

Projecto de equipamento para ensaio dinâmico de mecanismos

J. P. F. Fernandes*, J. C. P. Claro, Mário Lima

Universidade do Minho
Departamento de Engenharia Mecânica
Campus de Azurém, 4800-058 Guimarães
* pflores@dem.uminho.pt

RESUMO

Neste artigo apresenta-se o projecto de um equipamento experimental tendo em vista analisar e quantificar o desempenho cinemático e dinâmico de sistemas mecânicos com juntas cinemáticas reais, nomeadamente juntas com folga controlada.

É sabido que a existência de folga nas juntas cinemáticas dos sistemas mecânicos é, por um lado, inevitável devido a tolerâncias impostas durante o fabrico, e por outro, condição 'sine qua non' para que haja movimento relativo entre os corpos. A folga tem, todavia, consequências nefastas no desempenho dos sistemas mecânicos, tais como o aumento do nível de vibrações, de ruído e de desgaste, o que pode levar os sistemas ao colapso prematuro.

Um mecanismo do tipo biela-manivela foi cinemática e dinamicamente analisado segundo duas abordagens distintas. Na primeira, utilizaram-se os métodos clássicos. Na segunda usou-se um programa comercial como ferramenta computacional para simular o funcionamento do mecanismo. Com base nos resultados obtidos foram seleccionados e dimensionados todos os componentes do referido sistema mecânico.

O principal enfoque deste artigo, de índole preliminar, incide sobre o projecto e selecção dos componentes electrónicos adequados, tais como sensores de posição e de binário, acelerómetros, bem como das questões que se prendem com o comando, controlo e monitorização dos parâmetros de funcionamento do sistema.

Palavras-chave: Sistemas mecânicos / Mecanismos / Cinemática / Dinâmica / Mecatrónica.

1. INTRODUÇÃO

Na sua definição mais genérica, um sistema mecânico (vulgo sistema de corpos múltiplos ou sistema multicorpo) é uma colecção de corpos rígidos e/ou flexíveis interligados por juntas cinemáticas e actuados por forças e momentos [1, 2]. As forças e momentos aplicadas sobre o sistema podem resultar de forças geradas em molas, amortecedores, actuadores, ou ainda de um conjunto de forças exteriores, como, por exemplo, as forças gravíticas, as forças de contacto/impacto, entre outras. Os sistemas mecânicos multicorpo resultam, em geral, da associação de subsistemas estruturais e mecânicos com o objectivo de transmitir movimento [1, 2].

O estudo de sistemas mecânicos, nomeadamente no que concerne à sua caracterização cinemática e dinâmica, baseia-se em leis conhecidas desde há longo tempo. De entre outras, salientam-se as leis do movimento de Newton-Euler, também designadas leis do movimento de translação e de rotação, leis essas que constituem a base da Mecânica Clássica ou Newtoniana.

Sabe-se que a Mecânica é, em sentido lato, a ciência que estuda as leis do movimento e do equilíbrio dos corpos materiais, bem como das suas interações. O ramo da Mecânica, designado Teoria das Máquinas e Mecanismos, tem como objectivo estudar as leis que regem os movimentos, quer em termos de deslocamento, velocidade, aceleração e, eventualmente, impulso, dos diversos membros que constituem os sistemas mecânicos, bem como dos esforços, forças e momentos que esses mesmos membros transmitem [3].

Tradicionalmente, o estudo das características do movimento assenta em algumas simplificações e restrições, tanto a nível dos componentes, como da definição dos próprios sistemas mecânicos. Tais simplificações, se, por um lado, possibilitam a obtenção de uma solução, ainda que aproximada, por outro, introduzem erros e incertezas na análise dos sistemas mecânicos.

Das diversas premissas que concorrem para a análise simplificada destacam-se: (i) a não consideração da elasticidade dos corpos materiais; na abordagem tradicional o efeito da elasticidade dos corpos é negligenciada, isto é, os corpos são considerados rígidos. No entanto, para a obtenção de projectos mais cuidados, considerar a flexibilidade dos materiais pode ser de primordial importância. Neste sentido, diversos são os trabalhos que nos últimos anos têm sido desenvolvidos [4-6]; (ii) a não consideração de juntas cinemáticas reais; no estudo clássico de sistemas mecânicos as juntas cinemáticas são consideradas ideais ou perfeitas, i.e., a massa, o atrito, a folga, a deformação elástica e/ou plástica e a lubrificação são ignorados. Todavia, a existência de uma folga nos pares cinemáticos é uma imposição, por um lado, devido aos requisitos inerentes ao processo de fabrico (e.g. para possibilitar a montagem e desmontagem dos componentes), e, por outro, é condição necessária e indispensável para o próprio funcionamento dos diversos

componentes [7]. Assim, por exemplo, numa chumaceira existe sempre uma folga radial entre o casquilho e o veio, folga esta que permite o movimento relativo entre os corpos.

A introdução de características mais realistas do comportamento dinâmico dos sistemas mecânicos, tanto a nível dos corpos, como a nível das ligações, torna viável uma mais correcta previsão das trajectórias efectivas, avaliação de efeitos transientes (choques e vibrações), aferição de fenómenos de deformação elástica, deformação plástica, etc.

Como se referiu anteriormente, a existência de folga nas juntas cinemáticas é inevitável, não só devido a imposições de fabrico, como também ao desgaste, deformação dos materiais, imperfeições, etc. É bem sabido que a folga piora o desempenho dos sistemas mecânicos e, concomitantemente, tem consequências nefastas, das quais a título elucidativo se destacam: o desgaste prematuro, a geração e o aumento do nível de vibrações e de ruído, a ocorrência de impacto, a dissipação de energia, e até mesmo, o colapso ou falha prematura dos sistemas.

