

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ANÁLISE DINÂMICA DE UM MECANISMO DE GRASHOF

André Ferreira do Vale, andredovale95@gmail.com

Moacir Dela Penha Banho Junior, moacirdelapenha@hotmail.com

Ricardo Cardoso Soares, eng.mec.ricardocardoso@gmail.com

Instituto Federal do Piauí, Rua Quintino Bocaiúva, 93 – Centro (sul), Teresina-PI, CEP 64002-370

Resumo: Mecanismos fazem parte da vida humana, quer seja no transporte de carga, na execução de trajetórias para elementos de máquinas, na transmissão de torque, etc. Oriundos da combinação de partes rígidas e articulações de forma a executar uma função, movimento ou transmissão de força de maneira predeterminada, a cinemática e a dinâmica desses elementos geralmente são estudadas por meio da álgebra linear ou do cálculo vetorial. Os mecanismos de "quatro barras" normalmente estão presentes acoplados em mancais, no movimento de guindastes, em bombas de extração de petróleo, em sistemas de direção, suspensões de automóveis, etc. A análise dinâmica desse tipo de mecanismo pode ser feita por diversos métodos e geralmente envolve relativos esforços matemáticos. Para isso há diferentes formas e abordagens, as quais usam recursos computacionais, tais como softwares de cálculos, ou calculadoras programáveis. Tais recursos permitem a criação e a simplificação de métodos buscando maior rapidez e precisão nos resultados da análise. Este artigo apresenta um estudo sobre a possibilidade do uso do software SolidWorks Motion™ para o estudo da dinâmica dos corpos rígidos em cursos de engenharia, utilizando um método que permite resultados altamente precisos e mais próximos da análise real. Consiste em realizar uma simulação avançada para a análise das forças em pontos de interesse do mecanismo utilizando uma abordagem algébrica, geométrica e computacional. Os resultados obtidos com a utilização deste método demonstraram que o mesmo permite facilidade de implementação, precisão, confiabilidade e rapidez no processamento.

Palavras-chave: Análise de forças em mecanismos de 4 barras, Cálculos de forças em mecanismos, Análise computacional de mecanismos.

1. INTRODUÇÃO

A análise de forças é uma importante forma de conhecer as tensões que afetam determinado mecanismo e sua utilização serve para o dimensionamento e escolha do material em um elemento ou dispositivo, necessários para que o mesmo possa resistir aos esforços a que estará submetido e realizar sua tarefa de transmitir potência.

Segundo Flores (2000) quando se projeta um sistema mecânico, ou quando se analisa um sistema já existente, o problema pode dividir-se em duas partes distintas, mas intimamente relacionadas. Em primeiro lugar, as dimensões de cada um dos componentes e a sua ligação devem permitir que cada um tenha o seu próprio e determinado movimento. Em segundo lugar, cada um dos componentes deve ser capaz de resistir cabalmente às tensões que sobre eles atuam. Por tudo isso, a cinemática e a dinâmica, que conjuntamente formam a Mecânica Aplicada, desempenham um papel preponderante no estudo dos mecanismos e das máquinas.

Este artigo tem o objetivo de propor e demonstrar um método de determinação da força dos pontos de interesse de um mecanismo de quatro barras de Grashof. Uma metodologia para a análise de forças é apresentada por Hibbeler (2005), na qual é utilizada uma análise vetorial, física e dinâmica para determinar as forças dos pontos desejados. O presente artigo apresenta uma comparação entre a análise dinâmica proposta com uma análise computacional através do software SolidWorks Motion™. Esse estudo poderá contribuir com o ensino da engenharia mecânica no Brasil visto que são abordadas metodologias computacionais de relativa facilidade de utilização.

2. METODOLOGIA

A Figura 1 ilustra um mecanismo de quatro barras de Grashof que possui movimentos de rotação e translação curvilínea. O desenvolvimento da metodologia desse trabalho é baseado na solução de cálculos dinâmicos do movimento plano de um corpo rígido para esse mecanismo.

