

HỘI CƠ HỌC VIỆT NAM

**Tuyển tập công trình khoa học
Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ X**

Hà Nội, 08-09/12/2017

**Tập 1. Động lực học và Điều khiển
Cơ học Máy**

HÀ NỘI, 2018

Nghiên cứu bộ giảm chấn để giảm sự biến thiên lực căng cáp nâng trọng tải trong không gian ba chiều

Lã Đức Việt^{1,*}, Nguyễn Trọng Kiên^{2,3}

¹ Viện Cơ học, Viện Hàn lâm KHCN Việt Nam, 264 Đội Cấn, Hà Nội

² Đại học Vinh, 182 Lê Duẩn, Tp Vinh, Nghệ An

³ Học viện KHCN, Viện Hàn lâm KHCN Việt Nam, 18 Hoàng Quốc Việt, Hà Nội

*Email: laviet80@yahoo.com

Tóm tắt: Cáp nâng trọng tải có tính linh động cố hữu và luôn có nguy cơ bị dao động lắc lư trong không gian 3 chiều. Trong quá trình dao động, sự thay đổi lớn của lực căng cáp gây nguy hiểm cho các thiết bị nâng hạ. Bài báo này trình bày phương pháp sử dụng bộ giảm chấn kết nối cáp với trọng tải, có mục đích duy trì giá trị không đổi của lực căng cáp, giảm sự biến thiên đột ngột của lực căng, nâng cao độ an toàn của thiết bị. Bộ giảm chấn có thể giảm sự biến thiên lực căng trong trường hợp tổng quát trọng tải bị dao động theo cả 3 phương không gian. Ví dụ số được thực hiện để minh họa hiệu quả của bộ giảm chấn.

Từ khóa: Giảm lắc cần cầu, giảm chấn, cần Coriolis

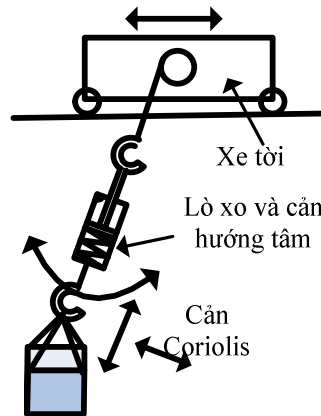
1. Mở đầu

Trọng tải của cần cầu treo bởi dây cáp luôn có tính linh động cố hữu. Sóng và gió là 2 yếu tố môi trường có tác động đến dao động lắc lư của dây cáp cần cầu. Gió là yếu tố tác động trực tiếp gây ra dao động. Sóng là yếu tố tác động gián tiếp, gây ra chuyển động của tàu thuyền hoặc chuyển động của đế cần cầu. Tải do sóng gây ra sẽ được chuyển hóa thành các loại tải trọng do dịch chuyển của tàu nơi chắt tải hoặc đỡ tải và chuyển động của đế cần cầu trong trường hợp cần cầu đặt trên các bộ đỡ không cố định. Như vậy gió chủ yếu gây ra các lắc lư ngang còn sóng chủ yếu gây ra các dao động dọc dây cáp.

Chiến lược điều khiển nói chung được thực hiện bằng cách đưa tín hiệu điều khiển vào một bộ phận nào đó của cần cầu như cáp [1-2], xe tời [3], cần máy trục [4-5] hoặc vào bộ giảm chấn khối lượng [6]. Điều khiển có thể được thực hiện bằng cách phản hồi tự động hoặc bằng tay do người điều khiển cầu thực hiện. Điều khiển phản hồi tự động sử dụng các số đo vị trí của trọng tải để tạo ra tín hiệu điều khiển. Tuy nhiên việc đo chính xác các trạng thái của hệ là không dễ dàng. Các đầu đo có thể đắt đỏ và khó khăn khi lắp đặt và duy trì. Hơn nữa việc tích hợp điều khiển tự động và điều khiển bằng tay là sự kết nối 2 hệ thống phản hồi có thể gây ra những chuyển động không phù hợp với người điều khiển cầu, làm giảm hiệu quả giảm dao động lắc lư [7]. Điều khiển bằng tay là cách thức đơn giản và thường được sử dụng nhưng phụ thuộc rất nhiều vào kinh nghiệm, góc quan sát, khả năng phản ứng của người điều khiển cần cầu.

Các thiết bị giảm chấn trong các nghiên cứu trước đây đã từng được sử dụng để giảm dao động của con lắc đơn có kết nối cứng [8-10]. Cáp cần cầu là con lắc có kết nối mềm nhưng các nguyên lý của các thiết bị đã có có thể được xem xét. Một hướng nghiên cứu đã được đặt ra gần đây dựa trên ý tưởng chuyển các dao động lắc lư về dao động hướng tâm [11]. Ý tưởng về hệ thống lò xo và giảm chấn hướng tâm để giảm dao động lắc lư của cáp cần cầu được cho trên Hình 1. Khi trọng tải lắc lư thì lực ly tâm thay đổi theo thời gian và làm cho trọng tải có chuyển động hướng tâm. Chuyển động hướng tâm sẽ tạo ra cần Coriolis tác động vào chuyển động lắc lư của trọng tải và làm giảm chuyển động lắc lư đó. Ở đây ta đối mặt với một bài toán “thỏa hiệp”, hy sinh một chuyển động nhỏ theo phương hướng tâm để giảm chuyển động lớn hơn theo phương vòng (chuyển động lắc lư) vì chuyển động hướng tâm có thể được tiêu tán năng lượng dễ hơn rất nhiều so với chuyển động lắc lư. Hệ thống lò xo và giảm chấn chỉ là một kết nối đơn giản giữa trọng tải và cáp, do đó hệ thống này có thể dễ

