XV INIC Encontro Latino Americano de Iniciação Científica
XI EPG Encontro Latino Americano de Pós Graduação
V INIC Jr Encontro Latino Americano de Iniciação Científica Júnior

ESTUDO DAS REAÇÕES DINÂMICAS DE UM MECANISMO PLANAR DE QUATRO BARRAS USANDO O MS EXCEL

Marcelo de Souza Rocha[1]; orientador[1]: Osvaldo Prado de Rezende[2]; orientador[2]: Carlos Sergio Pivetta[3]

[1,2,3]ETEP – Faculdade de Tecnologia de São José dos Campos/Escola de Engenharia, Av, Barão do Rio Branco, 882 – Jardim Esplanada CEP 12232-800, São José dos Campos – SP, [1]mrocha82@ig.com.br, [2]osvaldo.rezende@etep.edu.br, [3]carlos.pivetta@etep.edu.br

Resumo- A análise dinâmica de mecanismos de quatro barras é feita com menor frequência do que as análises cinemáticas, visto que exige maiores conhecimentos e domínio de alguns programas computacionais não muito difundidos. Este trabalho apresenta uma revisão breve da cinemática e dinâmica de mecanismos de quatro barras, em que é definido o procedimento para determinar as reações dinâmicas nas juntas e o torque no motor acionador de um mecanismo escolhido como referência usando as planilhas de cálculo do MS Excel. O método desenvolvido é realizado de forma repetitiva em um ciclo completo do mecanismo, ou seja, de 0 a 360° com incremento de 1 grau no ângulo de acionamento. Para isso é preciso resolver um sistema matricial AX=B em que uma matriz A[9x9] é utilizada. Os resultados obtidos comparados com a literatura estudada apresentaram pequenas variações, permitindo observar boa confiabilidade no procedimento desenvolvido.

Palavras-chave: Análise dinâmica de mecanismos de quatro barras, análises cinemáticas, sistema matricial, reações dinâmicas.
Área do Conhecimento: III - Engenharias

Introdução

Para o dimensionamento de mecanismos que resistam a esforços, é de fundamental importância que se conheçam as forças e momentos agindo sobre cada elemento. Cada um deles deverá ser analisado na função de transmitir forças (MABIE e OCVIRK, 1980) e para isso se faz necessária a análise da cinemática e da dinâmica. O principal objetivo da análise cinemática é determinar as acelerações, pois, as forças dinâmicas são proporcionais à aceleração. A análise dinâmica pode ser feita por diversos métodos, mas aquela que fornece mais informações sobre as forças internas do mecanismo requer somente o uso das Leis de Newton (NORTON, 2010).

A análise da dinâmica do mecanismo de quatro barras desenvolvida neste trabalho refere-se ao cálculo das forças e reações nas articulações e do esforço do elo motor, considerando diferentes carregamentos. Para isto é solucionado um sistema linear matricial do tipo AX=B, sendo a matriz A[9x9] regente do equilíbrio em cada posição do mecanismo.

O procedimento proposto é realizado de forma repetitiva, considerando um ciclo completo do mecanismo, ou seja, de 0 a 360 graus com incremento de 1 grau no ângulo θ_2 de acionamento do elo 2. O método permite criar uma rotina de análises da cinemática e da dinâmica do mecanismo de 4 barras, entender e avaliar os esforços cíclicos nas juntas e o torque no elo de entrada, podendo assim calcular a potência do motor acionador. O objetivo é o de realizar todo o procedimento usando as planilhas eletrônicas de cálculo do MS Excel.

Metodologia

A Figura 1 apresenta um esquema simples de um mecanismo de quatro barras ilustrando as configurações aberta e cruzada conforme Norton (2010).

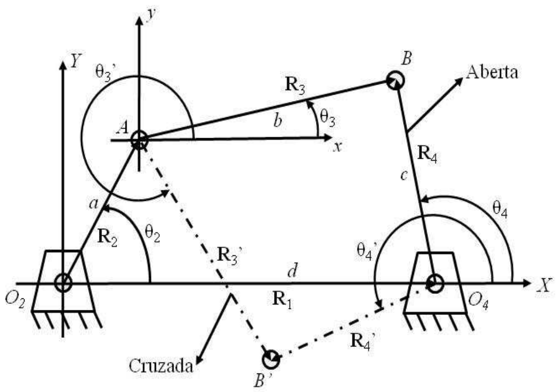

Figura 1 – Esquema de um mecanismo de quatro barras (NORTON, 2010, modif.).

