

## CINEMÁTICA DE SISTEMAS MECÂNICOS COM ACELERAÇÃO DE CORIOLIS

Carlos Sergio Pivetta<sup>1</sup> – carlos.pivetta@etep.edu.br

Osvaldo Prado de Rezende<sup>1</sup> – osvaldo.rezende@etep.edu.br

Roberto Grechi<sup>1</sup> – roberto.grechi@csa.edu.br

Mário Luis Campos<sup>1</sup> – mario.campos@etep.edu.br

<sup>1</sup>CETEC Educacional SA, ETEP Faculdades - Engenharias

Av. Barão do Rio branco, 882 Jardim Esplanada

12232-800 – São José dos Campos – SP

José Geraldo Trani Brandão<sup>2</sup> – brandao@feg.unesp.br

<sup>2</sup>UNESP - Universidade Estadual Paulista, Av. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – Bairro Pedregulho, 12516-410, Guaratinguetá – SP

**Resumo:** *O projeto de mecanismos articulados, nos quais estão presentes componentes (elementos) mecânicos em movimento simultâneo de rotação e de deslizamento, tende a exigir cálculos cinemáticos complexos. Os resultados da análise cinemática tornam-se difíceis de serem obtidos, interpretados e avaliados. Este trabalho apresenta uma alternativa de análise cinemática que possibilita obter resultados altamente precisos, de acordo com as necessidades, e que demandam pequenos esforços matemáticos e computacionais. Os conceitos fundamentais da cinemática são aplicados, juntamente com um procedimento matemático adequado para a realização dos cálculos das velocidades e das acelerações dos pontos de interesse do mecanismo. Pode-se observar que, em função do conteúdo apresentado e dos resultados obtidos ao se utilizar o método, a proposta apresenta-se com simplicidade para implementação e permite alta precisão e confiabilidade dos dados cinemáticos, o que podem ser comparados com publicações especializadas no assunto. Esta metodologia de análise cinemática poderá contribuir com o ensino de engenharia no Brasil.*

**Palavras-chave:** *Aceleração de Coriolis, Análise cinemática de mecanismos, Cinemática de mecanismos com Coriolis*

### 1 INTRODUÇÃO

Os sistemas mecânicos durante o funcionamento, se não forem devidamente projetados e avaliados, podem causar problemas que o corpo humano ou os materiais podem não suportar. Norton (2010) apresenta uma abordagem da tolerância humana à aceleração, a qual deve ser de grande interesse e valor na execução de projetos. É muito comum expressar a aceleração baseada na aceleração da gravidade. Norton (2010) apresenta os níveis aproximados de aceleração em “g’s” que os seres humanos enfrentam todos os dias. O conhecimento das velocidades e das acelerações de determinados pontos dos sistemas mecânicos torna-se muito importante para se evitar os problemas que comumente se apresentam, tais como, vibrações, forte sensibilidade do ser humano e de materiais aos excessivos valores das acelerações. Geralmente encontram-se dificuldades na determinação das velocidades e das acelerações de sistemas mecânicos nos casos em que há elementos em movimentos relativos de rotação e de translação simultaneamente.

As velocidades e as acelerações são importantes no resultado do funcionamento do mecanismo e a determinação pode ser feita por procedimentos gráficos, mas não permitem alta precisão nos resultados e destinam-se a poucos pontos de interesse. Ao se utilizar os procedimentos gráficos para a análise cinemática empregando sistemas auxiliares de desenho os erros podem ser minimizados e também o respectivo tempo de análise (FLORES & CLARO, 2007). Os procedimentos analíticos demandam elevados esforços matemáticos para se obter os resultados desejados.

Este trabalho tem o objetivo de propor e demonstrar um método de determinação da velocidade e da aceleração dos pontos de interesse dos sistemas mecânicos compostos de elementos que, ao funcionarem, realizam movimentos de rotação e de deslizamento relativo entre si. Uma metodologia para calcular a velocidade e a aceleração de pontos de interesse de um mecanismo é apresentada, a partir da publicação de Mansour e Osman (1970), na qual foi aplicada uma pequena perturbação na barra de entrada do mecanismo para determinar as posições dos pontos desejados. Este trabalho poderá contribuir com o ensino da Engenharia no Brasil visto que são abordadas metodologias computacionais de relativa facilidade de utilização.

## 2 METODOLOGIA

A Figura 1 ilustra um sistema mecânico que possui movimentos de rotação e de translação relativos entre si (MABIE & OCVIRK, 1980) e foi também publicado por Mabie e Reinholtz (1987) nas unidades inglesas. O desenvolvimento da metodologia deste trabalho é baseado na publicação da solução dos cálculos cinemáticos do mecanismo de plaina limadora, também denominado de mecanismo de retorno rápido para a fase (posição) ilustrada na Figura 1.