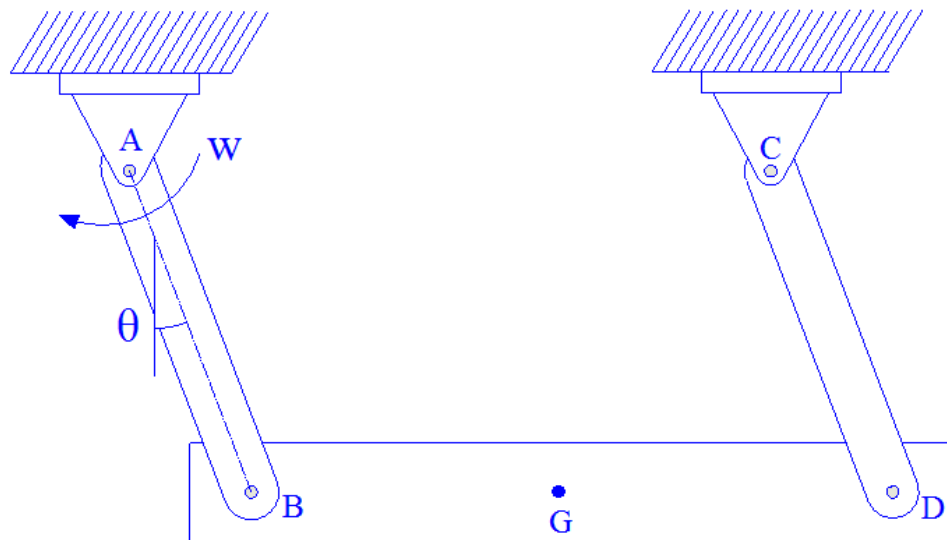


Figura 1. Mecanismo de referência para análise dinâmica.

Nessa situação percebe-se que a viga horizontal BD possui um movimento de translação curvilínea, que está ocorrendo por que os pontos D, B e G estão se movendo em trajetórias circulares de mesmo raio. Portanto, ao estudarmos a aceleração do ponto B, também estudamos a aceleração do ponto G. A Fig. 2 demonstra a decomposição das acelerações na barra AB:

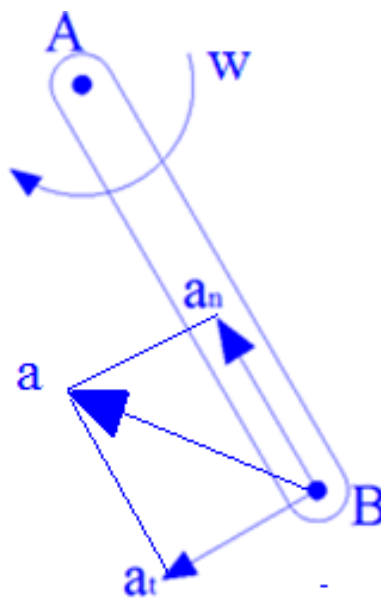


Figura 2. Decomposição das acelerações na barra AB.

$$a_n = w^2 \cdot R \quad (1)$$

$$a_t = \alpha \cdot R \quad (2)$$

$$a = \sqrt{a_n^2 + a_t^2} \quad (3)$$

Onde:

a- Aceleração total.

a_n - Aceleração normal.

a_t - Aceleração tangencial.

w- Velocidade angular.

α - Aceleração angular.

R- Comprimento da barra.

θ - Ângulo de inclinação.

Como B faz a mesma trajetória de G temos:

$$(a_b)_n = (a_g)_n$$

$$(a_b)_t = (a_g)_t$$

A Figura 3 representa o diagrama de corpo livre da viga BD:

