```

```
mB=0.283;
```

```
mP=0.417;
```

```
Lm=0.036985;
```

```
Lb=0.12078;
```

```
Cb=0.0286;
```

```
w=3600;
```

```
g=9.81;
```

```
Ibz= 662.5235E-6;
```

```
dp=0.089;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
u1=2*pi*w/60; %% Cálculo da velocidade angular da manivela em rad/s
```

```
tmax=4*pi/u1; %% Cálculo do tempo máximo de simulação em função da velocidade da
manivela
```



```
t=linspace(0,tmax,100); %% Vetor temporal para a geração dos ângulos para a obtenção da curva de pressão
```

```
q1=u1*t; %% Ângulos para a obtenção da curva de pressão
```

```
%% Algoritmo de interpolação
```

```
q1_ref=[0 55.56 111.11 166.67 222.22 277.78 333.33 355.56 388.89 416.67 444.44 ...
500.00 555.56 611.11 666.67 720.00]*pi/180;
```

```
P_ref=1000*[175 350 321 350 408 642 2654 3500 817 408.33 233 175 117 117 117 175];
```

```
P=interp1(q1_ref,P_ref,q1,'spline');
```

```
A=pi*dp^2/4;
```

```
Fp=P*A;
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
beta=asin(Lm*sin(q1)/Lb); %% Ângulo entre a biela e o eixo de translação do pistão
```

```
alfaB = Lm*u1^2*sin(q1)/(Lb*cos(beta)) -
```

```
Lm^3*u1^2*sin(q1).*cos(q1).^2/(Lb^3*cos(beta).^3);
```

```
%% Cálculo de parâmetros cinemáticos do pistão
```

```
rpP_N =cos(beta)*Lb+cos(q1)*Lm;
```

```
vpP = - Lm*u1*sin(q1) - (Lm^2*u1*cos(q1).*sin(q1))/(Lb*cos(beta));
```

```
apP=Lm*alfaB.*sin(q1) - Lm*u1^2*cos(q1) - (Lm^2*u1^2*cos(q1).^2)/(Lb*cos(beta));
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
teta_g=q1*180/pi; %% ângulos usados para plotar os gráficos
```

```
%%% Forças na juntas da Biela (A - Manivela/ Biela; B - Biela/Pistão; N - expressas no sistema Inercial; L - expressas no sistema local da biela)
```

```
FxA_N = Fp + apP*mP + Cb*alfaB.*mB.*sin(beta) - Lm*mB*u1^2*cos(q1) -
(Cb*Lm^2*mB*u1^2*cos(q1).^2)/(Lb^2*cos(beta));
```