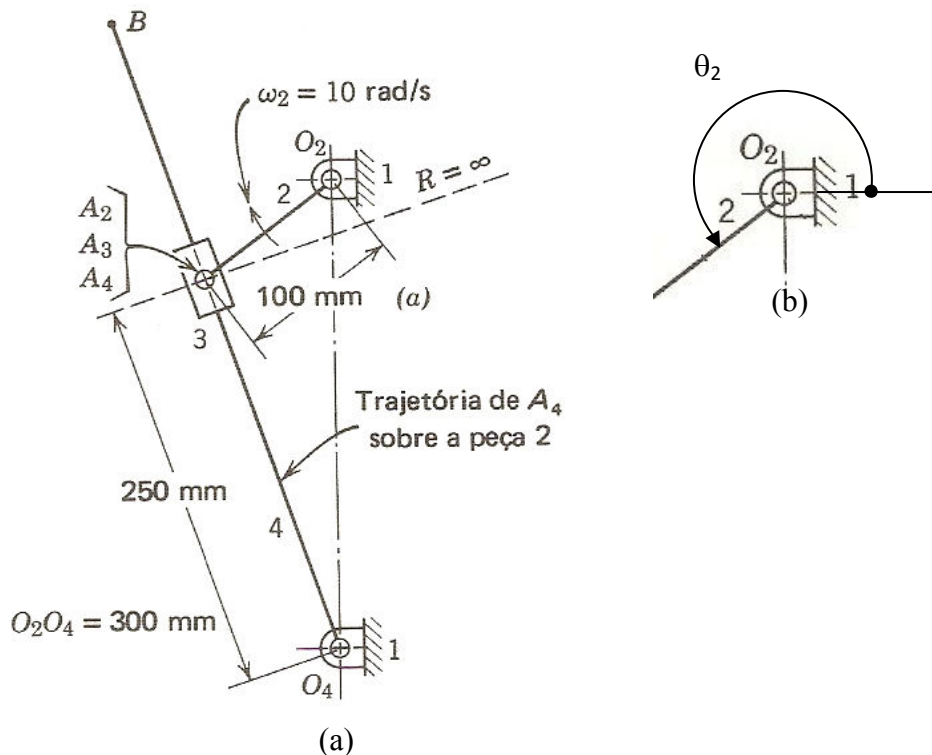


Figura 1 – Mecanismo de referência para a análise cinemática: (a) Fase do mecanismo, (b) Posição angular da barra de entrada (Modificado de MABIE e OCVIRK, 1980).

A denominação do elemento 1 da Figura 1 representa o elo fixo (ou terra) do sistema. A barra 2, cujo raio tem dimensão  $R_2 = 100 \text{ mm}$  gira em torno do ponto fixo  $O_2$  no sentido horário em uma velocidade constante no valor de  $\omega_2 = 10 \text{ rad/s}$ .

A barra 2 está conectada por uma peça 3, elo 3, montada no ponto A por meio de um pino o qual permite rotação em relação a barra 2, constituindo-se assim uma junta rotacional. O elo 3 desliza guiado, por exemplo, por um rasgo, sobre o elo 4 que oscila em torno do ponto fixo  $O_4$  em função do movimento da barra 2 e das restrições geométricas do sistema. Desta forma, de acordo a ilustração da Figura 1, existem três pontos coincidentes na mesma posição “A” denominados de  $A_2$  do elo 2,  $A_3$  do elo 3 e  $A_4$  do elo 4.

A análise cinemática foi realizada pelo método gráfico por Mabie e Ocvirk (1980) para a fase (posição) apresentada, em que foram utilizados os recursos vetoriais de velocidade e de aceleração relativas.

No exemplo do esquema da Figura 1, a componente de Coriolis da aceleração está presente e de acordo com Norton (2010) deverá ser sempre considerada quando houver uma velocidade de deslizamento associada a qualquer membro que também tenha velocidade angular. O mesmo autor também alerta de que ao se fazer a análise gráfica para a aceleração, é necessária atenção para reconhecer, calcular e introduzi-la no diagrama vetorial. Este aspecto citado torna-se um problema sério para os estudantes de engenharia ou os profissionais iniciantes.

Ao considerar a trajetória de um ponto P genérico do mecanismo, conhecendo-se o ângulo  $\theta_2$  de posição da barra de entrada pode-se determinar a posição do ponto P. Utilizando-se pequenos incrementos aplicados no ângulo  $\theta_2$  da barra de entrada do sistema, que representam uma perturbação de proximidade da posição anterior, pode-se calcular a nova posição do ponto P, denominado de  $P_{i+1}$ , após este deslocamento. A Figura 2 ilustra uma trajetória genérica de um ponto P saindo da posição inicial  $P_{i-1}$ , passando pela posição atual  $P_i$  e chegando na posição final  $P_{i+1}$  (PIVETTA *et al.*, 2009).