A trajectória efectuada pelos componentes dos sistemas mecânicos não é, em geral, grandemente afectada pela existência de folgas. Contudo, as restantes características cinemáticas e dinâmicas são, quase sempre, significativamente alteradas, nomeadamente, a aceleração e a força. Refira-se que a consideração de folga nas juntas cinemáticas aumenta significativamente o grau de complexidade da análise dos sistemas mecânicos [6].

No que concerne ao estudo da influência da folga no comportamento dinâmico dos sistemas mecânicos, vários são os trabalhos de índole teórica que, ao longo dos últimos anos, têm vindo a ser apresentados [6-11]. Em menor número são os trabalhos de carácter experimental publicados neste campo [12, 13].

Com efeito, com a realização deste trabalho, pretende-se apresentar o projecto de um equipamento experimental que possibilite estudar o desempenho de sistemas mecânicos do tipo biela-manivela, com juntas cinemáticas com folga controlada.

2. O SISTEMA MECÂNICO

Para levar a cabo o estudo pretendido será utilizado um mecanismo do tipo biela-manivela com uma corrediça, como está representado esquematicamente na figura 1. Este mecanismo é, provavelmente, o mais comum dos mecanismos estudados pela comunidade académica e científica devido não só à sua versatilidade, como também à sua simplicidade. O sistema biela-manivela é composto por quatro corpos, a saber: o fixe ou estrutura (1), a manivela ou órgão motor (2), a biela ou órgão intermédio (3) e a corrediça ou órgão movido (4).

Este mecanismo pode ser considerado como um caso particular do, também bem conhecido, mecanismo de quatro barras, cuja ligação movida tem comprimento infinito. Na prática, a ligação movida transforma-se numa corrediça, constrangida de forma a mover-se segundo uma linha recta, por meio de guias. O mecanismo biela-manivela é largamente utilizado em sistemas mecânicos, sendo uma das suas principais aplicações nos motores de combustão interna. Nestes motores, a corrediça é o pistão sobre o qual os gases exercem pressão, sendo esta transmitida à manivela por intermédio da biela. Os dois pontos mortos, nas posições extremas do pistão, são superados pela instalação de um volante de inércia no eixo da manivela. Este mecanismo é utilizado também em compressores de ar, onde a manivela recebe o movimento de rotação, por exemplo, de um motor eléctrico, sendo transformado em movimento alternativo de translação que comprime ar [3,14].

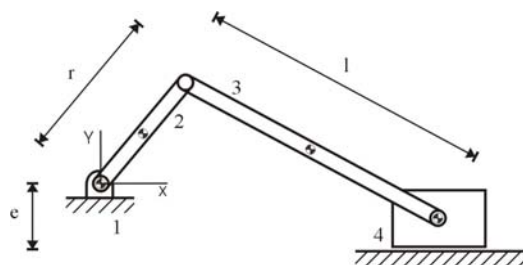


Figura 1: Representação esquemática de um mecanismo do tipo biela-manivela com excentricidade.

Sabe-se que para um sistema mecânico formado por n corpos rígidos e m constrangimentos cinemáticos independentes, a mobilidade ou o número de graus de liberdade (GDL) é dada por

$$GDL = 3 \times n - m \quad (1)$$

Esta expressão matemática traduz o critério de Grübler ou Kützbach [14-16]. Assim, de acordo com a equação (1) o mecanismo biela-manivela tem um grau de liberdade, sendo necessário um, e apenas um, gerador de movimento.

As principais características geométricas do mecanismo biela-manivela em estudo estão listadas na tabela 1.

Corpo	Comprimento [mm]	Massa [Kg]
Manivela	50	0.09
Biela	200	0.33
Corrediça	-	1.37

Tabela 1: Características geométricas do mecanismo biela-manivela.

3. ANÁLISE CINEMÁTICO-DINÂMICA DO MECANISMO BIELA-MANIVELA

3.1. CONSIDERAÇÕES PRÉVIAS

Tradicionalmente, o estudo cinemático e dinâmico de mecanismos implicava a identificação de fases críticas de funcionamento correspondentes a posições específicas, geralmente, associadas a pontos de inversão do movimento, às quais é aplicada uma análise puramente geométrica, resolúvel por métodos analíticos, gráficos, empíricos, etc. Para geometrias simples, e uma vez estabelecidas as equações de deslocamento dos vários elementos, é exequível a análise para um número elevado de posições intercalares, através da utilização de meios de cálculo automático, obtendo-se uma aproximação ao funcionamento do mecanismo.

Os métodos gráficos, sendo expeditos e suficientemente rigorosos para a maioria das aplicações correntes, apresentam como grande inconveniente o facto de serem válidos única e exclusivamente para a geometria e posição em que são traçados. Uma outra desvantagem destes métodos prende-se com a falta de exactidão. Todavia, com a utilização dos sistemas de desenho assistido por computador minimizam-se os erros de execução e de leitura na análise gráfica. Com efeito, a grande utilidade destes métodos resume-se ao estudo de casos particulares e simples, sendo, contudo, excessivamente trabalhosos e morosos, mesmo para mecanismos relativamente simples. A grande vantagem destes métodos em relação aos métodos analíticos tem a ver com o facto de possibilitarem a representação do movimento do mecanismo em análise [3].