As barras ou elos estão representados por $\mathbf{R}_1$, $\mathbf{R}_2$, $\mathbf{R}_3$ e $\mathbf{R}_4$ começando pelo elo fixo $\mathbf{R}_1$ e seus comprimentos por *d, a, b* e *c* respectivamente. O ponto O_2 é convencionalmente definido como origem do plano cartesiano *XY* (NORTON, 2010).

A análise da cinemática pode ser feita por vários métodos, Norton (2010) apresenta uma solução analítica com equações do segundo grau e notação em números complexos, o que possibilita a análise em várias posições e com boa precisão matemática. Mabie e Ocvirk (1980) fazem uso de construção de polígonos de vetores de velocidades e acelerações de forma gráfica, tornando o método limitado quanto ao número de posições estudadas e ainda podem ocorrer dificuldades no traçado e indefinições de escala, gerando erro nas medições dos vetores e dos ângulos. Pivetta *et al.* (2009) define um método numérico para análise de velocidades e acelerações de pontos de interesse, observando as Equações 1 e 2 de Mabie e Ocvirk (1980):

$$\mathbf{V}_p = \lim_{\Delta t \to 0} (\Delta s / \Delta t) \qquad 1$$

$$\mathbf{A}_p = \lim_{\Delta t \to 0} (\Delta \mathbf{v} / \Delta t) \qquad 2$$

Pivetta *et al.* (2009) encontra as velocidades e acelerações médias do ponto P nas direções x e y diferenciando suas posições e velocidades no tempo e depois encontra os respectivos valores médios resultantes. O valor de Δt em segundos é calculado pela Equação 3:

$$\Delta t = 2\pi \Delta \theta_2^{\circ} / 360^{\circ} \omega_2 \qquad 3$$

Nesse trabalho, a análise da cinemática do mecanismo de quatro barras foi feita de acordo com a solução analítica de Norton (2010). O método tem início na Equação 4 dos vetores posição e de acordo com a Figura 1:

$$\mathbf{R}_2 + \mathbf{R}_3 - \mathbf{R}_4 - \mathbf{R}_1 = \mathbf{0} \qquad 4$$

Em notação complexa e chamando o comprimento dos elos de *a, b, c* e *d* e *j* a unidade imaginária, a Equação 4 torna-se:

$$ae^{j\theta_2} + be^{j\theta_3} + ce^{j\theta_4} - de^{j\theta_1} = 0 \qquad 5$$

Resolvendo as equivalências de Euller para os termos $e^{j\theta}$ o resultado define as Equações 6 e 7 que determinam θ_4 e θ_3:

$$\theta_4 = 2\arctan\left(-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC} / 2A\right) \qquad 6$$

$$\theta_3 = 2\arctan\left(-E \pm \sqrt{E^2 - 4DF} / 2D\right) \qquad 7$$

As Equações 8 à 13 determinam os fatores:

$$A = \cos\theta_2 - K_1 - K_2\cos\theta_2 + K_3 \qquad 8$$

$$B = -2\,\mathrm{sen}\,\theta_2 \qquad 9$$

$$C = K_1 - (K_2 + 1)\cos\theta_2 + K_3 \qquad 10$$

$$D = \cos\theta_2 - K_1 + K_4\cos\theta_2 + K_5 \qquad 11$$

$$E = -2\,\mathrm{sen}\,\theta_2 \qquad 12$$

$$F = K_1 + (K_4 - 1)\cos\theta_2 + K_5 \qquad 13$$

As constantes K_1, K_2, K_3, K_4 e K_5 são definidas por Norton (2010) para simplificar as equações e são obtidas em função dos comprimentos dos elos. As Equações 6 e 7 têm dois resultados obtidos por meio das soluções negativa e positiva da raiz quadrada, esses resultados se referem às configurações aberta e cruzada respectivamente do mecanismo, conforme Figura 1.