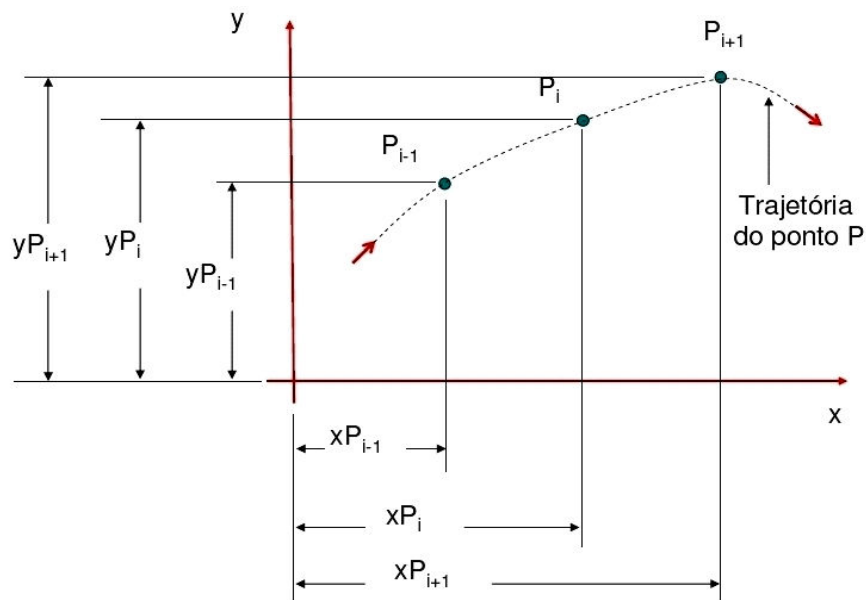


Figura 2 – Ilustração de uma trajetória genérica do ponto P.

Considerando-se que o ponto P genérico poderá ser especificamente os pontos  $A_2$ ,  $A_3$  ou  $A_4$  do sistema da Figura 1 podem-se utilizar os conceitos descritos para a aplicação do método proposto para estes pontos.

A velocidade e a aceleração de um ponto de interesse de um mecanismo articulado podem ser determinadas utilizando-se as Equações 1 e 2 (MABIE & OCVIRK, 1980; MABIE & REINHOLTZ; UICKER, PENNOCK & SHIGLEY, 2003).

$$v_p = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left( \frac{\Delta R_p}{\Delta t} \right) \quad (1)$$

$$a_p = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left( \frac{\Delta v_p}{\Delta t} \right) \quad (2)$$

Ao se substituir  $\Delta R_p$  pelos deslocamentos relativos  $\Delta S$  nas direções x e y na Equação 1 podem-se determinar as velocidades médias no intervalo e a respectiva resultante. Ao se substituir  $\Delta v_p$  pelas diferenças de velocidades dos sucessivos intervalos podem-se determinar as acelerações médias do ponto P nas direções x e y e suas respectivas resultantes. Se o elo de entrada da Figura 1 girar com uma velocidade constante, que é o caso do exemplo aqui em estudo, o valor de  $\Delta t$  pode ser calculado pela Equação 3, obtido em segundos ao se utilizar  $\Delta\theta_2$  em graus e  $\omega_2$  em rad/s.

$$\Delta t = 2 \pi \Delta\theta_2^\circ / (360^\circ \omega_2) \quad (3)$$

Neste caso, ao se utilizar o incremento angular  $\Delta\theta_2$  de  $0,1^\circ$  no ângulo de posição  $\theta_2$  da barra de entrada pode-se obter o valor aproximadamente para  $\Delta t = 1,745 \cdot 10^{-4}$  segundos. As velocidades e as acelerações do ponto P genérico nas direções x e y e os respectivos módulos genérico podem ser determinados pelas Equações 4 à 9.

$$v_{xP_i} = (x_{P_i} - x_{P_{i-1}}) / \Delta t \quad (4)$$

$$v_{yP_i} = (y_{P_i} - y_{P_{i-1}}) / \Delta t \quad (5)$$

$$v_{P_i} = (v_{xP_i}^2 + v_{yP_i}^2)^{1/2} \quad (6)$$

$$a_{xP_i} = (v_{xP_i} - v_{xP_{i-1}}) / \Delta t \quad (7)$$

$$a_{yP_i} = (v_{yP_i} - v_{yP_{i-1}}) / \Delta t \quad (8)$$

$$a_{P_i} = (a_{xP_i}^2 + a_{yP_i}^2)^{1/2} \quad (9)$$

Estabelecendo-se um sistema de coordenadas global com a origem no ponto  $O_4$  do esquema da Figura 1, o qual é o centro de rotação da barra 4, pode-se, por meio da Figura 3, observar as variáveis a serem utilizadas.