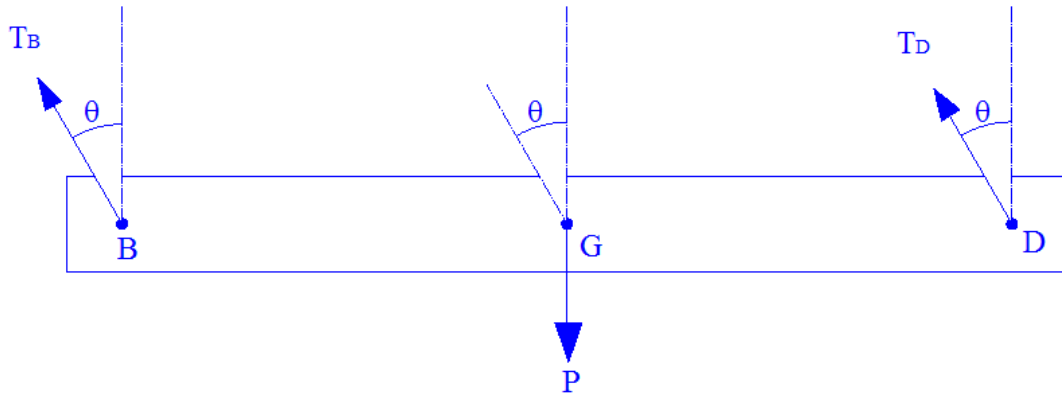


Figura 3. Diagrama do corpo livre na viga BD.

Segundo Hibbeler (2005) o mecanismo da Fig. 1 pode ser definido como um corpo rígido que está submetido ao movimento no plano geral causado pelo sistema de forças e momentos binários externos. Assim, as equações de movimentos poderão ser descritas como:

$$\sum F = M \cdot a_c \quad (4)$$

$$\sum M_g = I_g \cdot \alpha \quad (5)$$

Onde:

F- Forças de reação em determinado eixo.

M- Massa do componente.

a_c - Aceleração do componente em determinado eixo.

M_g - Momento em relação ao centro de massa.

I_g - Momento de inércia do componente.

De acordo com Flores (2007) no mecanismo de quatro barras, assim como em outros mecanismos, é possível que em determinadas fases do movimento duas das barras fiquem alinhadas uma com a outra. Quando assim acontece, o mecanismo fica numa fase de instabilidade ou singularidade denominada fase de ponto morto. De acordo com a fig. 4 quando a barra 2 está colinear com a barra 3, correspondendo à configuração AB'C'D, e se na barra 4 for aplicado um momento, então a barra intermediária 3 apenas induz tração ou compressão na barra 2 sem que, contudo, esta descreva qualquer movimento.

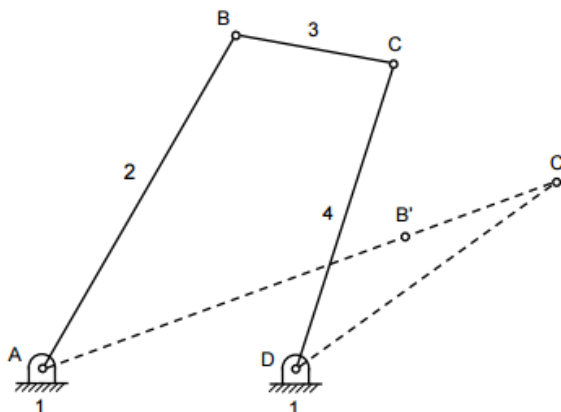


Figura 4. Fase de ponto morto num mecanismo de quatro barras (Flores, 2007).

Assim, principalmente em casos que se pretende transmitir forças extremamente elevadas, as fases de ponto morto devem ser evitadas de modo a minimizar os esforços a que as barras e juntas cinemáticas estão sujeitas e assegurar que o movimento seja eficazmente transmitido.

Na análise computacional do mecanismo (feita pelo software SolidWorks Motion™) é realizada uma simulação dos esforços pelo qual o mecanismo passa a partir do momento em que sofre a variação da velocidade angular. Para isso definiu-se um determinado tipo de material para as barras secundárias (AB e CD) e outro material para a barra primária (BD) de modo que a única massa a ser considerada seja a da barra primária. A Fig. 5 representa a montagem virtual do mecanismo.