Actualmente, é possível recorrer a programas computacionais suficientemente versáteis para analisar mecanismos substancialmente complexos a partir da sua definição geométrica e do tipo de accionamento. De facto, as aplicações informáticas especificamente desenvolvidas para o estudo cinemático e dinâmico de sistemas mecânicos são uma realidade no panorama industrial mundial [3].

Para que os órgãos que constituem os sistemas mecânicos não sejam sob nem sobredimensionados, é imprescindível o conhecimento, de uma forma tão exacta quanto possível, da distribuição dos esforços a que cada componente está sujeito, para, deste modo, se proceder a um correcto dimensionamento, tendo em vista a obtenção de projectos mais cuidados a nível de economia, segurança, competitividade, fiabilidade, etc.

O elevado número de esforços que podem estar envolvidos nas máquinas e nos mecanismos dificulta a sua análise exaustiva, pelo que se torna importante identificar as suas componentes dominantes e secundárias e, dentro destas últimas, as que podem ser desprezadas sem que, com isso, fique significativamente prejudicado o rigor dessa análise. Com efeito, vários são os factores que concorrem para os esforços globais presentes nos sistemas mecânicos, dos quais se destacam: (i) forças devido ao efeito da gravidade; (ii) forças aplicados ao sistema; (iii) forças de inércia; (iv) forças de atrito; (v) forças de impacto; (vi) forças devido à variação da temperatura; (vii) forças devido à deformação dos corpos.

Todavia, geralmente apenas os três primeiros factores são relevantes para o cálculo dos esforços desenvolvidos nos sistemas mecânicos de aplicação comum. As restantes terão um papel preponderante somente em situações específicas. Por isso, é prática corrente efectuar algumas simplificações conducentes a cálculos mais agilizados, mais económicos e com exactidão ainda aceitável. Uma primeira simplificação que em geral se faz é a de considerar os corpos como sendo rígidos. Na realidade, todos os corpos se deformam, em maior ou menor grau, devido à sua elasticidade. Contudo, os esforços originados por tais deformações são pequenos quando comparados com os restantes.

Uma segunda simplificação frequentemente considerada é a de desprezar o efeito do atrito nas ligações dos vários elementos que compõem os sistemas mecânicos. O efeito do atrito depende de vários factores, tais como: tipo de apoio, tipo de lubrificação, tipo de cargas em jogo, condições de funcionamento, etc. Contudo, para boas condições de lubrificação, os efeitos de atrito são relativamente pequenos e, por isso, desprezáveis.

Todos os elementos que constituem os mecanismos têm massa, que associada ao movimento (aceleração) gera forças, ditas de inércia. Quando a intensidade destas forças é pequena relativamente às cargas aplicadas, podem desprezar-se os efeitos inerciais. Nestas circunstâncias, está-se perante uma análise estática. Quando no estudo se incluem os efeitos de inércia, a análise designa-se de análise dinâmica. Tal análise deve aplicar-se sempre que os efeitos inerciais são da mesma ordem de grandeza das cargas aplicadas.

Foi com base nestas premissas que se fez a análise cinemática e dinâmica do mecanismo biela-manivela.

3.2. MÉTODO ANALÍTICO

Estes métodos consistem, basicamente, na dedução de uma expressão algébrica que traduza a posição do elemento de um determinado elemento, em função das características geométricas do mecanismo. A utilização dos métodos analíticos torna-se imprescindível quando se exige o estudo de várias fases do movimento do mecanismo. Estes métodos, para além de serem mais precisos e exactos do que os métodos gráficos, apresentam outra vantagem que se prende com o facto de, uma vez obtidas expressões para a posição, a velocidade, etc. de um determinado elemento do mecanismo, ser possível estudar a influência dos vários parâmetros no movimento global produzido. Este procedimento é particularmente útil na síntese de mecanismos. Como principais inconvenientes associados a estes métodos salientam-se a difícil detecção de eventuais erros, a impossibilidade de visualização dos resultados obtidos em termos do movimento global produzido e a difícil generalização para mecanismos com elevado grau de complexidade [3].

Aplicando o método analítico ao mecanismo ilustrado na figura 1 obtém-se a seguinte expressão para a posição da corrediça [3]

$$x_4 = r \cdot \cos \omega t + \sqrt{l^2 - (r \cdot \sin \omega t + e)^2} \quad (2)$$

em que e, r, e l são características geométricas do mecanismo, ω é a velocidade de rotação da manivela e t o tempo.

Derivando uma e outra vez a equação (2) em ordem ao tempo, resultam as expressões da velocidade e da aceleração da corrediça, respectivamente,

$$v_4 = \dot{x}_4 = -\omega \cdot r \cdot \sin \omega t - \frac{\omega \cdot r^2 \cdot \cos \omega t \cdot \sin \omega t}{\sqrt{l^2 - (r \cdot \sin \omega t + e)^2}} \quad (3)$$

$$a_4 = \ddot{x}_4 = -\omega^2 \cdot r \cdot \cos \omega t - \frac{\omega^2 \cdot r^2 (\cos^2 \omega t - \sin^2 \omega t)}{\sqrt{l^2 - (r \cdot \sin \omega t + e)^2}} - \frac{\omega^2 \cdot r^4 \cdot \sin^2 \omega t \cdot \cos^2 \omega t}{[l^2 - (r \cdot \sin \omega t + e)^2]^{\frac{3}{2}}} \quad (4)$$

No atinente à análise dinâmica bastará aplicar as equações de Newton-Euler ao diagrama do corpo livre de cada um dos corpos que constituem o sistema biela-manivela, resultando, entre outras, a expressão do momento que actua na manivela,

$$M = P_m \frac{r}{2} \cos \omega t + F_{23}^y r \cos \omega t - F_{23}^x r \sin \omega t \quad (5)$$

em que P_m é o peso da manivela, F_{23} é a reacção na junta de rotação formada pelos corpos 2 e 3 (manivela e biela), decomposta nas direcções dos eixos coordenados.