O ponto  $O_2$  é o centro de rotação da barra de entrada 2 que gira em velocidade angular constante no sentido horário (SH). A posição "A" do mecanismo contém os pontos  $A_2$ ,  $A_3$  e  $A_4$  pertencentes às barras 2, 3 e 4 respectivamente no mesmo instante. A posição do ponto  $O_2$  em relação ao ponto  $O_4$  refere-se às coordenadas  $x_{O_2}$  e  $y_{O_2}$ . As coordenadas do ponto A e do ponto B serão denominadas respectivamente de  $x_A$ ,  $y_A$  e  $x_B$ ,  $y_B$ . As coordenadas dos pontos  $A_2$ , da peça 2,  $A_3$  da peça 3 e  $A_4$  da peça 4 serão denominadas de  $x_{A_2}$ ,  $y_{A_2}$ ,  $x_{A_3}$ ,  $y_{A_3}$  e  $x_{A_4}$ ,  $y_{A_4}$ , respectivamente.

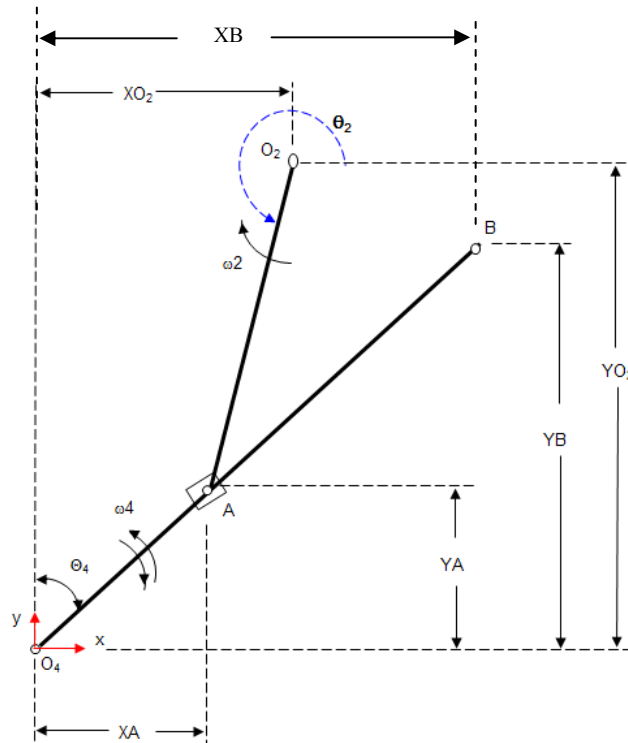


Figura 3 – Ilustração do sistema de coordenadas e das variáveis.

De acordo com o esquema da Figura 3 e aplicando-se a geometria analítica podem-se determinar as coordenadas de posição  $x_{A_2}$  e  $y_{A_2}$  do ponto A<sub>2</sub> conhecendo-se a posição angular  $\theta_2$  e as distancias  $x_{O_2}$  e  $y_{O_2}$  (no caso em estudo os valores são  $x_{O_2} = 0$  e  $y_{O_2} = 400$  mm) utilizando-se as Equações 10 e 11, respectivamente.

$$x_{A_2} = x_{O_2} + R_2 \cos \theta_2 \quad (10)$$

$$y_{A_2} = y_{O_2} + R_2 \sin \theta_2 \quad (11)$$

Conhecendo-se as coordenadas do ponto A<sub>2</sub> para a posição angular  $\theta_2$  da barra de entrada podem-se determinar as velocidades e as acelerações médias deste ponto utilizando-se os conceitos análogos das Equações 4 a 9. O ângulo de posição  $\theta_4$  da barra 4 para cada posição do ângulo  $\theta_2$  da barra de entrada pode ser determinado pela Equação 12.

$$\theta_4 = \text{tg}^{-1} ( x_{A_2} / y_{A_2} ) \quad (12)$$

Ao se aplicarem as Equações 1 e 2 utilizando-se o valor de  $\theta_{4\Delta}$  em lugar dos valores de  $\Delta R_p$  podem-se obter as velocidades angulares  $\omega_4$  e as acelerações angulares  $\alpha_4$  médias da barra 4 no intervalo de tempo  $\Delta t$ , usando-se as Equações 13 e 14.

$$\omega_{4i} = ( \theta_{4i} - \theta_{4i-1} ) / \Delta t \quad (13)$$

$$\alpha_{4i} = ( \omega_{4i} - \omega_{4i-1} ) / \Delta t \quad (14)$$

As designações  $\theta_{4i}$  e  $\theta_{4i-1}$  representam as posições angulares atuais e anteriores da barra 4, e  $\omega_{4i}$  as suas respectivas velocidades angulares. Ao se observar os valores obtidos de  $\omega_{4i}$ ,

quando forem positivos, significam sentidos anti-horários (SAH) e negativos, sentidos horários (SH). A mesma interpretação deve ser feita para  $\alpha_{4i}$ .

Conhecendo-se as coordenadas do ponto  $A_2$  para a posição angular  $\theta_2$  da barra de entrada podem-se determinar as velocidades e as acelerações médias deste ponto utilizando-se analogamente as Equações 4 a 9.