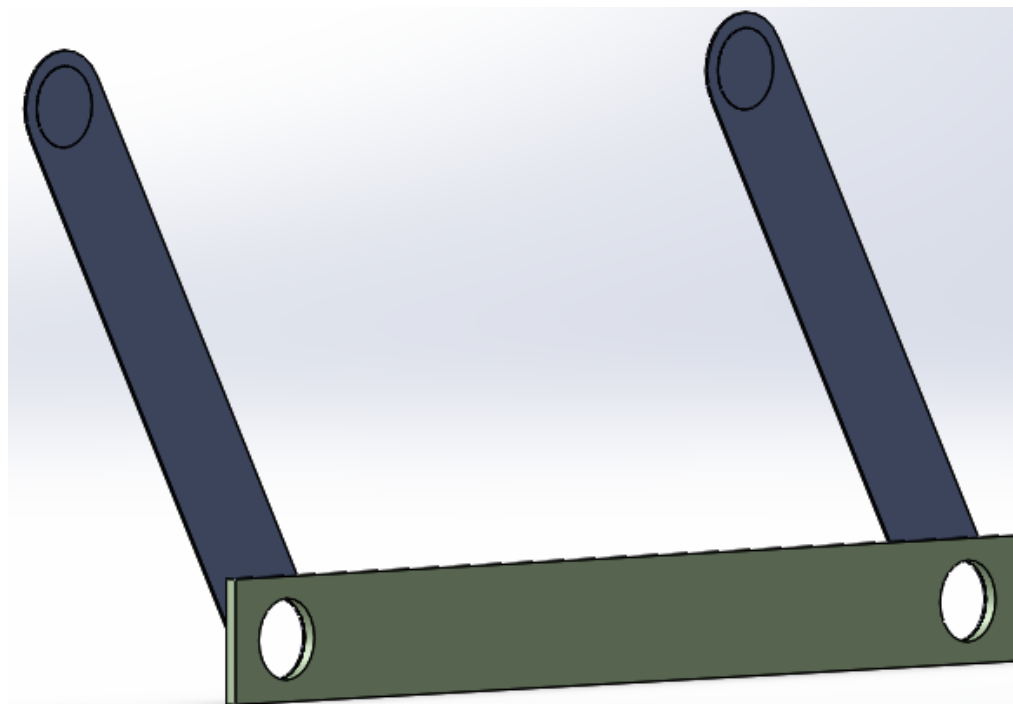


Figura 5. Montagem do mecanismo de quatro barras pelo SolidWorks™.

A Figura 6 representa as propriedades do material que constitui os componentes do mecanismo estudado.

BARRAS SECUNDÁRIAS			BARRA PRIMÁRIA		
Propriedade	Valor	Unidad	Propriedade	Valor	Unidades
Módulo elástico	2000000000	N/m ²	Módulo elástico	2.049999984e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.394	N/A	Coefficiente de Poisson	0.29	N/A
Módulo de cisalhamento	318900000	N/m ²	Resistência de tração	425000003.2	N/m ²
Massa específica	0.1	kg/m ³	Limite de escoamento	282685049	N/m ²
Resistência de tração	30000000	N/m ²	Módulo de tangente		N/m ²
Resistência à compressão		N/m ²	Coefficiente de expansão térmica	1.2e-005	/K
Limite de escoamento		N/m ²	Massa específica	117147	kg/m ³
Coefficiente de expansão térmica		/K	Fator de endurecimento		N/A

PROPRIEDADES DE MASSA	
Propriedades de massa de Montagem2	
Configuração: Valor predeterminado	
Sistema de coordenadas: -- valor predeterminado --	
Massa = 100000.66 gramas	
Volume = 1112173.67 milímetros cúbicos	
Área de superfície = 399050.00 milímetros quadrados	
Centro de massa: (milímetros)	
X = -47.15	
Y = -93.33	
Z = 920.66	

Figura 6. Análise do material dos componentes da montagem e propriedades de massa do mecanismo.

Também é necessário adicionar um motor rotativo e especificar a gravidade no software para garantir a precisão dos resultados na simulação e selecionar o modo de posicionamento mecânico em dobradiças nos pontos de interesse para a análise. A Fig. 7 demonstra as especificações para a velocidade e para gravidade.