3.3. MÉTODO COMPUTACIONAL

A análise cinemática e dinâmica de mecanismos pode ainda ser levada a cabo com auxílio de programas computacionais, especialmente desenvolvidos para este propósito, nos quais as soluções são obtidas por aproximações sucessivas. Uma vez que estas soluções resultam da aplicação de métodos numéricos iterativos, os resultados obtidos são sempre aproximados, sendo o grau de aproximação e exactidão dependente de vários factores, tais como o método de integração e o intervalo de integração, entre outros. Intervalos de integração pequenos originam maior exactidão nos resultados, penalizando, contudo, o tempo de processamento [3, 14].

Estes programas permitem ao projectista simular (desenhar, avaliar e visualizar) o movimento produzido por um determinado mecanismo, sem necessidade de recurso à construção de protótipos físicos. Estes programas comerciais apresentam várias vantagens, das quais se podem destacar: o seu cariz amigável, a facilidade de criar modelos virtuais, a possibilidade de observar a funcionalidade e operabilidade dos diversos componentes, a flexibilidade e facilidade no processamento de informação, a economia de materiais, de tempo e, conseqüentemente, de custos.

Os passos a seguir na análise de mecanismos não difere muito de programa para programa. Assim, desde a construção de um modelo virtual até à visualização do movimento global produzido, podem resumir-se as seguintes fases [3]: (i) definir a geometria de cada um dos corpos que constituem o mecanismo; (ii) caracterizar o tipo de ligação entre os vários elementos (juntas cinemáticas); (iii) introduzir as características físicas dos componentes (massa, atrito, restituição, etc.); (iv) especificar os geradores de movimento; (v) analisar o mecanismo (cinemática e dinâmica); (vi) aferir os resultados obtidos; (vii) visualizar o movimento global produzido.

Obviamente que cada programa contém as suas particularidades e especificidades que os caracterizam e diferenciam. O programa utilizado para estudar o movimento do mecanismo biela-manivela foi o WM4D-NASTRAN da MSC WORKING KNOWLEDGE. A figura 2 mostra um modelo virtual criado neste programa.



Figura 2: Modelo virtual do mecanismo biela-manivela.

3.4. RESULTADOS OBTIDOS

De seguida são apresentados os principais resultados obtidos tendo em vista o dimensionamento dos componentes mecânicos, bem como da selecção dos componentes electrónicos (sensores, actuadores, etc.). Assim, para o mecanismo biela-manivela os resultados relativos ao deslocamento, à velocidade e à aceleração da corredeira, bem como o momento actuante na manivela são ilustrados nas figuras 3, 4, 5 e 6, respectivamente. Nesta análise considerou-se constante a velocidade de rotação da manivela, sendo o seu valor nominal igual a 500rpm. Os gráficos que de seguida se apresentam foram obtidos utilizando, quer o método analítico (equações 2 a 5), quer o referido programa comercial.

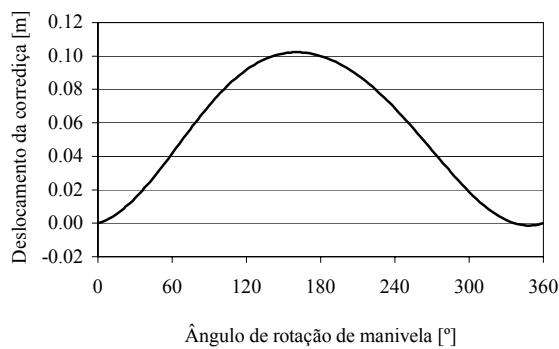


Figura 3: Deslocamento da corredeira.

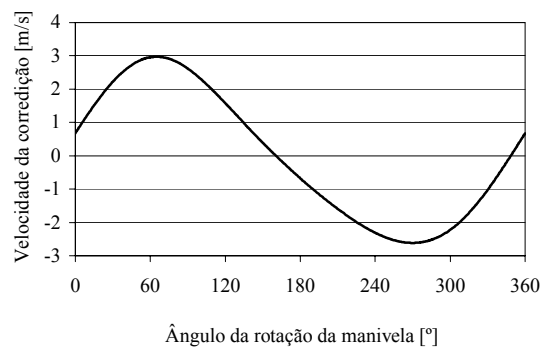


Figura 4: Velocidade da corredeira.

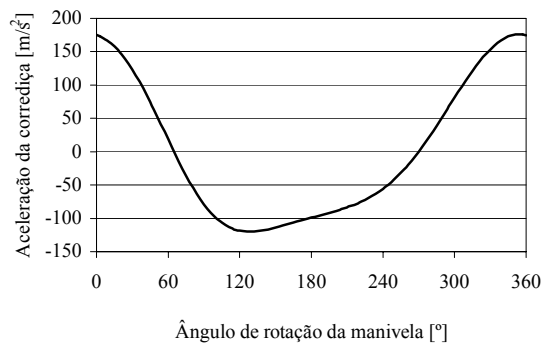


Figura 5: Aceleração da corredeira.

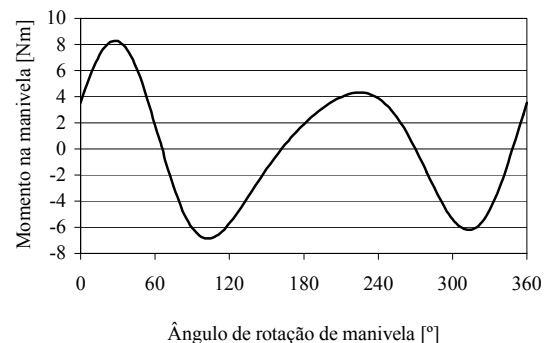


Figura 6: Momento actuante na manivela.

