



ĐIỀU KHIỂN DAO ĐỘNG HỆ THANH MẠNH

Ngô Quang Hiếu¹ và Lương Hồng Duy Khanh²

¹ Bộ môn Kỹ thuật Cơ khí, Khoa Công nghệ, Trường Đại học Cần Thơ

² Lớp Kỹ thuật Cơ điện tử K37, Khoa Công nghệ, Trường Đại học Cần Thơ

Thông tin chung:

Ngày nhận: 08/01/2013

Ngày chấp nhận: 19/06/2013

Title:

Vibration control of a flexible beam

Từ khóa:

Hệ thanh mảnh, điều khiển dao động, điều chế hình dạng tín hiệu vào

Keywords:

Flexible mechanical system, vibration control, input shapping control

ABSTRACT

In this paper, the control method for the vibrations suppression of a mechanical system is presented. By changing the input signal of the system, the controller controls the load to the desired position in which the vibration is suppressed at the end of the motion. To verify the effectiveness of the method, the model of a flexible system is used. Vibration of the system has been significantly reduced under control action. The experimental results of the control method are provided to show the efficiency of the control method.

TÓM TẮT

Trong bài báo này, các phương pháp điều khiển làm giảm dao động của một hệ cơ học được trình bày. Bằng cách thay đổi tín hiệu vào của hệ thống, bộ điều khiển sẽ điều khiển tải đến vị trí mong muốn với dao động được triệt tiêu vào cuối hành trình. Nhằm đánh giá tính hiệu quả của phương pháp, mô hình dao động của hệ thanh mảnh được sử dụng. Dao động của hệ thống giảm đi đáng kể dưới tác động điều khiển. Kết quả thực nghiệm của mô hình điều khiển được trình bày để thấy được tính hiệu quả của phương pháp điều khiển.

1 GIỚI THIỆU

Trong cơ học, dao động là chuyển động có giới hạn trong không gian, lặp đi lặp lại nhiều lần quanh vị trí cân bằng. Dao động cơ học là một biến thiên liên tục giữa động năng và thế năng. Trong các chuyển động tương đối giữa các chi tiết trong hệ cơ khí luôn tồn tại dao động. Khi chi tiết chuyển động càng nhanh sẽ tạo ra gia tốc càng lớn, phát sinh moment quán tính càng lớn làm tăng biên độ dao động.

Dao động trong các chi tiết làm giảm tuổi thọ các công trình xây dựng như cầu, cống, đường cũng như các thiết bị trong hệ thống cơ khí. Với biên độ dao động lớn, các chi tiết có

thể bị biến dạng, cong, nứt, gãy... Dao động trong hệ chỉ giảm đi khi độ cứng của hệ thống phải vô cùng lớn hoặc chuyển động của các chi tiết trong hệ phải rất chậm. Do đó việc giảm dao động của hệ cơ học theo các yêu cầu đặt ra bằng các biện pháp cơ khí là không hiệu quả trong một số trường hợp và việc tồn tại của dao động làm ảnh hưởng đến sự chính xác của chuyển động cơ khí nên cần phải áp dụng các biện pháp điều khiển để kiểm soát, khống chế dao động.

Có rất nhiều phương pháp để điều khiển dao động nhưng thường được chia làm hai nhóm phương pháp chính: điều khiển vòng hở

và điều khiển hồi tiếp. Trong nhóm phương pháp điều khiển hồi tiếp, dao động của đối tượng được đo lường bằng cảm biến đo dao động (gia tốc kế) và thiết bị điều khiển tính toán, triệt tiêu dao động bằng các phần tử tích cực (damper). Khi việc đo lường các dao động là khó khăn hoặc không thể thực hiện được thì nhóm phương pháp điều khiển vòng hở được áp dụng. Phương pháp này làm thay đổi hình dạng tín hiệu đầu vào cho hệ cơ học (input shaping) dựa vào đặc tính tần số riêng của hệ. Phương pháp thay đổi hình dạng tín hiệu vào không đòi hỏi cơ chế phản hồi của bộ điều khiển vòng kín. Việc triệt tiêu dao động được thực hiện với một tín hiệu tham chiếu được dự báo dao động trước khi nó được xảy ra hơn là việc cố gắng điều chỉnh đưa hệ thống về trạng thái mong muốn. Việc thực hiện theo phương pháp này là một giải pháp dễ dàng hơn trong việc giảm dao động so với bộ điều khiển phản hồi (feedback controller). Trong bài báo này, tác giả giới thiệu các phương pháp điều khiển vòng hở trong việc giảm dao động đồng thời giới thiệu việc áp dụng vào một hệ thống cụ thể. Bài báo được trình bày như sau: phần giới thiệu trình bày về dao động và ý tưởng về việc làm giảm dao động. Phần hai là giới thiệu về phương pháp thay đổi tín hiệu vào. Phần ba trình bày việc áp dụng phương pháp thay đổi tín hiệu vào cho hệ cơ học dạng thanh mảnh và các kết quả. Cuối cùng là kết luận và đề xuất.