Sendo conhecida a velocidade angular de entrada ω_2 do elo 2, as velocidades angulares ω_3 do elo 3 e ω_4 do elo 4 podem ser calculadas pelas Equações 14 e 15 que são a derivada primeira no tempo da equação 5.

$$\omega_3 = \frac{a\,\omega_2\,\mathrm{sen}(\theta_4 - \theta_2)}{b\,\mathrm{sen}(\theta_3 - \theta_4)} \qquad 14$$

$$\omega_4 = \frac{a\,\omega_2\,\mathrm{sen}(\theta_2 - \theta_3)}{c\,\mathrm{sen}(\theta_4 - \theta_3)} \qquad 15$$

Derivando mais uma vez no tempo a Equação 5, a determinação das acelerações angulares α_3 do elo 3 e α_4 do elo 4 podem der obtidas conforme as Equações 16 e 17 cujos fatores são determinados pelas Equações 18 a 23.

$$\alpha_3 = \frac{CD - AF}{AE - BD} \qquad 16$$

$$\alpha_4 = \frac{CE - BF}{AE - BD} \qquad 17$$

$$A = c\,\mathrm{sen}\,\theta_4 \qquad 18$$

$$B = b\,\mathrm{sen}\,\theta_3 \qquad 19$$

$$C = a\alpha_2\,\mathrm{sen}\,\theta_2 + a\omega_2^2\cos\theta_2 + b\omega_3^2\cos\theta_3 - c\omega_4^2\cos\theta_4 \qquad 20$$

$$D = c\cos\theta_4 \qquad 21$$

$$E = b\cos\theta_3 \qquad 22$$

$$F = a\alpha_2\cos\theta_2 - a\omega_2^2\,\mathrm{sen}\,\theta_2 - b\omega_3^2\,\mathrm{sen}\,\theta_3 + c\omega_4^2\,\mathrm{sen}\,\theta_4 \qquad 23$$

Nos cálculos dinâmicos são considerados os coeficientes inerciais de translação nas direções x e y de acordo com as Equações 24 e 25, e da dinâmica da rotação em torno do centro de massa para a componente z Equação 26, dos elos 2, 3 e 4.

$$\sum \mathbf{F}_x = m\mathbf{a}_x \qquad 24$$

$$\sum \mathbf{F}_y = m\mathbf{a}_y \qquad 25$$

$$\sum \mathbf{T} = \mathbf{I}_{cm}\alpha \qquad 26$$

São calculadas as forças de reação nas juntas fixas O_2 e O_4 e nas móveis A e B e ainda o torque $\mathbf{T}_{12}$ sobre o elo 2, conforme na Figura 2.

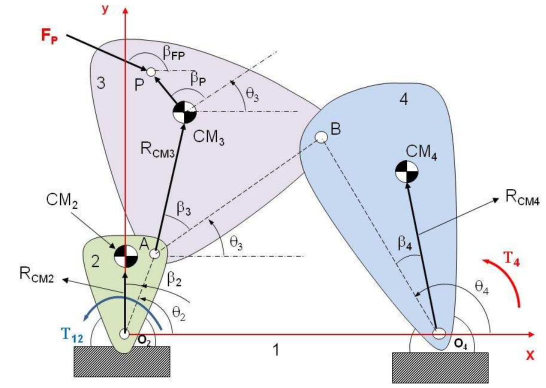

Figura 2 – Localização dos centros de massa e carregamentos (REZENDE *et al.*,2010).

Os vetores $\mathbf{R}_{cm2}$, $\mathbf{R}_{cm3}$ e $\mathbf{R}_{cm4}$ representam as distâncias do centro de massa dos respectivos elos com relação às suas juntas e são determinados pelas Equações 27, 28 e 29 em notação complexa:

$$\mathbf{R}_{cm2} = \mathbf{R}_{cm2} e^{j(\theta_2+\beta_2)} \qquad 27$$

$$\mathbf{R}_{cm3} = ae^{j\theta_2} + \mathbf{R}_{cm3} e^{j(\theta_3+\beta_3)} \qquad 28$$

$$\mathbf{R}_{cm4} = \mathbf{R}_{cm4} e^{j(\theta_4-\beta_4)} \qquad 29$$

As equações do movimento são derivadas a partir do sistema de referência não girante O_2XYZ, com origem na junta fixa O_2 e obtidas pela representação das forças e momentos de força atuantes em cada elo conforme DCL da Figura 3.

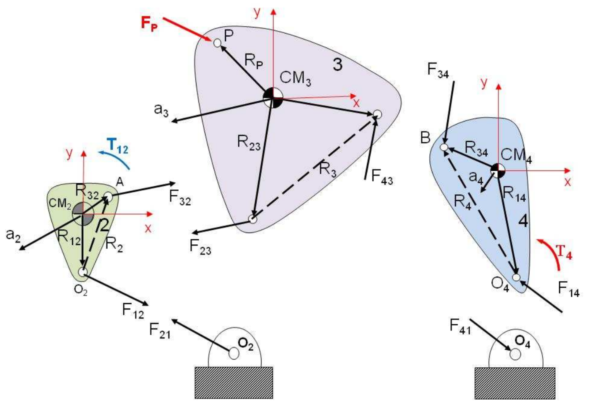

Figura 3 – Diagrama de corpo livre de cada elo (REZENDE *et al.*, 2010).