4. ABORDAGEM EXPERIMENTAL

4.1. BREVE DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL

Com base nos resultados obtidos e apresentados na secção anterior, foi feita a selecção dos componentes electrónicos adequados ao controlo e monitorização dos parâmetros de funcionamento do sistema mecânico biela-manivela. Com efeito, os principais parâmetros a controlar serão: o binário que actua sobre a manivela, o deslocamento e a aceleração da corredeira e a posição angular da manivela.

É oportuno, neste momento, fazer uma breve descrição do equipamento experimental projectado, o qual é ilustrado na figura 7. Ainda na mesma figura pode observar-se, em pormenor, a junta cinemática com folga predominante, isto é, a junta entre a manivela e a biela.

Assim, uma vez ligado o motor (1), a sua velocidade de rotação será medida por intermédio de um ‘encoder’ (2) que se encontra acoplado na retaguarda do motor. O binário gerado durante o movimento é medido através de um sensor de binário (3), o qual está ligado ao veio do motor e ao eixo da manivela por meio de uniões flexíveis (4). A manivela (5), órgão motor do mecanismo, transmite através de um pino (6) de diâmetro variável o movimento à biela (7), e esta, por sua vez, transmite o movimento à corredeira (8). A corredeira solidária com o patim (9) desliza sobre a guia (10), descrevendo um movimento linear de translação. Este deslocamento é medido através de um ‘LVDT’ (11), o qual está alinhado com a guia. A aceleração da corredeira é medida com um acelerómetro (12).

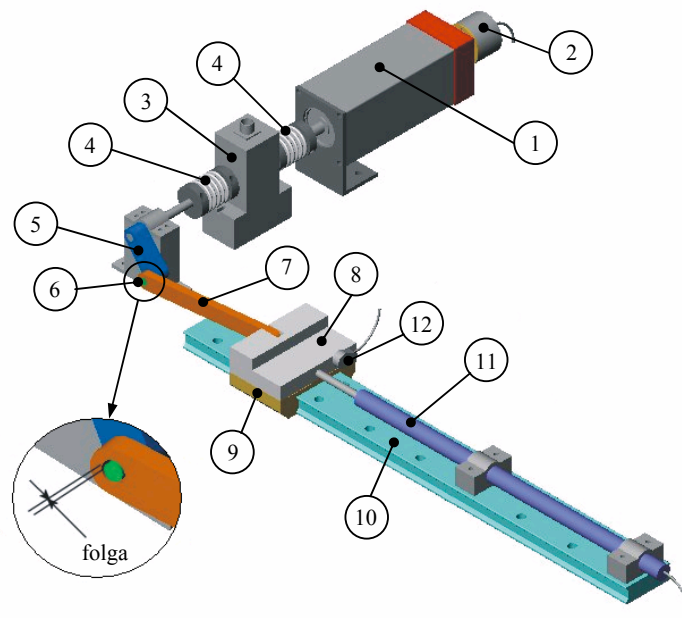


Figura 7: Modelo virtual do equipamento experimental.

4.2. ACTUADORES E SENSORES

4.2.1. ACTUADOR

O mecanismo biela-manivela será accionado por um motor eléctrico do tipo *DC*, acoplado ao eixo da manivela. As principais características do motor seleccionada são: potência nominal de 250W, binário máximo de 15Nm, velocidade máxima de rotação de 4000rpm, tensão nominal de 24V e corrente máxima admissível de 10A. Este tipo de motor tem como características adicionais, por um lado, o facto de poder trazer acoplada uma caixa redutora cuja relação de transmissão é de 4:1, e, por outro, a possibilidade de lhe ser incorporado um ‘encoder’.

4.2.2. SENSOR DE BINÁRIO

O binário actuante na manivela será medido através de sensor de binário do tipo eixo rotativo, o qual é acoplado entre o veio de saída do motor e o eixo da manivela por intermédio de duas uniões flexíveis apropriadas. O sensor de binário seleccionado pode efectuar medições até cerca de 15Nm. Um parâmetro de funcionamento que foi tido em conta é a velocidade máxima de rotação que este tipo de dispositivo suporta. As principais características do sensor de binário

escolhido são: tensão de alimentação máxima de 20V, tensão de saída 3mV/V, não linearidade de 0.1% e velocidade máxima de rotação admissível de 5000 rpm.

4.2.3. 'LVDT' – SENSOR DE MEDIÇÃO LINEAR

Para medir o deslocamento linear da corredeira optou-se por seleccionar um sensor do tipo 'LVDT', acrónimo de *Linear Voltage Differential Transformer* (transformador linear de tensão diferencial). Um 'LVDT' é um transformador que possui um enrolamento primário, dois enrolamentos idênticos que constituem o secundário numa única bobina e um núcleo ferromagnético capaz de ser movimentado (armadura). A armadura do transdutor terá de estar solidária com a corredeira. Para que o 'LVDT' funcione é necessário excitar o enrolamento do primário com tensão. Os dois enrolamentos do secundário estão ligados entre si de modo que a saída do 'LVDT' seja a tensão induzida nos enrolamentos através do núcleo. O movimento da armadura produz uma tensão de saída diferente de zero de sinal positivo ou negativo em função do sentido do deslocamento da armadura. O 'LVDT' escolhido é capaz de medir até $\pm 150\text{mm}$ de deslocamento. Outras características relevantes deste sensor são: tensão de alimentação de $\pm 10\text{V}$ até $\pm 20\text{V}$, tensão de saída de $\pm 5\text{V}$, não linearidade de 0.5%, 'ripple' (oscilação do valor da tensão de saída) de 30 mV. Este tipo de transdutor é bastante atractivo devido à grande precisão mesmo operando a altas frequências.