2 PHƯƠNG PHÁP THAY ĐỔI HÌNH DẠNG TÍN HIỆU VÀO

Xét hệ thống dao động bậc hai có hàm truyền như sau:

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}, \quad (1)$$

trong đó, $F(s)$ là ngõ vào hệ thống, $X(s)$ là ngõ ra của hệ, ζ là hệ số giảm chấn (hệ số suy giảm), ω_n là tần số dao động tự nhiên (dao động riêng) của hệ.

Đáp ứng xung (impulse response), $F(s)=1$, của hệ (1) được xác định như sau:

$$X(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2)$$

$$\Rightarrow x(t) = \frac{\omega_n}{\sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta\omega_n t} \sin \omega_d t,$$

trong đó, $\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\zeta^2}$.

2.1 Zero Vibration (ZV)

ZV là phương pháp xử lý lệnh điều khiển nhằm triệt tiêu moment quán tính khi chi tiết chuyển động tạo ra dao động như phương trình (2) (thành phần $\sin \omega_d t$). Bằng cách tạo ra moment quán tính thứ cấp có chiều ngược lại so với moment quán tính sơ cấp, chúng sẽ triệt tiêu lẫn nhau. Khi đó chi tiết sẽ chuyển động mà không còn dao động. Nhưng nếu chi tiết đang chuyển động ổn định rồi dừng đột ngột, moment quán tính lại phát sinh làm chi tiết bị dao động. Vì thế khi dừng chuyển động vẫn cần tạo moment quán tính thứ cấp nhằm triệt tiêu moment quán tính sơ cấp. Hình 1 mô tả đáp ứng dao động của hệ bậc hai (1) dưới tác động của lực sơ cấp và thứ cấp. Hình 2 mô tả dao động còn lại dưới tác động của hai xung tác động. Biên độ và thời gian tác động của lực sơ cấp và thứ cấp phụ thuộc vào đặc tính của hệ dao động. Dao động còn lại của hệ thống sau khi bị tác động một chuỗi các xung lực được xác định như sau (Singhose *et al.*, 2000; Sorensen & Singhose, 2008; Sorensen *et al.*, 2007; Sung & Singhose, 2009):

$$V(\omega_n, \zeta) = \sqrt{C^2(\omega_n, \zeta) + S^2(\omega_n, \zeta)}, \quad (3)$$

trong đó,

$$C(\omega_n, \zeta) = \sum_{i=1}^n A_i e^{-\zeta\omega_n t_i} \cos \omega_d t_i,$$

$$S(\omega_n, \zeta) = \sum_{i=1}^n A_i e^{-\zeta\omega_n t_i} \sin \omega_d t_i,$$

A_i và t_i là biên độ xung và thời gian tác động.

Phương pháp ZV sử dụng hai xung tác động liên tiếp nhau nhằm triệt tiêu dao động còn lại của hệ thống. Do đó, dao động còn lại của hệ thống trong (3) phải bằng 0. Khi đó các

thành phần trong phương trình (3) được viết lại như sau:

$$0 = A_1 + A_2 e^{-\zeta \omega_n t_2} \cos \omega_d t_2, \quad (4)$$

$$0 = A_2 e^{-\zeta \omega_n t_2} \sin \omega_d t_2. \quad (5)$$

Nghiệm của phương trình (5) được xác định:

$$\omega_d t_2 = n\pi \Rightarrow t_2 = \frac{n\pi}{\omega_d}. \quad (6)$$

Việc chuẩn hoá biên độ các xung tác động được ràng buộc bởi điều kiện sau:

$$\sum_{i=1}^n A_i = 1 \quad (7)$$

Vì vậy, phương trình (4) được viết lại:

$$0 = (1 - A_2) + A_2 e^{-\frac{\zeta \pi}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}}} \Rightarrow A_2 = \frac{e^{-\frac{\zeta \pi}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}}}}{1 + e^{-\frac{\zeta \pi}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}}}} \quad (8)$$