A posição do ponto de aplicação de cada uma das forças é definida em relação ao centro de massa de cada elo. A notação $\mathbf{F}_{ij}$ representa a ação do elo i sobre o elo j e a posição do ponto de aplicação tem a mesma notação. Assim $\mathbf{R}_{23}$ indica a posição do ponto de aplicação da força $\mathbf{F}_{23}$.

As acelerações absolutas dos centros de massa $\mathbf{a}_2$, $\mathbf{a}_3$ e $\mathbf{a}_4$, são determinadas substituindo as equivalências de Euller e derivando duas vezes no tempo as Equações 27, 28 e 29. Aplicando as Equações 24, 25 e 26 são obtidos os conjuntos de Equações 30, 31 e 32 que governam o movimento de cada elo:

Elo 2

$$\begin{aligned} &\mathbf{F}_{12x} + \mathbf{F}_{32x} = \mathrm{m}_2\,\mathbf{a}_{2x} \\ &\mathbf{F}_{12y} + \mathbf{F}_{32y} = \mathrm{m}_2\,\mathbf{a}_{2y} \\ &\mathbf{T}_{12} + (\mathbf{R}_{12x}\mathbf{F}_{12y} - \mathbf{R}_{12y}\mathbf{F}_{12x}) + (\mathbf{R}_{32x}\mathbf{F}_{32y} - \mathbf{R}_{32y}\mathbf{F}_{32x}) = \mathbf{I}_{CM2}\,\alpha_2 \end{aligned} \qquad 30$$

Elo 3

$$\begin{aligned} &\mathbf{F}_{43x} - \mathbf{F}_{32x} + \mathbf{F}_{Px} = \mathrm{m}_3\,\mathbf{a}_{3x} \\ &\mathbf{F}_{43y} - \mathbf{F}_{32y} + \mathbf{F}_{Py} = \mathrm{m}_3\mathbf{a}_{3y} \\ &(\mathbf{R}_{43x}\mathbf{F}_{43y} - \mathbf{R}_{43y}\mathbf{F}_{43x}) - (\mathbf{R}_{23x}\mathbf{F}_{32y} - \mathbf{R}_{23y}\mathbf{F}_{32x}) + (\mathbf{R}_{Px}\mathbf{F}_{Py} - \mathbf{R}_{Py}\mathbf{F}_{P2x}) = \mathbf{I}_{CM3}\alpha_3 \end{aligned} \qquad 31$$

Elo 4

$$\begin{aligned} &\mathbf{F}_{14x} - \mathbf{F}_{43x} = \mathrm{m}_4\,\mathbf{a}_{4x} \\ &\mathbf{F}_{14y} - \mathbf{F}_{43y} = \mathrm{m}_4\,\mathbf{a}_{4y} \\ &(\mathbf{R}_{14x}\mathbf{F}_{14y} - \mathbf{R}_{14y}\mathbf{F}_{14x}) - (\mathbf{R}_{34x}\mathbf{F}_{43y} - \mathbf{R}_{32y}\mathbf{F}_{43x}) + \mathbf{T}_4 = \mathbf{I}_{CM4}\,\alpha_4 \end{aligned} \qquad 32$$

As expressões acima são agrupadas numa equação matricial linear do tipo AX=B. A matriz A [9x9] é formada pelos coeficientes das incógnitas, a matriz X [9x1] representa as incógnitas e a matriz B [9x1] é formada pelas componentes x e y das forças e momentos inerciais, componentes da força de carregamento $\mathbf{F}_P$, as componentes Z dos momentos inerciais e o torque resistivo $\mathbf{T}_4$.

A Figura 4 ilustra os diagramas que auxiliam na determinação das componentes $\mathbf{R}_{ij}$, as Equações 33 à 44 foram deduzidas e utilizadas para determinar os valores correspondentes.