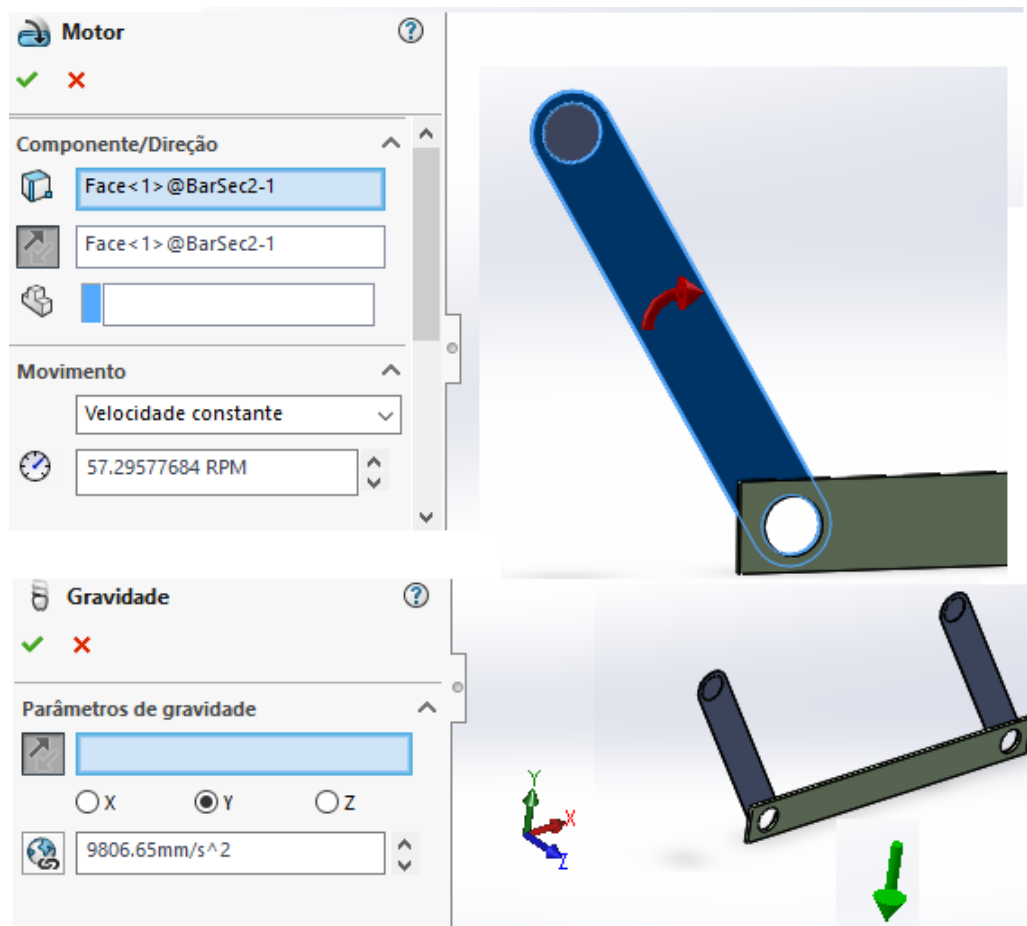


Figura 7. Especificações para o motor e para a gravidade.

Cumprido esses parâmetros, já pode ser realizada a simulação de forças no mecanismo. Para isso ativa-se o suplemento SolidWorks Motion™ e calcula-se a análise de movimento da montagem, como demonstra a Fig. 8.