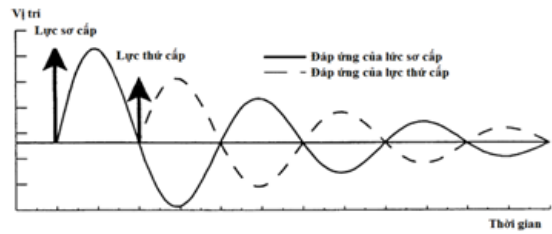
Đặt $K = e^{-\frac{\zeta \pi}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}}}$, khi đó:

$$\begin{bmatrix} A_i \\ t_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & K \\ 1+K & t_2 \end{bmatrix}. \quad (9)$$

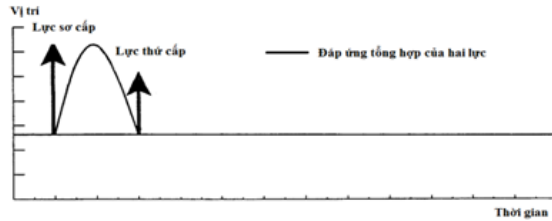
Trong thực tế, hệ thống không thể thực hiện việc giảm dao động bằng cách tác động các xung liên tiếp. Vì vậy, tín hiệu vào sẽ được phối hợp với các xung nhịp để đảm bảo rằng dao động còn lại sẽ được triệt tiêu. Việc phối hợp giữa tín hiệu xung và tín hiệu bước đầu vào được mô tả trong Hình 3. Tín hiệu bước sẽ được thay đổi (convolute) bởi các tín hiệu xung rồi đưa vào hệ thống.

2.2 Zero Vibration & Derivative (ZVD)

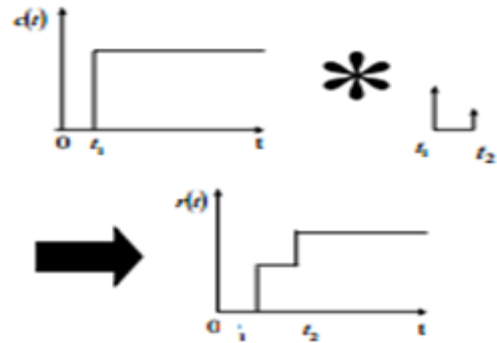
ZV là phương pháp điều khiển dao động đơn giản, độ chính xác cao. Tuy nhiên, phương pháp ZV khá nhạy với sai số mô hình, nếu tần số dao động riêng của hệ thay đổi so với giá trị thiết kế, chi tiết sẽ dao động trở lại



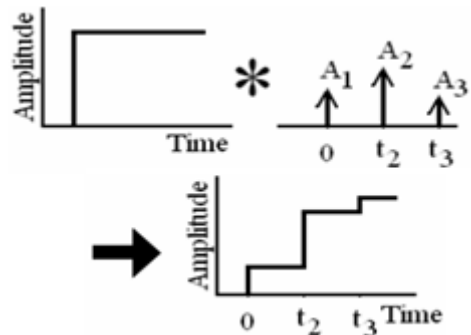
Hình 1: Đáp ứng dao động của từng đầu vào



Hình 2: Đáp ứng dao động của cả hai đầu vào



Hình 3: Hình dạng đầu vào của kỹ thuật ZV



Hình 4: Hình dạng đầu vào của kỹ thuật ZVD

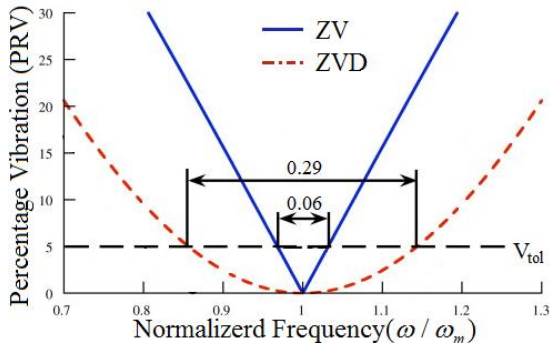
với biên độ tăng nhanh. Vì thế phương pháp ZVD được đưa ra nhằm làm giảm độ nhạy sai số này so với ZV. Phương pháp ZVD đưa thêm một ràng buộc vào phương trình (3),