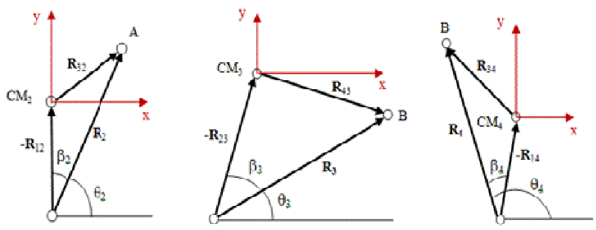

Figura 4 – Diagrama dos vetores posição dos elos 2, 3 e 4 (REZENDE *et al.*,2010, modif.).

$$\mathbf{R}_{12x} = -\mathbf{R}_{CM2}\cos(\theta_2 + \beta_2) \qquad 33$$

$$\mathbf{R}_{12y} = -\mathbf{R}_{CM2}\,\mathrm{sen}(\theta_2 + \beta_2) \qquad 34$$

$$\mathbf{R}_{32x} = \mathbf{R}_2\cos(\theta_2) - \mathbf{R}_{CM2}\cos(\theta_2 + \beta_2) \qquad 35$$

$$\mathbf{R}_{32y} = \mathbf{R}_2 \mathrm{sen}(\theta_2) - \mathbf{R}_{CM2}\,\mathrm{sen}(\theta_2+\beta_2) \quad 36$$

$$\mathbf{R}_{23x} = -\mathbf{R}_{CM3}\cos(\theta_3+\beta_3) \quad 37$$

$$\mathbf{R}_{23y} = -\mathbf{R}_{CM3}\,\mathrm{sen}(\theta_3+\beta_3) \quad 38$$

$$\mathbf{R}_{43x} = \mathbf{R}_3\cos(\theta_3) - \mathbf{R}_{CM3}\cos(\theta_3+\beta_3) \quad 39$$

$$\mathbf{R}_{43y} = \mathbf{R}_3\,\mathrm{sen}(\theta_3) - \mathbf{R}_{CM3}\,\mathrm{sen}(\theta_3+\beta_3) \quad 40$$

$$\mathbf{R}_{34x} = \mathbf{R}_4\cos(\theta_4) - \mathbf{R}_{CM4}\cos(\theta_4-\beta_4) \quad 41$$

$$\mathbf{R}_{34y} = \mathbf{R}_4\,\mathrm{sen}(\theta_4) - \mathbf{R}_{CM4}\,\mathrm{sen}(\theta_4-\beta_4) \quad 42$$

$$\mathbf{R}_{14x} = -\mathbf{R}_{CM4}\cos(\theta_4-\beta_4) \quad 43$$

$$\mathbf{R}_{14y} = -\mathbf{R}_{CM4}\,\mathrm{sen}(\theta_4-\beta_4) \quad 44$$

As componentes x e y do vetor posição $\mathbf{R}_p$ e da força $\mathbf{F}_P$ são determinadas pelas Equações 45, 46, 47 e 48 conforme Figura 2.

$$\mathbf{R}_{Px} = \mathbf{R}_P\cos(\theta_3+\beta_P) \quad 45$$

$$\mathbf{R}_{Py} = \mathbf{R}_P\,\mathrm{sen}(\theta_3+\beta_P) \quad 46$$

$$\mathbf{F}_{Px} = \mathbf{F}_P\cos(\beta_{FP}) \quad 47$$

$$\mathbf{F}_{Py} = \mathbf{F}_P\,\mathrm{sen}(\beta_{FP}) \quad 48$$

Aplicação dos métodos

Para aplicação dos procedimentos, comparação e validação dos cálculos e resultados, foi utilizado o mecanismo de quatro barras de Norton (2004), ilustrado na Figura 5.

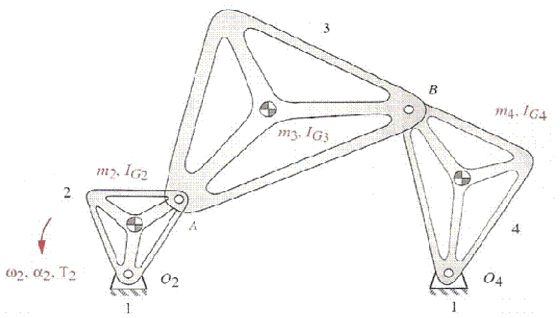

Figura 5 – Mecanismo de quatro barras (NORTON, 2004, modif.).

Norton (2004) considerou apenas os esforços causados pelas acelerações e momentos de inércia. A Tabela 1 mostra os dados geométricos, massas e coeficientes inerciais. A velocidade angular da barra 2 ω_2=12,566 rad/s constante.

Tabela1- Dados geométricos, massas e coeficientes inerciais (NORTON, 2004)

Elos	1	2	3	4
R[mm]	457,3	152,42	406,44	304,79
R_{cm} [mm]	---	85,34	232,92	102,87
Massa [Kg]	---	0,525	1,050	1,050
I_{cm} [Kgm²]	---	0,057	0,011	0,455
β [grau]	---	26,667	15,494	10,014

Em todas as análises cinemáticas, as barras foram consideradas como corpos rígidos e as articulações sem folga e sem atrito conforme Pivetta *et al.* (2009).