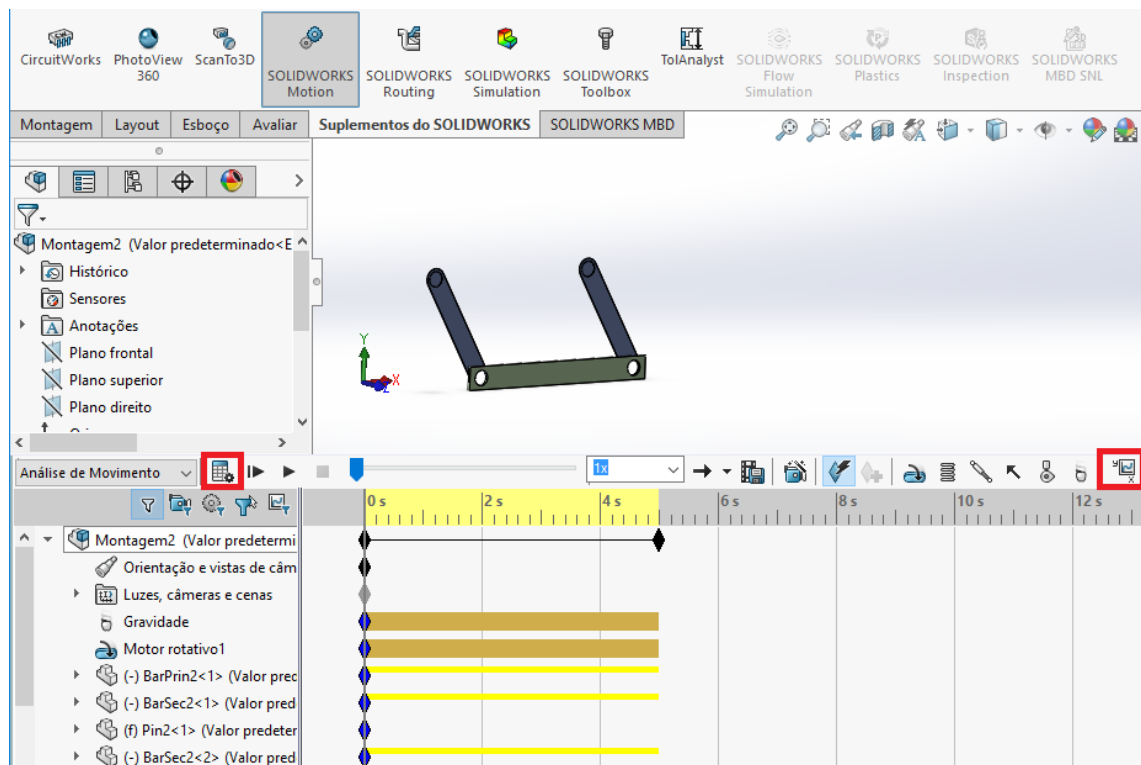


Figura 8. Análise de movimento do mecanismo.

Para os estudos do resultado selecionamos o tipo de análise e a articulação desejada, como mostra a Fig. 9.