$$\frac{dV(\omega_n, \zeta)}{d\omega_n} = 0. \quad (10)$$

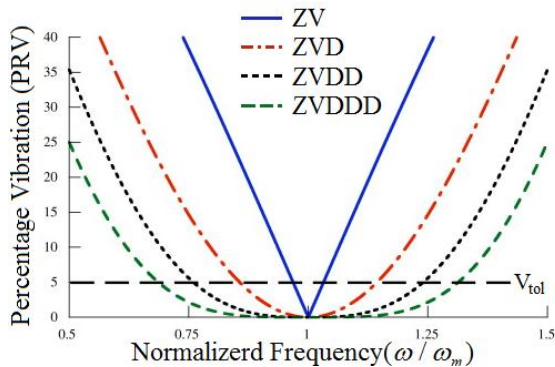
Khi đó, phương pháp ZVD cần 3 nhịp để triệt tiêu moment quán tính, đưa chi tiết về trạng thái chuyển động ổn định. Trong hình 5, giả sử tần số dao động riêng của chi tiết bị sai biệt so với tần số được thiết kế trong hệ thống điều khiển (gấp 1,1 lần). Với ZV, dao động sẽ xảy ra với biên độ khoảng 15% so với khi không áp dụng kỹ thuật điều khiển dao động. Còn với ZVD, biên độ dao động này chỉ khoảng 3%. Rõ ràng ZVD làm cho dao động ít nhạy cảm hơn với sai số mô hình.

2.3 Zero Vibration & Double/Triple Derivative (ZVDD/ZVDDD/...)

Có thể làm giảm độ nhạy sai số mô hình thấp hơn nữa so với ZVD. Bằng cách đưa 4 nhịp với biên độ, thời điểm thích hợp để tăng tốc dần, đưa chi tiết vào trạng thái ổn định, phương pháp ZVDD sẽ giúp dao động được kiểm soát tốt hơn. Nếu cần thiết, nhịp thứ 5 có thể đưa vào mô hình điều khiển (ZVDDD) nhằm làm giảm hơn nữa độ nhạy dao động với sai số mô hình, xem hình 6.



Hình 5: Đường đặc tính về độ nhạy sai số của ZV và ZVD

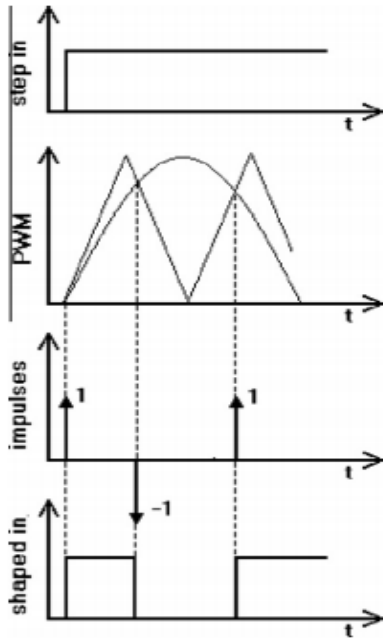


Hình 6: Đường đặc tính về độ nhạy sai số của ZV, ZVD, ZVDD & ZVDDD

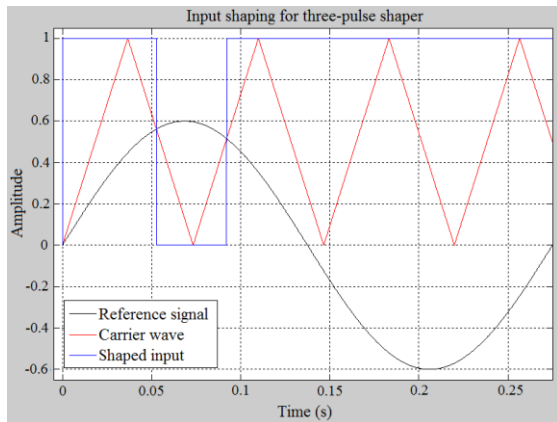
Có thể thấy, ZV, ZVD, ZVDD, ZVDDD đều làm giảm tốc độ tăng tốc của chuyển động. Tăng tốc từng bước, dao động sẽ được kiểm soát tốt hơn. Vì thế, có thể dùng phương pháp tăng tốc từng bước với biên độ mỗi bước nhỏ, tăng dần đến tốc độ cực đại. Khi đó dao động sẽ giảm đáng kể và độ nhạy với sai số mô hình rất thấp so với các phương pháp khác. Có thể dùng PWM để thực hiện điều này.