Comparados e validados os resultados, foram feitas as simulações com os carregamentos externos $\mathbf{F}_P$ força no ponto P e $\mathbf{T}_4$. A localização e o módulo da força $\mathbf{F}_P$, estão apresentados na Tabela 2 conforme Rezende *et al.* (2010)..

Tabela 2- Localização e módulo da força $\mathbf{F}_P$ (REZENDE *et al.*, 2010)

Posição	Símbolo	Unidade	Valor
Ponto P	$\mathbf{F}_P$	N	100
Ponto P	$\mathbf{R}_P$	mm	174,64
Ponto P	β_P	grau	65,449
Ponto P	β_{FP}	grau	315

O torque $\mathbf{T}_4$, resistivo à velocidade angular ω_4 da barra 4, representa o atrito causado pelas forças reativas normais à junta fixa O_4 e foi calculado pela Equação 49 segundo Stolarski (1990):

$$\mathbf{T}_4 = \mathbf{F}_f\, d \quad 49$$

Onde $\mathbf{F}_f$ é a força de atrito, calculada pela Equação 50 e d é igual ao raio do pino da junta O_4, que na simulação foi atribuído o valor de 0,015 m.

$$\mathbf{F}_f = f\mathbf{W} \quad 50$$

Sendo f o coeficiente de atrito igual a 0,1 e **W** é a carga normal à junta O_4, resultante das forças $\mathbf{F}_{14x}$ e $\mathbf{F}_{14y}$.

A potência no motor acionador foi calculada de acordo com a Equação 51 de Norton (2010).

$$\mathbf{P} = \mathbf{T}\,\omega \quad 51$$

Onde **T** e ω são respectivamente o torque e a velocidade angular do elo 2.

Resultados

A Tabela 3 apresenta os resultados das acelerações angulares α e absolutas dos centros de massa $\mathbf{a}_{cm}$ nas direções x e y dos elos 2, 3 e 4 conforme Norton (2004) quando θ_2 vale 30°, calculados com os programas computacionais *Mathcad* e *TKSolver*. A Tabela 4 mostra os resultados obtidos para o mesmo valor do ângulo θ_2, calculados com o MS Excel.

Norton (2004) não apresenta os gráficos das reações nas juntas móveis A e B e do torque $\mathbf{T}_{12}$.

Neste trabalho, esses gráficos, além o da potência no motor acionador são apresentados para complemento e melhor entendimento das análises.

Tabela 3- Resultados apresentados por Norton (2004)

Elos	1	2	3	4
α[rad/s²]	0	0	56,7	138
$\mathbf{a}_{cmx}$[m/s²]	0	-7,4	-34,6	-13,9
a_{cmy}[m/s²]	0	-11,3	-7,9	2,9

Tabela 4- Resultados obtidos

Elos	1	2	3	4
α[rad/s²]	0	0	56,633	137,95
$\mathbf{a}_{cmx}$[m/s²]	0	-7,405	34,597	13,885
a_{cmy}[m/s²]	0	-11,260	-7,885	2,933

A comparação entre os resultados da análise dinâmica de Norton (2004) e os calculados quando θ_2 vale 30°, é apresentada na Tabela 5.

Tabela 5- Comparação entre os resultados de Norton (2004) e os calculados

F_{ij}	Norton (2004) [N]	Calculados [N]
$\mathbf{F}_{12x}$	-255,8	-257,21
$\mathbf{F}_{12y}$	-178,1	-178,913
$\mathbf{F}_{32x}$	252	253,32
$\mathbf{F}_{32y}$	172,2	173
$\mathbf{F}_{34x}$	-215,6	-217
$\mathbf{F}_{34y}$	-163,9	-164,75
$\mathbf{F}_{14x}$	201	202,4
$\mathbf{F}_{14y}$	167	167,84
$\mathbf{T}_{12}$[Nm]	-3,55	-3,53

As Figuras 6 e 7 ilustram as forças reativas nas direções x e y nas juntas fixas O_2 e O_4 conforme Norton (2004), e a Figura 8 mostra os resultados obtidos, ambos em uma volta completa do elo 2.