A distância  $O_4A_4$ , a qual representa  $O_4A_4$ , é o valor do raio  $R_4$ . Ao se aplicar analogamente as Equações 1 e 2 podem-se determinar os módulos das velocidades  $v_{A_4}$  e das acelerações normais e tangenciais do ponto  $A_4$ ,  $a^N_{A_4}$  e  $a^T_{A_4}$ . Portanto, os módulos das velocidades e das acelerações normais e tangenciais dos pontos  $A_4$ , utilizando-se as Equações 15 a 17.

$$v_{A_4} = \omega_4 \cdot R_4 \quad (15)$$

$$a^N_{A_4} = (v_{A_4})^2 / R_4 \quad (16)$$

$$a^T_{A_4} = \alpha_4 \cdot R_4 \quad (17)$$

Os módulos das velocidades e das acelerações do ponto B ( $v_B$ ,  $a^N_B$  e  $a^T_B$ ), podem ser determinados de forma análoga à utilizada para o ponto  $A_4$  usando a distância  $O_4B$  como o valor do raio em lugar de  $O_4$ , nas Equações 15 a 17.

Os valores das velocidades e das acelerações de deslizamento do bloco 3, o qual é guiado sobre o elo 4 (ponto  $A_3$ ), aqui denominadas de  $v_{A_4A_2}$  e  $a_{A_4A_2}$ , respectivamente, podem ser determinados, de forma aproximada, desprezando-se o diferencial angular na velocidade relativa causado por  $\Delta\theta_4$  visto é muito pequeno, usando-se as Equações 18 e 19, analogamente às Equações utilizadas para o ponto  $A_4$ .

$$v_{A_4A_2} = (R_{4i} - R_{4i-1}) / \Delta t \quad (18)$$

$$a_{A_4A_2} = (v_{A_4A_2i} - v_{A_4A_2i-1}) / \Delta t \quad (19)$$

Os sinais positivos dos valores das velocidades  $v_{A_4A_2}$  significam que o bloco deslizante 3 (ponto  $A_3$ ) está se movimentando para a periferia e os negativos, para o centro de rotação  $O_4$  da barra 4. Os sinais positivos dos valores das acelerações  $a_{A_4A_2}$  significam que o bloco deslizante 3 está se movimentando acelerando para a periferia e os negativos, acelerando para o centro de rotação  $O_4$  da barra 4.

Os valores das componentes das acelerações de  $a_C$  (aceleração de Coriolis) podem ser determinados pela Equação 20.

$$a_C = 2 \cdot v_{A_4A_2} \cdot \omega_4 \quad (20)$$

É importante apresentar, de acordo com Soni (1974), o esquema ilustrado na Figura 4 para a interpretação do sentido da aceleração de Coriolis que pode ser obtida com sinal positivo ou negativo por meio da Equação 20.

Pode-se observar que se a aceleração de Coriolis “ $a_C$ ” obtida tiver sinal positivo, seu sentido será de forma que contribua com a aceleração angular da barra 4 no sentido anti-horário, ou seja, no mesmo sentido da orientação da aceleração angular positiva  $\alpha_4$ , caso contrário, será no sentido horário. O que foi descrito poderá ser visto na Figura 4, em que há 4 possibilidades de combinações diferentes para o par  $\omega_4$ ,  $v_{A_4}$  resultante dos cálculos anteriores.



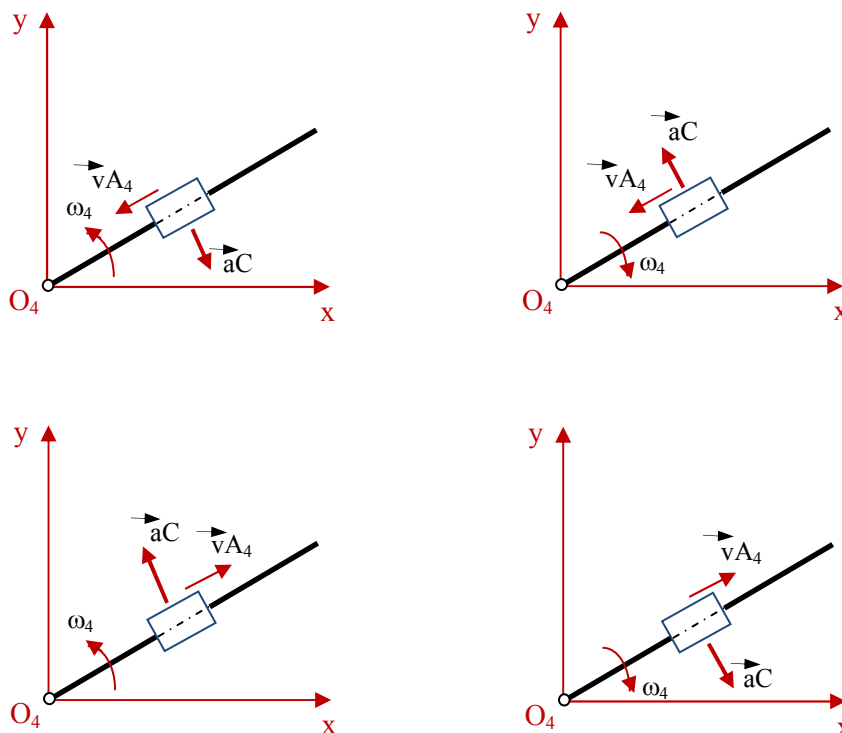


Figura 4 - Sentido da aceleração de Coriolis –  $a_C$  ( Modificado de SONI, 1974).