2.4 Unity Magnitude (UM)

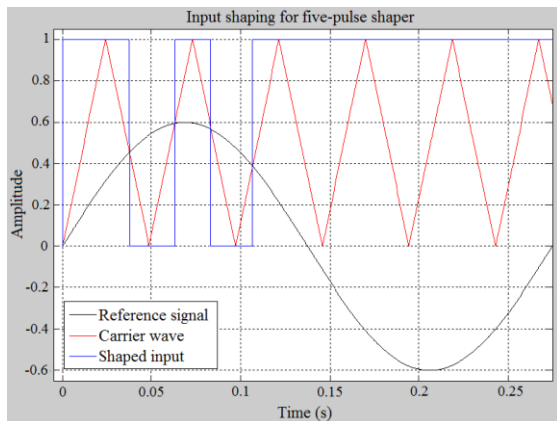
UM là một phương pháp điều khiển dao động. Trong đó biên độ của các nhịp đều bằng nhau, xem hình 7 (Sirri, 2011). Phương pháp này thích hợp với các hệ thống điều khiển đơn giản. Bằng cách bố trí chiều của nhịp ứng với thời điểm thích hợp có thể triệt tiêu moment quán tính của chi tiết khi chuyển động. Do biên độ xung tác động luôn là 1 và tổng biên độ các xung phải thỏa mãn phương trình (7) nên số lượng xung nhịp khi khởi động cũng như khi dừng luôn là một số lẻ. Thời điểm đặt xung nhịp được xác định bằng cách giao đồ thị xung tam giác với đồ thị dao động hình sine có tần số là tần số dao động riêng của hệ thống, nghiệm của nó sẽ là thời điểm để đặt các nhịp vào. Tần số xung tam giác được thay đổi ngẫu nhiên (thông thường sẽ chọn mốc là $\frac{1}{2} T_{\text{ sine}}$ và giảm dần để có ít nhất là 3 xung nhịp), sau đó tính toán xem $V(\omega_n, \zeta)$ có nhỏ nhất chưa, nếu chưa thì điều chỉnh tần số xung tam giác (tăng tần số) và tiếp tục tính $V(\omega_n, \zeta)$ đến khi có $V(\omega_n, \zeta)$ là bé nhất. Khi đó giao đồ thị xung tam giác với đồ thị dao động hình sine của tần số dao động riêng, nghiệm của nó sẽ là thời điểm để đặt các nhịp vào. Ngoài ra cũng có thể thay đổi biên độ của xung sine và giao với xung tam giác như phương pháp trên để tìm giá trị nhỏ nhất của $V(\omega_n, \zeta)$. Phương pháp điều chế xung UM được trình bày như hình 8-11. Với phương pháp UM, thời gian thực hiện chỉ trong nửa chu kỳ dao động riêng của chi tiết, vì thế UM giúp triệt tiêu dao động nhanh hơn so với các phương pháp ZV. Bù lại, UM nhạy với sai số mô hình hơn phương pháp ZV, xem Hình 12.



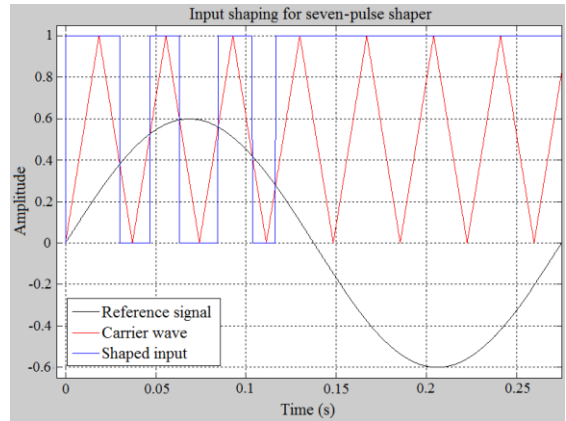
Hình 7: Phương pháp điều chế UM(Sirri, 2011)