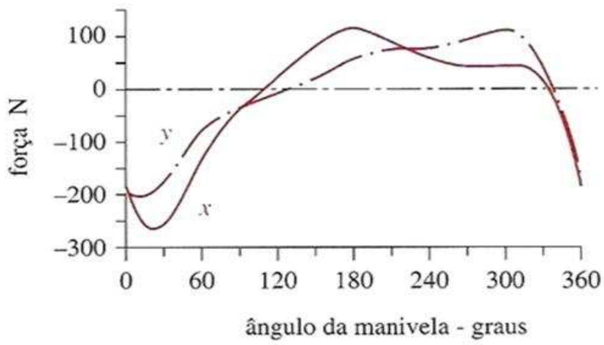

Figura 6- Forças dinâmicas em x e y na junta O_2 sem carregamentos externos (Norton, 2004).

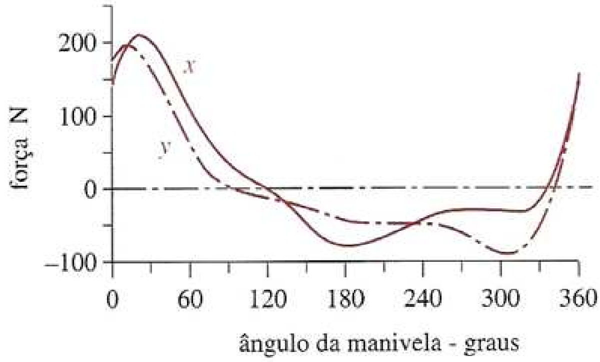

Figura 7- Forças dinâmicas em x e y na junta O_4 sem carregamentos externos (Norton, 2004).

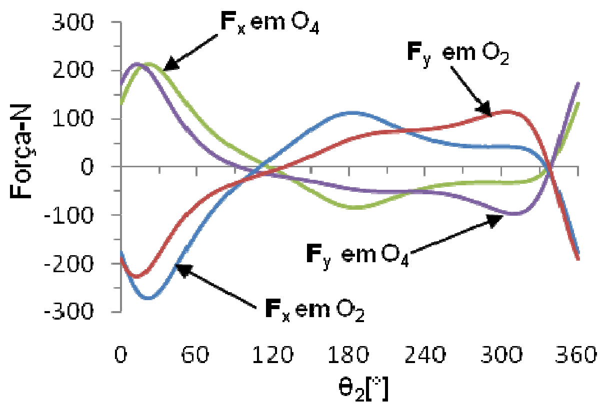

Figura 8- Forças nas direções x e y nas juntas O_2 e O_4 calculadas sem carregamentos externos.

A Figura 9 ilustra as reações absolutas nas juntas móveis A e B com e sem os carregamentos externos $\mathbf{F}_P$ e $\mathbf{T}_4$ com θ_2 variando de 0 a 360°.

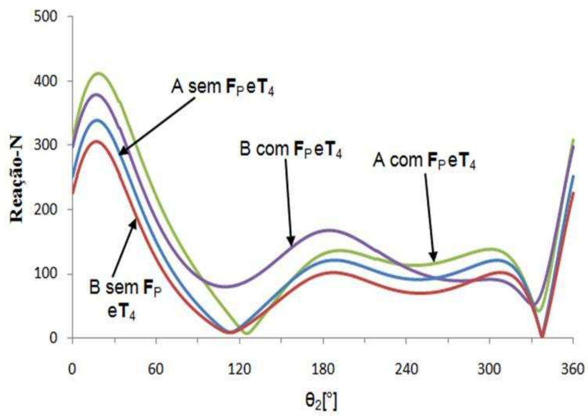

Figura 9- Reações dinâmicas absolutas nas juntas A e B com e sem os carregamentos externos.

As forças dinâmicas absolutas nas juntas O_2 e O_4 são apresentadas na Figura 10. O torque e a potência necessários ao motor acionador estão ilustrados nas Figuras 11 e 12 com e sem carregamentos externos.

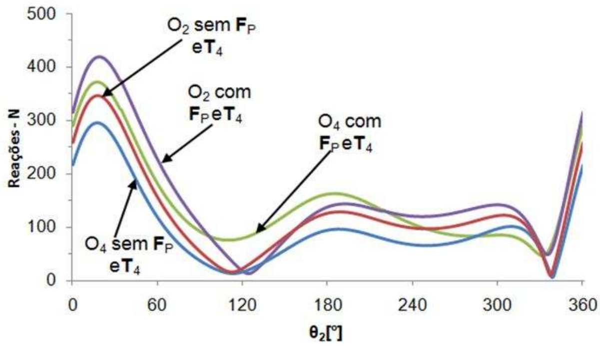

Figura 10- Forças dinâmicas absolutas em O_2 e O_4 com e sem os carregamentos $\mathbf{F}_P$ e $\mathbf{T}_4$.