Na análise cinemática geralmente os componentes são considerados como corpos rígidos, ou seja, sem deflexões ou sem deformações. As juntas são consideradas sem folgas ou sem interferências e as dimensões são consideradas nominais, sem variações dimensionais. Estas considerações serão utilizadas neste trabalho.

### 3 RESULTADOS

Os resultados publicados por Mabie e Ocvirc (1980) para o sistema mecânico ilustrado na Figura 1 estão apresentados na Tabela 1. Os autores realizaram a análise cinemática pelo método gráfico, conforme mencionado na referencia.

Ao se considerar a posição da barra 2 de entrada, em função das dimensões estabelecidas na Figura 1, o valor da posição angular resulta em aproximadamente de  $\theta_2 = 218,7^\circ$ . Os valores obtidos pelo método proposto observando-se a Tabela 1 podem ser comparados com os valores publicados. Foi utilizado um incremento angular na posição da barra de entrada de  $\Delta\theta_2 = 0,1^\circ$ .

Tabela 1 – Resultados da análise cinemática para  $\theta_2 = 218,7^\circ$ .

| Parâmetro    | Unidade   | Resultados de Mabie e Ocvirc (1980) | Resultados do método proposto |
|--------------|-----------|-------------------------------------|-------------------------------|
| $v_{A_4}$    | m/s       | 0,325                               | 0,35                          |
| $v_{A_4A_2}$ | m/s       | 0,950                               | 0,94                          |
| $a_{A_4}$    | $m/s^2$   | 11,88                               | 12,01                         |
| $a_{A_4}^T$  | $m/s^2$   | 11,85                               | 12,00                         |
| $\omega_4$   | rad/s     | 1,3 (SAH)                           | 1,40 (SAH)                    |
| $\alpha_4$   | $rad/s^2$ | 47,4 (SH)                           | 48,03 (SH)                    |
| AC           | $m/s^2$   | 2,47                                | 2,63                          |

Pode-se observar pela Tabela 1 que há pequena variação nos resultados e que ao se realizar a análise cinemática pelo processo gráfico, geralmente os valores obtidos tendem a apresentarem pequenas diferenças em relação aos valores reais.

A Figura 5 ilustra os módulos das velocidades e das acelerações dos pontos A<sub>4</sub> e B. As Figuras 5a) e 5b) ilustram os gráficos dos módulos das velocidades dos pontos A<sub>4</sub> (v<sub>A4</sub>) e B (v<sub>B</sub>) em função da posição angular da barra de entrada, a barra 2.

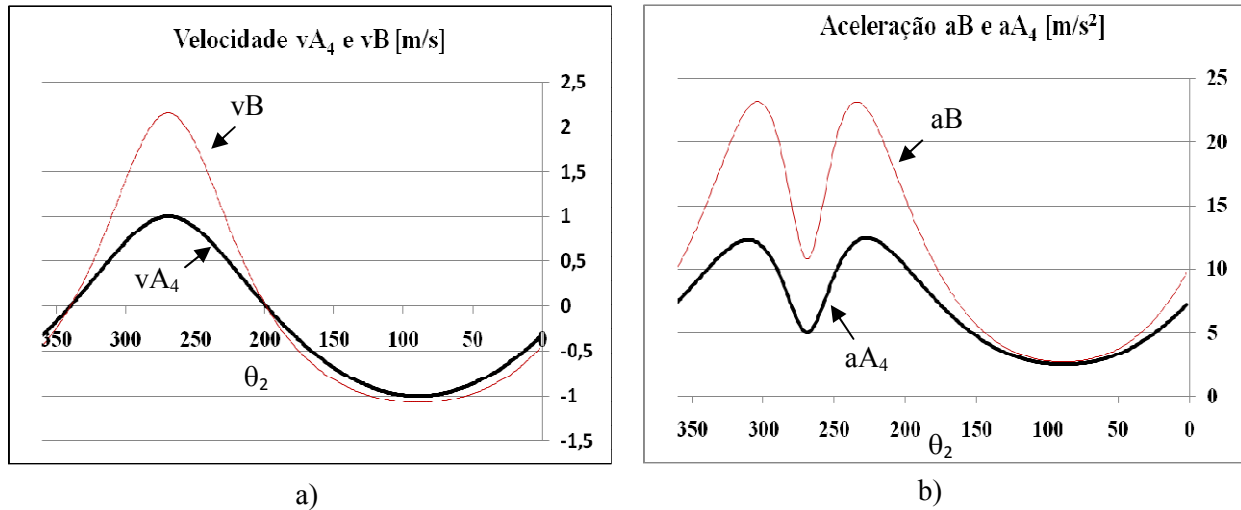


Figura 5 – Módulos das velocidades e das acelerações: a) Velocidades do ponto A<sub>4</sub> e B; b) Acelerações dos pontos A<sub>4</sub> e B.