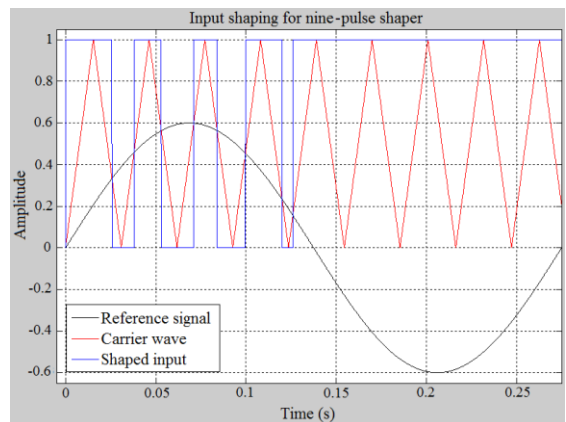
Hình 8: UM với 3 nhíp



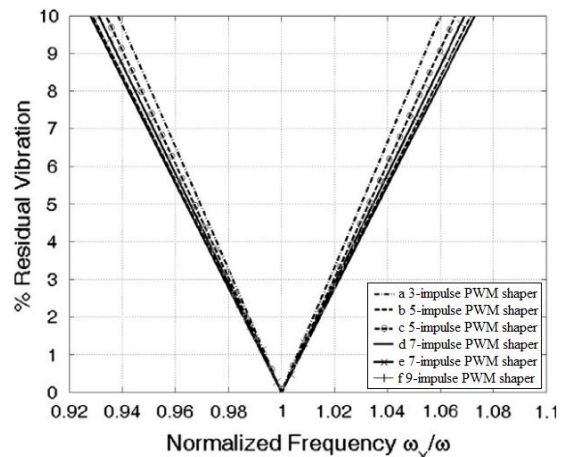
Hình 9: UM với 5 nhíp



Hình 10: UM với 7 nhíp



Hình 11: UM với 9 nhíp



Hình 12: Đường đặc tính về độ nhạy sai số của UM

3 THỰC NGHIỆM

3.1 Mô tả thiết bị thực nghiệm

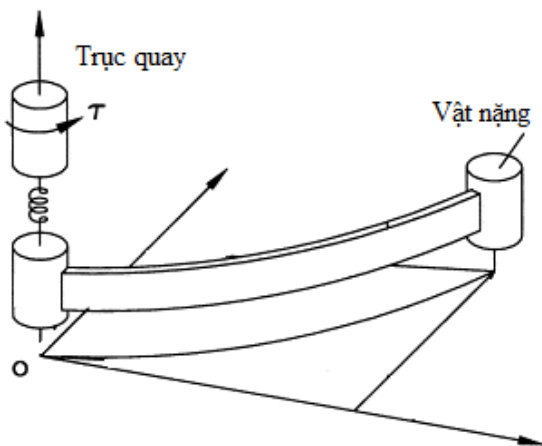
Mô hình thí nghiệm bao gồm một thanh thước nhựa dẻo được gắn vuông góc vào trục

xoay của motor để tạo xung lực bằng cách xoay trục động cơ có gắn thanh mảnh. Đầu còn lại được gắn một vật nặng làm tăng moment quán tính để chi tiết có thể dao động rõ ràng khi không áp dụng giải thuật điều khiển dao động. Khi đó hệ thanh mảnh chính là thanh thước gắn vuông góc với trục động cơ, nguồn gây ra dao động là từ việc phát động/ dừng motor. Mô hình thực nghiệm có thể mô tả như Hình 13. Với thanh mảnh có vật liệu và kích thước xác định thì tần số dao động tự nhiên của hệ thanh mảnh được xác định bằng công thức sau:

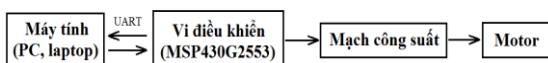
$$\omega_n = \sqrt{\frac{3EI}{ml^3}},$$

trong đó, m là khối lượng vật nặng gắn ở đầu thanh mảnh, E là mô đun đàn hồi của vật liệu chế tạo thanh mảnh, I là momen quán tính mặt cắt ngang của thanh, và l là chiều dài thanh mảnh.