4.2.4. ACELERÓMETRO

O acelerómetro é um sensor capaz de medir acelerações (vibrações) e converter os valores desta grandeza física numa outra grandeza física (tensão contínua). O acelerómetro escolhido funciona com base na tecnologia piezoelétrica, isto é, quando sob pressão os cristais são excitados e produzem um sinal eléctrico, o qual pode ser corrente ou tensão. Esta tecnologia, sendo algo dispendiosa, é bastante precisa e permite a sua utilização sem necessidade de fonte de alimentação externa. Na presente situação adoptou-se um sensor capaz de medir acelerações a partir das vibrações/oscilações da corredeira. O acelerómetro está solidário com a corredeira. As principais características do sensor escolhido são: sensibilidade de 10mV/G, gama de operabilidade de 1Hz até 25000Hz, capacidade de medição de 0.00016G até 500G. G representa o valor da aceleração da gravidade.

4.2.5. 'ENCODER' – CODIFICADOR ROTATIVO

Um 'encoder' é um transdutor que permite codificar movimentos rotativos. É através deste sensor que se consegue medir a velocidade de rotação de um motor e o seu deslocamento angular. No presente projecto, foi seleccionado um 'encoder' absoluto uma vez que permite codificar, em cada instante, a posição angular em 10 *bits* que são disponibilizados em paralelo para o exterior. Para monitorizar a velocidade do motor basta utilizar o *bit* menos significativo destes 10 disponibilizados, o que equivale a ter a função de um 'encoder' incremental. O 'encoder' seleccionado tem uma elevada precisão, uma vez que consegue codificar incrementos angulares de aproximadamente $0,35^\circ$.

4.3. INSTRUMENTAÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS

Uma vez seleccionados os sensores e actuadores segue-se a sua monitorização e a aquisição dos sinais de saída dos sensores. Estes sinais, depois de devidamente tratados, serão lidos por um computador, através de uma placa de aquisição de dados (placa de interface). Será também utilizado um programa comercial especialmente dedicado a este tipo de trabalhos, designadamente, o LabView. A figura 8 ilustra, ainda que de forma esquemática, todo o processo de instrumentação, monitorização dos parâmetros de funcionamento do sistema biela-manivela.

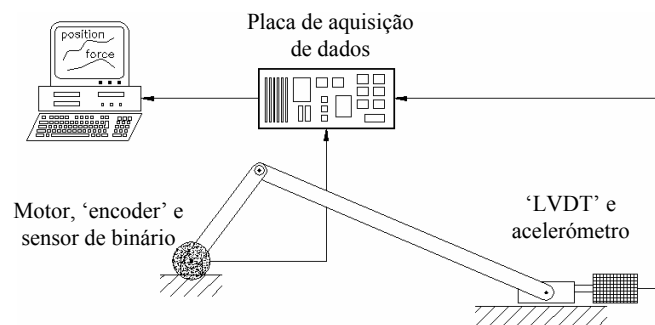


Figura 8: Esquema do equipamento de aquisição de dados.

4.3.1. CIRCUITO ELECTRÓNICO DE ACCIONAMENTO DO MOTOR

A figura 9 ilustra o circuito electrónico proposto para o accionamento e controlo do motor. É um circuito ‘chopper’ bipolar, o qual permite desempenhos elevados, isto é, a corrente do enrolamento mantém-se próxima do seu valor nominal durante o intervalo de tempo em que são enviados os pulsos de controlo (PWM – *Pulse Width Modulator*). A grande vantagem deste circuito é a de permitir que o motor rode nos dois sentidos, em função do sentido em que flui a corrente no enrolamento. O modo de funcionamento do circuito electrónico do motor é bastante simples (ver tabela 2). Os bits A e B são distintos e provenientes de um computador remoto ou microcontrolador que irá efectuar o controlo da velocidade de rotação do motor através de PWM e da informação que será fornecida pelo ‘encoder’.

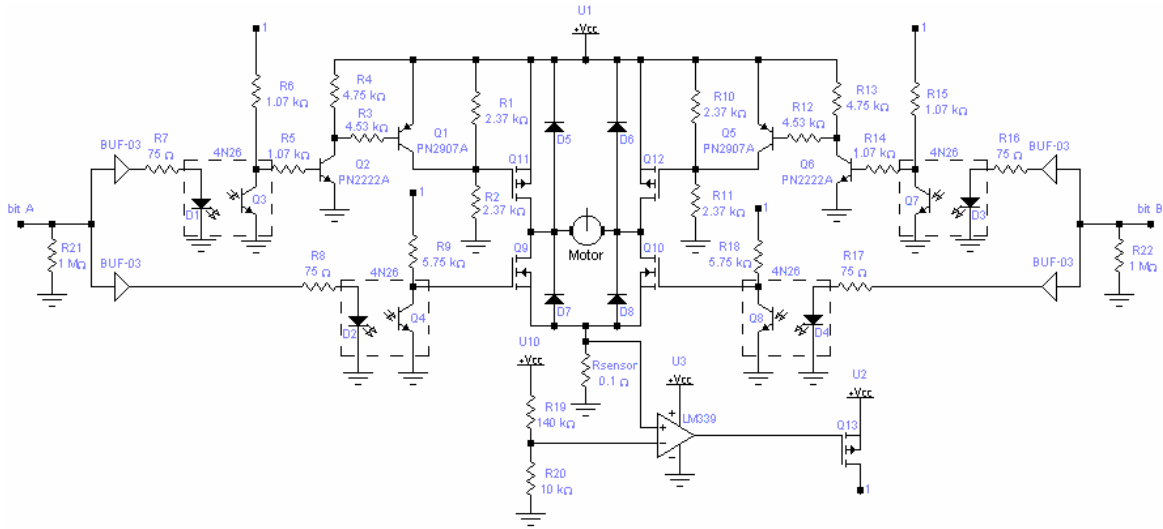


Figura 9: Circuito electrónico para accionamento e controlo do motor DC.