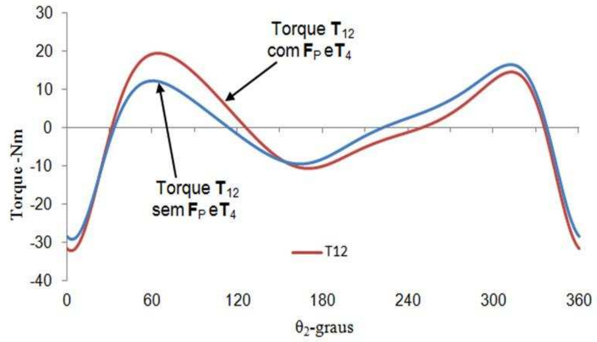

Figura11- Torque $\mathbf{T}_{12}$ com e sem os carregamentos $\mathbf{F}_P$ e $\mathbf{T}_4$.

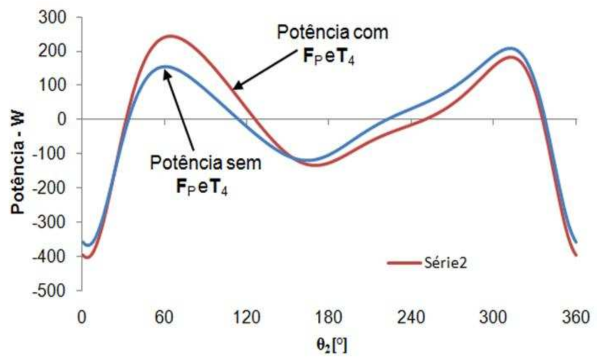

Figura 12- Potência necessária ao motor acionador com e sem os carregamentos $\mathbf{F}_P$ e $\mathbf{T}_4$.

Discussão

Os resultados obtidos nas Tabelas 4 e 5 e no gráfico da Figura 8, comparados aos resultados publicados por Norton (2004) nas Tabelas 3 e 5 e nos gráficos das Figuras 6 e 7, apresentam pequenas variações que podem ter ocorridas em função de arredondamentos ou pela diferença dos métodos de resolução do sistema matricial AX=B. Para o motor acionador do mecanismo serão necessários controles eletromecânicos de torque e potência, pois, de acordo com os gráficos das Figuras 11 e 12 os mesmos apresentam módulos e sentidos variáveis.

Conclusão

As análises desenvolvidas nesse trabalho demonstraram que o método desenvolvido é bastante confiável e possível de ser realizado nas planilhas do MS Excel. Foi possível entender e avaliar os esforços cíclicos nas juntas e no torque do motor em um ciclo completo do mecanismo e ainda perceber a influência dos carregamentos externos. Os resultados obtidos apresentam pequenas variações em relação à literatura estudada, o que indica que teorias da cinemática e dinâmica de mecanismos foram bem aplicadas.

Agradecimentos

O autor agradece primeiramente à Deus, à sua família, aos orientadores Osvaldo Prado de Rezende e Carlos Sergio Pivetta pelo apoio e incentivo prestados e à ETEP Faculdades.

Referências

- MABIE, H. H.; OCVIRK, F. W. Mecanismos e Dinâmica das Máquinas. 2. ed. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico S.A., 1980.

- NORTON, R. L. Projeto de Máquinas. Uma abordagem integrada. 2. ed. Porto Alegre: Ed. Bookman, 2004. p. 114-117.

- NORTON, R. L.. Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos. Porto Alegre: AMGH Ed. LTDA, 2010.

- PIVETTA, C. S., REZENDE, O. P., GRECHI, R., CAMPOS, M. L., BRANDÃO, J. G. T. Análise Cinemática de Mecanismos de 4 barras com Abordagem Geométrica e Computacional. In: IX Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial – *(CONEMI)*. [CD-ROM],.12p., Campo Grande, MS, Brasil, 2009.

- REZENDE, O. P.,PIVETTA, C. S., GRECHI, R., CAMPOS, M. L., BRANDÃO, J. G. T. Uma Contribuição à Análise Dinâmica Computacional de Mecanismos de 4 Barras. In: X Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial – *(CONEMI)*. [CD-ROM],.10p.,Vitória,ES, Brasil, 2010.

- STOLARSKI, T. A. Tribology in Machine Design. Woburn: Butterworth-Heinemann, 1990.