Bộ điều khiển được sử dụng trong mô hình là vi điều khiển MSP430G2553 của Texas Instrument. IC giao tiếp với máy tính thông qua cổng nối tiếp RS232. Phần mềm điều khiển được thiết kế thông qua các thuật toán được trình bày trong phần 2 và được nhúng vào vi điều khiển MSP430.



Hình 13: Mô hình hệ thanh mảnh



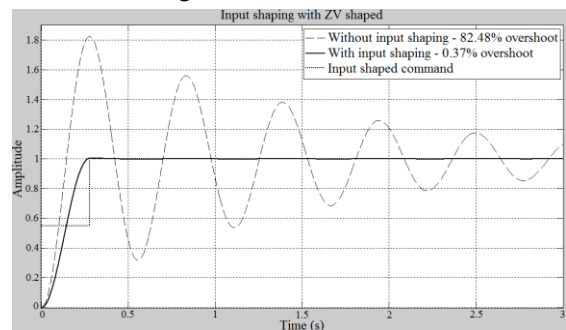
Hình 14: Sơ đồ khối mô tả thiết bị thực nghiệm

3.2 Kết quả

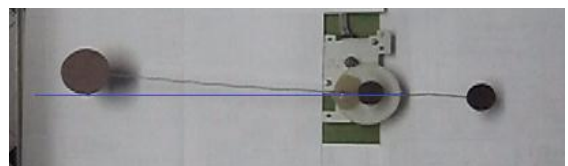
Sau khi thực nghiệm với phương pháp ZV, khi khởi động cũng như khi dừng, biên độ dao động giảm đáng kể. Nhưng nếu tần số dao động riêng và tần số triệt dao động có sự sai lệch nhỏ, dao động lại xảy ra với biên độ tỉ lệ với độ sai lệch.

Với phương pháp ZVDDD..., khi khởi động và khi dừng, biên độ dao động giảm rõ rệt, nhưng thời gian đạt vị trí cần thiết khá dài so với trường hợp không điều khiển. Nếu tần số dao động riêng và tần số triệt dao động có sự sai lệch nhỏ, dao động vẫn xảy ra nhưng với biên độ rất thấp.

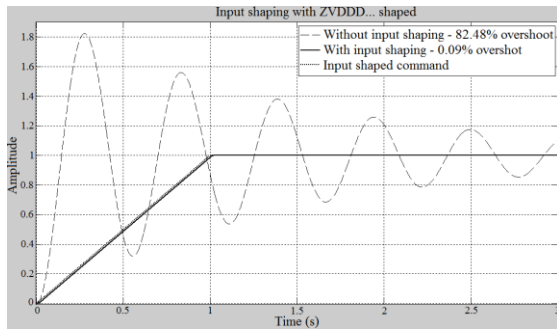
Với phương pháp UM, khi khởi động và khi dừng, biên độ dao động giảm. Nếu tần số dao động riêng và tần số triệt dao động có sự sai lệch nhỏ, dao động lại xảy ra với biên độ tỉ lệ với độ sai lệch như đối với phương pháp ZV. Phương pháp UM tỏ ra ưu thế khi điều khiển với một lượng lớn nhíp được đưa vào. Khi đó dao động giảm rõ rệt nhưng thời gian hoạt động không thay đổi, chỉ trong nửa chu kỳ dao động riêng của chi tiết khi không điều khiển dao động.



Hình 15: Kết quả mô phỏng ZV - biên độ dao động 0.37%



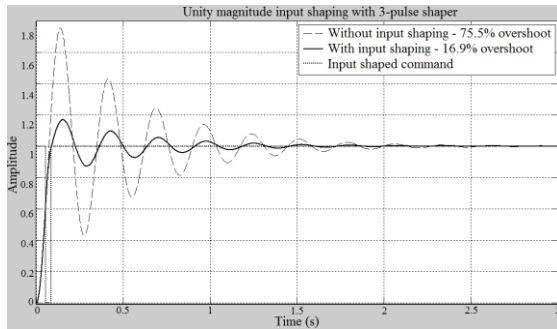
Hình 16: Kết quả thực nghiệm ZV với $\omega_r/\omega_n \sim 1.1$ - biên độ dao động 10%