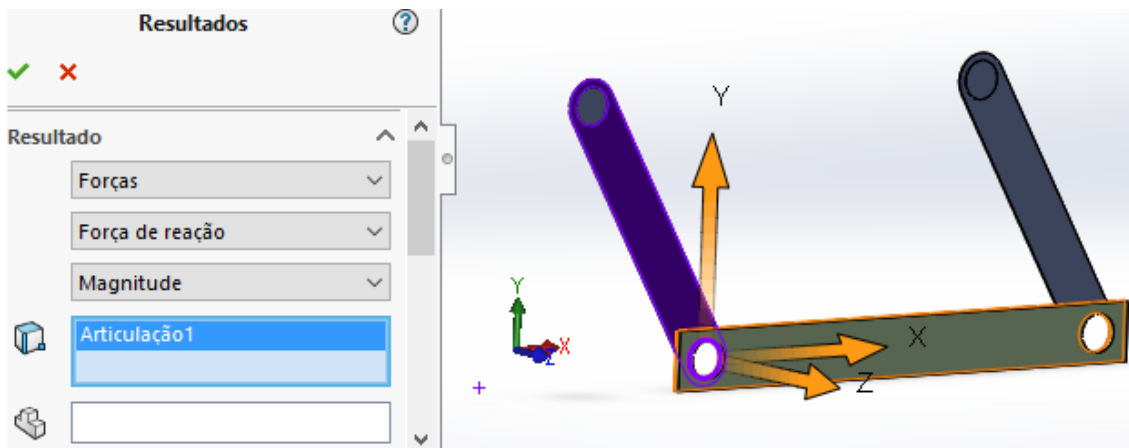


Figura 9. Designações para a plotagem dos resultados.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste exemplo a viga horizontal BD de massa $M = 100 \text{ kg}$ é sustentada por duas barras de massas desprezíveis. Esta primeira análise consiste em determinar a força gerada em cada barra no instante em que o ângulo $\theta = 30^\circ$ e a velocidade angular $w = 6 \text{ rad/s}$. Onde $AB = CD = 0,5 \text{ m}$ e $BD = 0,8 \text{ m}$ e a aceleração da gravidade $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Para simplificação de cálculos podemos posicionar o eixo cartesiano em 30° no sentido anti-horário, assim podemos calcular as reações de acordo com as Eq. (4) e (5);

$$A: +\curvearrowright \sum F_n = M \cdot (a_g)_n \Rightarrow T_B + T_D - M \cdot g \cdot \cos 30^\circ = M \cdot w^2 \cdot AB$$

$$B: +\nearrow \sum F_T = M \cdot (a_g)_t \Rightarrow M \cdot g \cdot \sin 30^\circ = M \cdot (a_g)_t$$

$$C: +\cup \sum M_g = 0 \Rightarrow -T_B \cos 30^\circ \cdot \left(\frac{BD}{2}\right) + T_D \cos 30^\circ \cdot \left(\frac{BD}{2}\right) = 0 \Rightarrow T_B = T_D$$

Substituindo A em C:

$$T_B = 1320 \text{ N} \quad \curvearrowright$$

E resolvendo B temos:

$$(a_g)_t = 4,905 \text{ m/s}^2$$

Utilizando a Eq. (3) podemos encontrar a aceleração total:

$$a = 18,656 \text{ m/s}^2$$

Para este caso o software considera o mecanismo saindo do repouso, por essa razão a primeira força de reação é um resultado esdruxulo, por ser a que retira o mecanismo da inércia e, por isso, é desconsiderada para a análise neste artigo. Para o estudo, analisamos os resultados imediatamente posteriores.

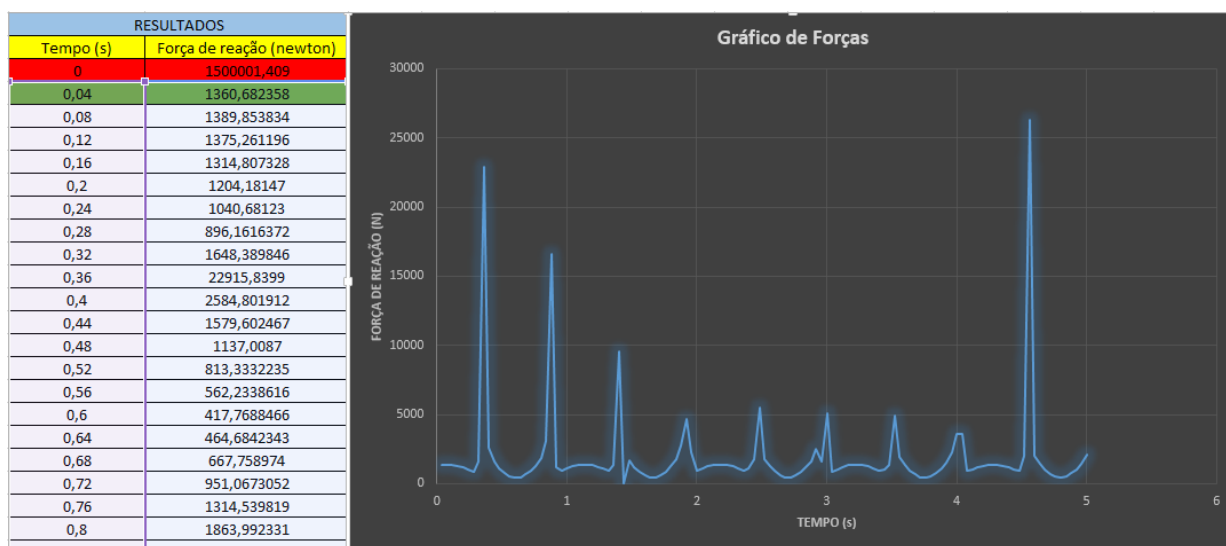


Figura 10. Resultado da análise de forças pelo SolidWorks Motion™.