A	B	Q9	Q10	Q11	Q12	Comentário
0 (0V)	0 (0V)	ON	ON	OFF	OFF	Motor parado (curto-circuito do motor à massa)
0 (0V)	1 (5V)	ON	OFF	OFF	ON	Sentido inverso de rotação
1 (5V)	0 (0V)	OFF	ON	ON	OFF	Sentido directo de rotação
1 (5V)	1 (5V)	OFF	OFF	ON	ON	Motor parado (curto-circuito do motor à fonte de alimentação)

Tabela 2: Possíveis combinações que permitem o accionamento do motor.

4.3.2. CIRCUITO ELECTRÓNICO DO SENSOR DE BINÁRIO

O circuito electrónico representado na figura 10 é o circuito que possibilitará a medição do binário que é exercido no motor. O sensor de binário coloca na sua saída um sinal (tensão) que é proporcional ao binário que está a medir. Este sinal é posteriormente amplificado, para em seguida ser convertido para um sinal digital por intermédio de um ADC (*Analogue-Digital Converter*). O sinal final será posteriormente tratado por um computador.

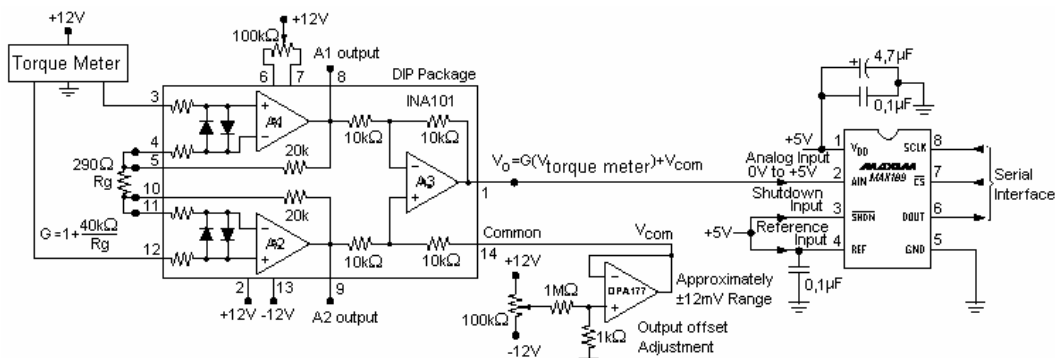


Figura 10: Circuito electrónico para efectuar a medição do binário que actua no motor.

4.3.3. CIRCUITO ELECTRÓNICO DO 'LVDT'

O circuito electrónico representado na figura 11 será responsável pela conversão e tratamento do sinal eléctrico (tensão) proveniente do 'LVDT' seleccionado.

A tensão de saída do 'LVDT' possui um 'ripple' máximo de 30mV. Para que não existam variações indesejadas na tensão de saída, esta é filtrada através de duas resistências e dois condensadores, de modo a que as leituras efectuadas não sofram perturbações. Esta tensão será completamente contínua à saída do filtro e será então enviada para o conversor analógico-digital (ADC).

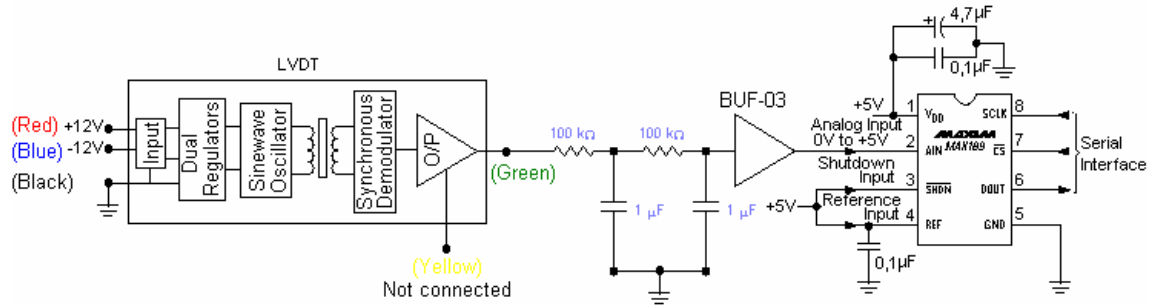


Figura 11: Circuito electrónico para efectuar a medição do deslocamento da corredeira.

4.3.4. CIRCUITO DE ELECTRÓNICO DO ACELERÓMETRO

O circuito electrónico que permitirá a medição e conversão da aceleração é em tudo idêntico ao do circuito do sensor de binário, à excepção da resistência de ganho.