dàng được gỡ bỏ trong trường hợp không cho phép chuyển động hướng tâm. ngoài ra ta cũng có thể thay đổi độ lớn của chuyển động hướng tâm bằng cách thay đổi độ cân của bộ giảm chấn.



Hình 1. Hệ thống lò xo và giảm chấn hướng tâm

Ý tưởng sử dụng bộ giảm chấn theo phương hướng tâm trên thực tế đã được sử dụng để giảm sự thay đổi đột ngột lực căng của dây treo cần cẩu khi tiếp xúc hoặc tách tiếp xúc với nền tàu hoặc mặt biển. Hình 2 cho thấy ảnh chụp thiết bị của hãng Cranemaster lắp đặt giữa cáp cần cẩu và trọng tải để giảm dao động của lực căng cáp theo phương đứng. Hình 3 cũng là ảnh chụp của thiết bị tương tự của hãng Safelink.



Hình 2. Thiết bị giảm chấn Cranemaster 1400 tấn lắp đặt vào cáp cần cẩu



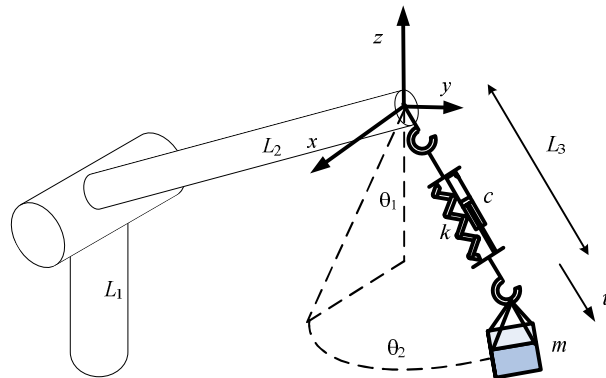
Hình 3. Thiết bị giảm chấn Safelink tấn lắp đặt vào cáp cần cẩu

Như vậy có thể thấy rằng các thiết bị giảm chấn đã được sử dụng trong thực tế để giảm các dao động lắc lư đứng. Tuy nhiên bài báo này chỉ ra rằng mặc dù lắp theo phương hướng tâm, các thiết bị

này cũng vẫn có khả năng giảm cả các dao động lắc lư ngang. Do đó có thể xem đây là thiết bị hữu dụng “3 trong 1” giảm đồng thời dao động của lực căng cáp theo cả 3 phương trong không gian.

2. Phương trình dao động

Hệ thống lò xo và giảm chấn hướng tâm để giảm dao động của lực căng cáp trong không gian 3 chiều được cho trên Hình 4.



Hình 4. Mô hình cáp treo có lắp giảm chấn

Xét trường hợp cần cầu không di chuyển, dao động trong không gian của trọng tải do các điều kiện đầu gây ra. Ký hiệu L_3 là chiều dài của dây cáp treo, L_2 , k và c là độ cứng và độ cản của kết nối giảm chấn, m là khối lượng của trọng tải, u là chuyển dịch của trọng tải theo phương hướng tâm, tính từ vị trí biên dạng tĩnh. Do điều kiện đầu các góc lắc sẽ bị kích động, được ký hiệu là góc tiếp tuyến θ_1 và góc pháp tuyến θ_2 . Góc tiếp tuyến và góc pháp tuyến tương ứng là các chuyển động in-plane và out-plane của con lắc. Như vậy trong không gian 3 chiều, trọng tải có 3 chuyển động tương ứng với 3 đại lượng θ_1 , θ_2 và u .

Vị trí của trọng tải được xác định bởi:

$$\begin{aligned} x &= (L_3 + u) \sin \theta_1 \cos \theta_2 \\ y &= (L_3 + u) \sin \theta_2 \\ z &= -(L_3 + u) \cos \theta_1 \cos \theta_2 \end{aligned} \quad (1)$$