O gráfico da Fig. 10 representa a análise de forças pelo software com erro relativo inferior a 3,1% em comparação a análise vetorial.

Analogamente encontramos as acelerações do mecanismo e desconsideramos o primeiro valor. Os resultados são apresentados na Fig. 11.



Figura 11. Resultado da análise das acelerações pelo SolidWorks Motion™.

Os valores mostrados na Fig.11 representam a aceleração total do mecanismo com erro inferior a 3,4% em relação a análise vetorial.

Os picos de força e aceleração obtidos nas Fig. 10 e Fig. 11 são correspondentes aos pontos mortos em que o mecanismo passa durante o período de rotação.

Os resultados obtidos neste trabalho demonstraram que os procedimentos propostos, ao se utilizar recursos computacionais relativamente simples, permitiram analisar a dinâmica do mecanismo estudado em todo o ciclo de funcionamento. Também foi possível verificar, no exemplo estudado, uma diferença mínima das forças e das velocidades pela análise vetorial com a computacional.

4. CONCLUSÃO

Comparando-se a literatura de referência e os valores obtidos neste trabalho podemos concluir que o método permite confiabilidade e contribui para o ensino da engenharia no Brasil. Os procedimentos propostos neste artigo também podem ser aplicados para sistemas mais complexos de forma a minimizar os esforços na análise dinâmica.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- FLORES, J.P., 2000, "Análise Cinemática e Dinâmica de Mecanismos com Recurso a Meios Computacionais" Guimarães, Portugal, 3 p.
- HIBBELER, R.C., 2005, "Dinâmica: mecânica para engenharia", Vol. 2, São Paulo, Brasil, pp. 309-357.
- FLORES, J.P., CLARO, J. C. P., 2007, "Cinemática de mecanismos", Ed. Almedina S.A, Coimbra, Portugal, pp. 47-51.

6. RESPONSABILIDADE AUTORAL

"Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho".

SYSTEM DYNAMIC ANALYSIS OF A GRASHOF MECHANISM

André Ferreira do Vale, andredovale95@gmail.com
Moacir Dela Penha Banho Junior, moacirdelapenha@hotmail.com
Ricardo Cardoso Soares, eng.mec.ricardocardoso@gmail.com

Federal Institute of Piauí, Quintino Bocaiúva Street, 93 – Centro (south), Teresina-PI, CEP 64002-370

Abstract. Mechanisms are part of human life, whether in cargo transport, on trajectories execution for machine elements, on torque transmission, etc. Arising from the combination of rigid parts and joints in order to perform a function, movement or force transmission on predetermined way, the kinematics and dynamics of these elements are usually studied by linear algebra or vectorial calculus. The "four bars" mechanisms are normally present engaged in bearings, in the movement of cranes, in oil extraction pumps in steering systems, car suspensions, etc. The dynamic analysis of this type of mechanism can be made by various methods and usually involves relative mathematical efforts. For this there are different forms and approaches, which use computer resources, such as calculations softwares or programmable calculators. Such features enable the creation and simplification of methods seeking greater speed and accuracy in the analysis results. This article presents a study on the possibility of using SolidWorks Motion™ software for the study of the dynamic of rigid bodies in engineering courses, using a method that enables highly accurate results and closer to the real analysis. It consists in perform an advanced simulation for the analysis of the forces at points of interest of the mechanism using an algebraic, geometric and computational approach. The results obtained using this method have shown that it allows easiness of implementation, precision, reliability and speed on the processing.

Keywords: Analysis of forces in mechanisms of 4 bars, calculations of force in mechanisms, computational analysis of mechanisms.