O acelerómetro, ao ser excitado pelo movimento da corredeira irá colocar à sua saída um sinal eléctrico (tensão) proporcional à aceleração do mecanismo. Este sinal é muito baixo em termos de amplitude e, como tal, é imperativo que seja previamente amplificado para posterior conversão. O amplificador mais indicado para estas aplicações é o amplificador de instrumentação. O sinal analógico depois de devidamente amplificado é convertido para um sinal digital, por intermédio de um ADC, para posterior processamento num computador.

5. CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO

Com este artigo pretendeu-se apresentar o projecto de um equipamento experimental para ensaio cinemático e dinâmico de mecanismos com juntas cinemáticas reais, nomeadamente juntas com folga. A folga existente numa das juntas cinemáticas será propositadamente exagerada no sentido de estudar o seu efeito no comportamento dinâmico do sistema mecânico.

O principal enfoque deste artigo foi o da selecção de componentes electrónicos tais como: actuadores e sensores disponíveis no mercado, bem como da monitorização e controlo dos principais parâmetros de funcionamento do sistema mecânico adoptado.

A concretização deste projecto torna viável a caracterização experimental da influência de folga nas juntas cinemáticas (contacto seco) nas solicitações envolvidas (pressões geradas, velocidades de rotação, e de escorregamento), como forma de analisar os fenómenos de desgaste, a definição de características de interface, os pares tribológicos, entre outros.

Este tipo de abordagem torna ainda possível uma mais correcta previsão das trajectórias efectivamente descritas pelos componentes, avaliação dos efeitos transiente e dinâmico, o nível de vibrações, a vida útil dos elementos, e assim um mais correcto dimensionamento dos componentes.

Este trabalho insere-se num projecto mais amplo, no qual actualmente se está a desenvolver um código geral que permita prever e quantificar, não só a influência da existência de folga das juntas cinemáticas, como também, as questões que se prendem com o tipo de lubrificação, a deformação elástica e/ou plástica que ocorre quando as juntas cinemáticas do sistemas mecânicos deixam de ser consideradas ideais ou perfeitas.

Como sequência natural do trabalho apresentado neste artigo segue-se a sua concretização no sentido de validar os modelos teóricos desenvolvidos para a modelação de sistemas mecânicos com juntas cinemáticas reais.

REFERÊNCIAS

- [1] Silva, M. P. T. e Ambrósio, J. A. C., “Estudo Integrado de Veículo e Ocupante em Situação de Impacto”, *V Encontro Nacional de Mecânica Computacional*, Guimarães, 491-50, 1997.
- [2] Pereira, M. S. e Ambrósio, J. A. C., “Metodologias de Sistemas de Corpos Múltiplos para aplicação ao Impacto de Material Ferroviário”, *V Encontro Nacional de Mecânica Computacional*, Guimarães, 141-151, 1997.
- [3] Fernandes, J. P. F., “Análise Cinemática e Dinâmica de Mecanismos com Recurso a Meios Computacionais”, *Provas de Aptidão Pedagógica e Capacidade Científica – Componente Científica*, Universidade do Minho, Guimarães, 2000.
- [4] Ambrósio, J. A. C. and Ravn, P., “Elastodynamics of Multibody Systems Using Generalized Inertial Coordinates and Structural Damping”, *Mech. Struct. & Mach.*, 25(2), 201-219, 1997.
- [5] Ambrósio, J. A. C., Pereira, M. F. O. S., and Dias, J. P., “Distributed and Discrete Nonlinear Deformations on Multibody Dynamics”, *Nonlinear Dynamics* 10, 359-379, 1996.
- [6] Ravn, P. A., “Continuous Analysis Method for Planar Multibody Systems with Joint Clearance”, *Multibody System Dynamics* 2, 1-24, 1998.
- [7] Claro, J. C. P. e Fernandes, J. P. F., “Influência da Modelização das Juntas na Análise do Desempenho de um Mecanismo”, *8^{as} Jornadas Portuguesas de Tribologia*, Aveiro, 215-219, 2002.
- [8] Dubowsky, S., “On Predicting the Dynamic Effects of Clearances in Planar Mechanisms”, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, Series B* 96(1), 317-323, 1974.
- [9] Osman, M. O. M., Bahgat, B. M. and Sankar, T. S., “On the Dynamic Analysis of Planar Mechanisms with Multiple Clearances”, *Proc Instn Mech Engrs, Vol. 197, Part C*, 89-95, 1983.
- [10] Earles, S. W. E., Ghaffari, M. H. and Seneviratne, L. D., “A Combined Spring-Damper and Massless Link Analysis of a Mechanism with a Clearance Joint”, *Proceedings of 8th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Prague, Czechoslovakia, 1033-1036, 1991.
- [11] Bahgat, B. M., Osman, M. O. M. and Sankar, T. S., “An Approach for Dynamic Analysis of Mechanical Systems with Multiple Clearances using Lagrangian Mechanics”, *Proc Instn Mech Engrs, Vol. 197, Part C*, 17-23, 1983.
- [12] Dubowsky, S. and Freudenstein, F., “Dynamic analysis of Mechanical Systems with clearances, Part I: Formulation of Dynamic Model”, *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry*, 305-309, 1971.
- [13] Soong, K. and Thompson, B. S., “A Theoretical and Experimental Investigation of the Dynamic Response of a Slider-Crank Mechanism With Radial Clearance in the Gudgeon-Pin Joint”, *Transaction of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 112*, 183-189, 1990.
- [14] Nikravesh, P. E. “*Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems*”, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1988.
- [15] Shigley J. E., and Uicker J. J., “*Theory of Machines and Mechanisms*”, McGraw-Hill, New York, 1981.
- [16] Burton, P., “*Kinematics and Dynamics of Planar Machinery*”, Prentice-Hall, New Jersey, 1979.