Hình 17: Kết quả mô phỏng ZVDDD... - biên độ dao động 0.09%



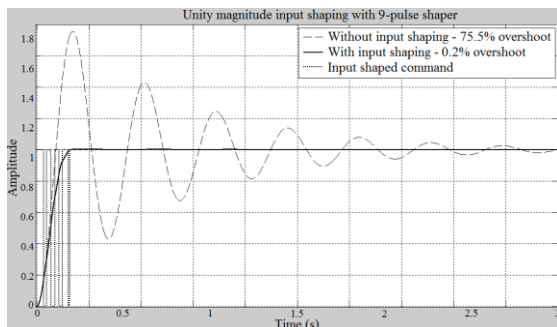
Hình 18: Kết quả thực nghiệm ZVDDD... với $\omega_x/\omega \sim 1.1$ - biên độ dao động 1%



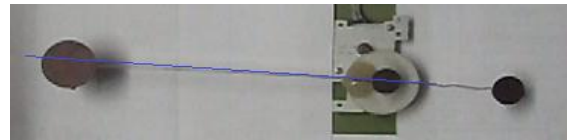
Hình 19: Kết quả mô phỏng UM 3 nhịp - biên độ dao động 16.9%



Hình 20: Kết quả thực nghiệm UM với $\omega_x/\omega \sim 1.1$ - 3 nhịp - biên độ dao động 12%



Hình 21: Kết quả mô phỏng UM - 9 nhịp - biên độ dao động 0.2%



Hình 22: Kết quả thực nghiệm UM với $\omega_x/\omega \sim 1.1$ - 9 nhịp - biên độ dao động 3%

4 KẾT LUẬN

Chúng ta đã khám phá các thuật toán điều khiển dao động hệ cơ học một bậc tự do bằng phương pháp thay đổi dạng tín hiệu ngõ vào. Ở mỗi phương pháp đều có những ưu và khuyết điểm. Các phương pháp điều khiển dao động cơ học đều yêu cầu một khoảng thời gian thực hiện thay đổi hình dạng tín hiệu ngõ vào. Luôn có tương quan giữa tốc độ/độ nhạy sai số mô hình, do đó cần lựa chọn phương pháp điều khiển thích hợp với các yêu cầu đặt ra. Trong trường hợp mô hình hệ thống chính xác, tất cả các phương pháp trên đều có khả năng triệt tiêu những dao động còn dư khi chi tiết khi đang chuyển động và khi dừng về 0.

Trong phạm vi điều kiện hạn hẹp, cơ sở vật chất thấp, hoặc yêu cầu điều khiển dao động không quá cao, các phương pháp điều khiển vòng hở như ZV, ZVDDD, UM là những phương pháp phù hợp. Với phương pháp ZV, chỉ cần 2 nhịp là đủ để đưa chi tiết chuyển động về trạng thái cân bằng. Phương pháp ZVDDD có ưu điểm về khả năng tối thiểu hóa độ nhạy sai số mô hình. Phương pháp UM tỏ ra đơn giản trong việc điều khiển bởi nó chỉ bao gồm các nhịp với biên độ bằng nhau.

LỜI CẢM ƠN

Các tác giả chân thành cảm ơn Trường Đại học Cần Thơ đã cấp kinh phí để thực hiện nghiên cứu này. Nghiên cứu được thực hiện dưới sự tài trợ từ Đề tài nghiên cứu cấp Trường do sinh viên thực hiện năm 2013 (Mã số đề tài: TSV2013-01).

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Sirri S. G. (2011). Designing unity magnitude input shaping by using PWM technique, *Mechatronics*, 21, 125-131.
2. Singhose, W., Perter, L., Kenison, M., & Krrikku, E. (2000). Effects of hoisting on the

- input shaping control of gantry cranes. *Control Engineering Practice*, 8(10), 1159-1165.
3. Sorensen, K. L. & Singhose, W. (2008). Command-induced vibration analysis using input shaping principles. *Automatica*, 44(9), 2392-2397.
 4. Sorensen, K.L., Singhose, W., & Dickerson, S. (2007). A controller enabling precise positioning and sway reduction in bridge and gantry cranes. *Control Engineering Practice*, 15(7), 825-837.
 5. Sung, Y. G., & Singhose, W. (2009). Limited-state commands for systems with two flexible modes. *Mechatronics*, 19(5), 780-787.