A Figura 6 ilustra os gráficos das acelerações dos pontos B, A<sub>4</sub> e de Coriolis (a<sub>C</sub>). A Figura 6a) apresenta o gráfico dos módulos da aceleração de Coriolis (a<sub>C</sub>) em função da posição angular da barra 2 de entrada e na Figura 6b) são apresentados os gráficos dos módulos das acelerações do ponto A<sub>4</sub> e de Coriolis com velocidades angulares  $\omega_2 = 10$  rad/s e  $\omega_2 = 5$  rad/s, o que permite avaliar a magnitude da a<sub>C</sub> e a<sub>A4</sub>.

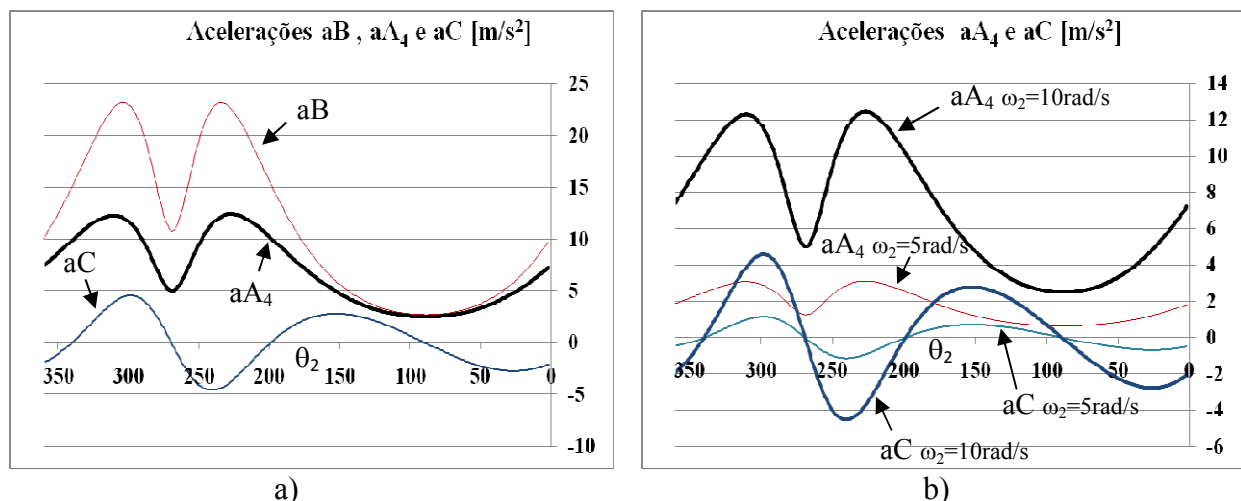


Figura 6 – a) Acelerações dos pontos B, A<sub>4</sub> e de Coriolis para  $\omega_2 = 10$  rad/s; b) Comparação das acelerações do ponto A<sub>4</sub> e de Coriolis para  $\omega_2 = 5$  rad/s e  $\omega_2 = 10$  rad/s.

A Figura 7 ilustra a velocidade  $\omega_4$  e aceleração  $\alpha_4$  angulares da barra 4 para o funcionamento do mecanismo no ciclo completo de Coriolis; b) Comparação da aceleração de Coriolis com as dos pontos A<sub>4</sub> e B.