```
FxA_L = Fp.*cos(beta) - g*mB*sin(beta) - g*mP*sin(beta) + apP.*mP.*cos(beta) -
Lm*mB*u1^2*cos(beta).*cos(q1) + Lm*mB*u1^2*sin(beta).*sin(q1) +
(Ibz*alfaB.*sin(beta))/(Lb*cos(beta)) + (Cb*g*mB*sin(beta))/Lb +
(Cb^2*alfaB.*mB.*sin(beta))/(Lb*cos(beta)) + (Fp.*Lm.*sin(beta).*sin(q1))/(Lb*cos(beta))
+ (Lm*apP.*mP.*sin(beta).*sin(q1))/(Lb*cos(beta)) +
(Cb*Lm*mB*u1^2*cos(beta).*cos(q1))/Lb -
```

$$(Cb * Lm^2 * mB * u1^2 * \cos(q1).^2) ./ (Lb^2 * \cos(beta).^2) - (Cb * Lm * mB * u1^2 * \sin(beta) * \sin(q1)) ./ Lb - (Cb * Lm * mB * u1^2 * \cos(q1)) ./ (Lb * \cos(beta));$$

$$FxB_N = - Fp - apP * mP;$$

$$FxB_L = g * mB * \sin(beta) - Fp * \cos(beta) + g * mP * \sin(beta) - apP * mP * \cos(beta) - (Ibz * alfaB * \sin(beta)) ./ (Lb * \cos(beta)) - (Cb * g * mB * \sin(beta)) ./ Lb - (Cb^2 * alfaB * mB * \sin(beta)) ./ (Lb * \cos(beta)) - (Fp * Lm * \sin(beta) * \sin(q1)) ./ (Lb * \cos(beta)) - (Lm * apP * mP * \sin(beta) * \sin(q1)) ./ (Lb * \cos(beta)) + (Cb * Lm * mB * u1^2 * \sin(beta) * \sin(q1)) ./ Lb + (Cb * Lm * mB * u1^2 * \cos(q1) * \sin(beta).^2) ./ (Lb * \cos(beta));$$

$$FyA_N = g * mB + g * mP - (Cb * g * mB) ./ Lb + Cb * alfaB * mB * \cos(beta) - Lm * mB * u1^2 * \sin(q1) - (Ibz * alfaB) ./ (Lb * \cos(beta)) - (Cb^2 * alfaB * mB) ./ (Lb * \cos(beta)) - (Fp * Lm * \sin(q1)) ./ (Lb * \cos(beta)) - (Lm * apP * mP * \sin(q1)) ./ (Lb * \cos(beta)) + (Cb * Lm * mB * u1^2 * \sin(q1)) ./ Lb + (Cb * Lm^2 * mB * u1^2 * \cos(q1).^2 * \sin(beta)) ./ (Lb^2 * \cos(beta).^2) + (Cb * Lm * mB * u1^2 * \cos(q1) * \sin(beta)) ./ (Lb * \cos(beta));$$

$$FyA_L = Fp * \sin(beta) + apP * mP * \sin(beta) + Cb * alfaB * mB - (Ibz * alfaB) ./ Lb + g * mB * \cos(beta) + g * mP * \cos(beta) - (Cb^2 * alfaB * mB) ./ Lb - (Fp * Lm * \sin(q1)) ./ Lb - (Lm * apP * mP * \sin(q1)) ./ Lb - Lm * mB * u1^2 * \cos(beta) * \sin(q1) - Lm * mB * u1^2 * \cos(q1) * \sin(beta) - (Cb * g * mB * \cos(beta)) ./ Lb + (Cb * Lm * mB * u1^2 * \cos(beta) * \sin(q1)) ./ Lb + (Cb * Lm * mB * u1^2 * \cos(q1) * \sin(beta)) ./ Lb;$$

$$FyB_N = (Cb * g * mB) ./ Lb - g * mP - g * mB + (Ibz * alfaB) ./ (Lb * \cos(beta)) + (Cb^2 * alfaB * mB) ./ (Lb * \cos(beta)) + (Fp * Lm * \sin(q1)) ./ (Lb * \cos(beta)) + (Lm * apP * mP * \sin(q1)) ./ (Lb * \cos(beta)) - (Cb * Lm * mB * u1^2 * \sin(q1)) ./ Lb - (Cb * Lm * mB * u1^2 * \cos(q1) * \sin(beta)) ./ (Lb * \cos(beta));$$

$$FyB_L = (Ibz * alfaB) ./ Lb - apP * mP * \sin(beta) - Fp * \sin(beta) - g * mB * \cos(beta) - g * mP * \cos(beta) + (Cb^2 * alfaB * mB) ./ Lb + (Fp * Lm * \sin(q1)) ./ Lb + (Lm * apP * mP * \sin(q1)) ./ Lb + (Cb * g * mB * \cos(beta)) ./ Lb - (Cb * Lm * mB * u1^2 * \cos(beta) * \sin(q1)) ./ Lb - (Cb * Lm * mB * u1^2 * \cos(q1) * \sin(beta)) ./ Lb;$$

$$FrA_N = (FxA_N.^2 + FyA_N.^2).^^(1/2);$$

$$FrB_N = (FxB_N.^2 + FyB_N.^2).^^(1/2);$$

$$FrA_L = (FxA_L.^2 + FyA_L.^2).^^(1/2);$$

$$FrB_L = (FxB_L.^2 + FyB_L.^2).^^(1/2);$$

$$TF = 0;$$

%%%%%Bloco de comandos responsáveis pela criação dos gráficos

while TF == 0 %% condicional com a variável de controle TF

tipo = input('Digite um dos números da Legenda para determinar qual os gráficos que deseja plotar ','s');

stop = 'PARAR';

if tipo == '1'

```

subplot(2,2,1),plot(teta_g,rpP_N,'r'),grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('posição do pistão
[m]');
subplot(2,2,2),plot(teta_g,vpP,'r'),grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('velocidade do pistão
[m/s]');
subplot(2,2,3),plot(teta_g,apP,'r'),grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('aceleração do
pistão[m/s^2]');
subplot(2,2,4),plot(teta_g,Fp), grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('Fp[N]');
%subplot(2,3,4),plot(teta_g,-alfaB,'r'),grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('aceleração angular
do pistão [rad/s^2]');
elseif tipo == '2'
subplot(2,2,1),plot(teta_g,FxA_N,'b',teta_g,FyA_N,'r','linewidth',2.0), grid on, xlabel('teta
[graus]'),ylabel('FxA_N FyA_N [N]'),legend('FxA_N','FyA_N');
subplot(2,2,2),plot(teta_g,FxB_N,'b',teta_g,FyB_N,'r','linewidth',2.0), grid on, xlabel('teta
[graus]'),ylabel('FxB_N FyB_N [N]'),legend('FxB_N','FyB_N');
subplot(2,2,3),plot(teta_g,FrA_N), grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('FrA_N[N]');
subplot(2,2,4),plot(teta_g,FrB_N), grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('FrB_N[N]');
elseif tipo == '3'
subplot(2,2,1),plot(teta_g,FxA_L,'b',teta_g,FyA_L,'r','linewidth',2.0), grid on, xlabel('teta
[graus]'),ylabel('FxA_L FyA_L [N]'),legend('FxA_L','FyA_L');
subplot(2,2,2),plot(teta_g,FxB_L,'b',teta_g,FyB_L,'r','linewidth',2.0), grid on, xlabel('teta
[graus]'),ylabel('FxB_L FyB_L [N]'),legend('FxB_L','FyB_L');
subplot(2,2,3),plot(teta_g,FrA_L), grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('FrA_L[N]');
subplot(2,2,4),plot(teta_g,FrB_L), grid on, xlabel('teta [graus]'),ylabel('FrB_L[N]');
end
acao = input('Digite PARAR para finalizar a execução, ou pressione ENTER para continuar
','s'); %% armazena o comando para parar ou continuar na variável acao
TF = strcmp(acao,stop); %% compara as strings armazenadas na variável acao com a que foi
armazenada na variável stop, caso sejam iguais retorna valor lógico 1 para TF
end
%%%%%% FIM do programa

```