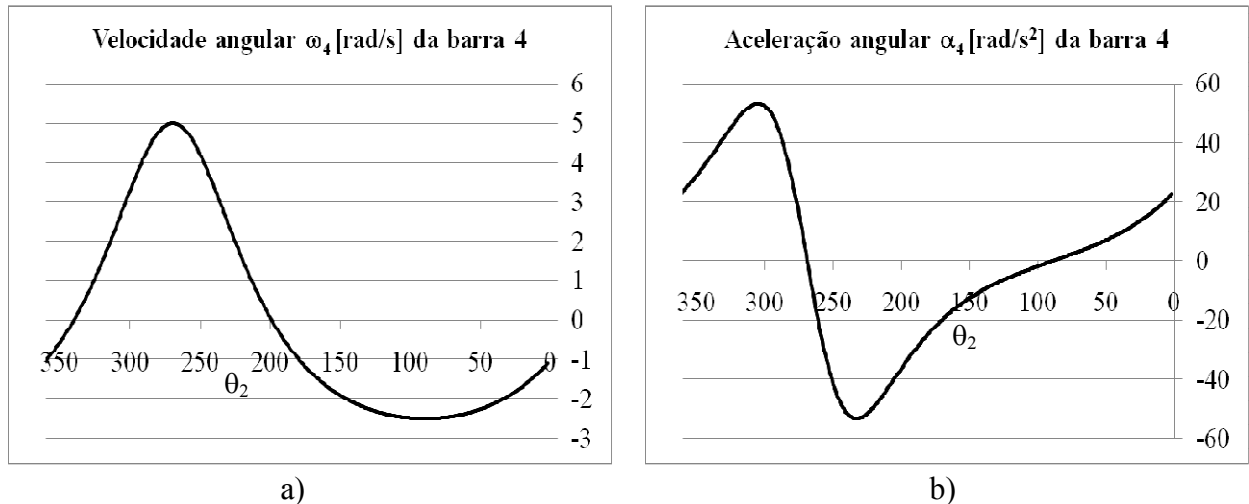


Figura 7 – a) Velocidade angular da barra 4; b) Aceleração angular da barra 4.

## 4 CONCLUSÕES

Os resultados deste trabalho demonstraram que os procedimentos propostos, ao se utilizar recursos computacionais relativamente simples, permitiram analisar a cinemática do mecanismo estudado em todo o ciclo de funcionamento. É possível aplicar os procedimentos propostos para sistemas mais complexos de forma a minimizar os esforços na análise cinemática. Foi possível verificar, no exemplo estudado, a participação da aceleração de Coriolis na aceleração total dos pontos da barra movida. Comparando-se a literatura de referência e os valores obtidos neste trabalho pode-se concluir que permite confiabilidade e contribui para o ensino da Engenharia no Brasil.

### 4.1 Autorizações/Reconhecimento

Os autores declaram que são responsáveis por garantir o direito de publicar todo o conteúdo de seu trabalho.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

### *Agradecimentos*

Os autores agradecem ao CETEC Educacional SA - ETEP Faculdades de Tecnologia de São José dos Campos, à UNESP - Universidade Estadual Paulista e ao CREA SP – Conselho Regional de Engenharia Arquitetura e Agronomia do Estado de São Paulo que proporcionaram condições para a realização deste trabalho, o que objetivou o aperfeiçoamento do ensino de Engenharia no Brasil.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

FLORES, P., CLARO, J. C. P. **Cinemática de mecanismos**. 1. ed. Coimbra: Edições Almedina S.A., 2007.

MABIE, H. H., OCVIRK, F. W. **Mecanismos e dinâmica das máquinas**. 2. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora, 1980.

MABIE, H. H.; REINHOLTZ, C. F. **Mechanisms and dynamics of machinery**. 1. ed. New York: Editora John Wiley & Sons, 1987.

MANSOUR, W.M., OSMAN, M. O. M. **A Proximity Perturbation Method for Linkage Kinematics**. United Engineering Center-ASME Publication, 70-Mech-4, New York, 1970.

NORTON, R. L. **Design of machinery – An introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines**. 1. ed. New York: Editora McGraw-Hill, 1999.

NORTON, R. L. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**. 1. ed. Porto Alegre: Editora McGraw-Hill, 2010.

PIVETTA, C. S., REZENDE, O. P., GRECHI, R., CAMPOS, M. L., BRANDÃO, J. G. T., **Abordagem Geométrica e Computacional na Análise de Velocidade e Aceleração de Mecanismos de 4 Barras**. In: XXXVII CONGRESSO BRASILEIRO DE EDUCAÇÃO EM ENGENHARIA., 614., 2009. Recife. Anais... Recife: COBENGE/ABENGE, 2009. 1 CD-ROM.

SHIGLEY, J. E.; UICKER Jr, J. J. **Theory of machines and mechanisms**. 1. ed. New York: Editora McGraw-Hill, 1997.

SONI, A. H. **Mechanism synthesis and analysis**. 1. ed. New York: Editora McGraw-Hill, 1974.

## **KNEMATIC OF MECHANICAL SYSTEMS WITH CORIOLIS ACCELERATION**

**Abstract:** *The articulated mechanisms design, which Coriolis acceleration component is presented due to components in simultaneous rotation motion and sliding motion, the kinematics calculus are complex and the results of the kinematic analysis become difficult to obtain, to understand and to verify. This paper presented an alternative for kinematic analysis to get high precision results, according to necessary and demand low mathematics efforts and low computational resources. The fundamental concepts of kinematic were used together the appropriated mathematic for speeds and accelerations calculus of the mechanism interested points. It can be observed according to the presented and obtained results, which the proposed method of this implementation is simple and permit high precision and reliability on the kinematic analysis values. It could be compared with specialized publications in this subject. This analysis methodology may contribute to the of Engineering in Brazil.*

**Key-words:** *Coriolis acceleration, Mechanisms kinematic analysis, Mechanism kinematic with Coriolis.*