Sau đó các hàm động năng E_K , thế năng E_P và hàm tiêu tán năng lượng E_D được thiết lập

$$\begin{aligned} E_K &= \frac{m}{2} (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2), \\ E_P &= mg(l + u - z) + \frac{ku^2}{2}, E_D = \frac{cu^2}{2} \end{aligned} \quad (2)$$

trong đó g là gia tốc trọng trường. Các đạo hàm của các tọa độ được tính theo công thức đạo hàm riêng. Ở đây có 3 biến thay đổi theo thời gian (θ_1 , θ_2 , u) nên công thức đạo hàm có dạng:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{\partial x}{\partial \theta_1} \dot{\theta}_1 + \frac{\partial x}{\partial \theta_2} \dot{\theta}_2 + \frac{\partial x}{\partial u} \dot{u} \\ \dot{y} &= \frac{\partial y}{\partial \theta_1} \dot{\theta}_1 + \frac{\partial y}{\partial \theta_2} \dot{\theta}_2 + \frac{\partial y}{\partial u} \dot{u} \\ \dot{z} &= \frac{\partial z}{\partial \theta_1} \dot{\theta}_1 + \frac{\partial z}{\partial \theta_2} \dot{\theta}_2 + \frac{\partial z}{\partial u} \dot{u} \end{aligned} \quad (3)$$

Sau khi có được các biểu thức của đạo hàm theo (3), thay vào (2) để có biểu thức của động năng, thế năng và hàm tiêu tán. Sau đó tiếp tục thay vào 3 phương trình Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial (E_K - E_P)}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial (E_K - E_P)}{\partial q} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}} = 0, \quad (q = \theta_1, \theta_2, u) \quad (4)$$

Ta thu được phương trình chuyển động có dạng:

$$(L_3 + u) (\ddot{\theta}_1 \cos \theta_2 - 2\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2) + 2\dot{u} \dot{\theta}_1 \cos \theta_2 + g \sin \theta_1 = 0 \quad (5)$$

$$(L_3 + u) (\ddot{\theta}_2 + \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_2 \sin \theta_2) + 2\dot{u} \dot{\theta}_2 + g \cos \theta_1 \sin \theta_2 = 0 \quad (6)$$

$$\ddot{u} + \frac{k}{m} u + \frac{c}{m} \dot{u} + g(1 - \cos \theta_1 \cos \theta_2) - (L_3 + u) (\dot{\theta}_2^2 + \dot{\theta}_1^2 \cos^2 \theta_2) = 0 \quad (7)$$

Lực căng cáp được xác định từ biểu thức:

$$T = mg + ku + c\dot{u} \quad (8)$$

Một số tham số được định nghĩa trong Bảng 1 để đưa phương trình về dạng phi thứ nguyên.

Bảng 1. Các tham số được sử dụng để viết các phương trình phi thứ nguyên.

Ký hiệu	Mô tả
$\omega_s = \sqrt{g/L_3}$	Tần số riêng của dao động lắc lư
$\tau = \omega_s t$	Thời gian phi thứ nguyên với tỷ lệ ω_s^{-1}
$\alpha = \frac{\sqrt{k/m}}{\omega_s}$	Tỷ số giữa các tần số riêng
$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$	Tỷ số cản phi thứ nguyên của bộ giảm chấn
$u_n = \frac{u}{L_3}$	Dạng phi thứ nguyên của chuyển dịch hướng tâm

Phương trình (5), (6), (7) trở thành:

$$(1 + u_n) (\ddot{\theta}_1 \cos \theta_2 - 2\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \sin \theta_2) + 2\dot{u}_n \dot{\theta}_1 \cos \theta_2 + \sin \theta_1 = 0 \quad (9)$$

$$(1 + u_n) (\ddot{\theta}_2 + \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_2 \sin \theta_2) + 2\dot{u}_n \dot{\theta}_2 + \cos \theta_1 \sin \theta_2 = 0 \quad (10)$$

$$\ddot{u}_n + \alpha^2 u_n + 2\zeta \alpha \dot{u}_n + (1 - \cos \theta_1 \cos \theta_2) + (1 + u_n) (-\dot{\theta}_2^2 - \dot{\theta}_1^2 \cos^2 \theta_2) = 0 \quad (11)$$

trong đó tất cả đạo hàm bây giờ được lấy theo thời gian phi thứ nguyên τ . Lực căng phi thứ nguyên được xác định từ biểu thức:

$$T_n = \frac{T}{mg} = 1 + \alpha^2 u_n + 2\zeta \alpha \dot{u}_n \quad (12)$$

3. Giảm dao động của lực căng theo 3 phương không gian

Bài báo [11] đã chỉ ra lời giải tối ưu của lò xo và giảm chấn là:

$$\alpha = 2, \zeta = 2\zeta_e \quad (13)$$

với ζ_e là tỷ số cản hiệu dụng xác định từ phương trình bậc 3 của ζ_e^2 .

$$\zeta_e = \theta_0^2 \frac{3 + 27\zeta_e^2 - 36\zeta_e^4}{128\zeta_e(3\zeta_e^2 + 1)^2} \quad (14)$$

trong đó θ_0 là góc dao động ban đầu nào đó tùy thuộc vào thiết kế đối với tải trọng ngang. Tuy nhiên trong thực tế do các điều kiện an toàn và điều kiện kỹ thuật thì độ cản của bộ giảm chấn có thể cản lớn hơn độ cản tối ưu. Do đó trong bài báo này ta xét tỷ số tần số α được đặt ở giá trị bằng 2 nhưng tỷ số cản ζ có thể thay đổi các giá trị khác nhau. Lực căng xác định từ công thức (12). Trường hợp không có bộ giảm chấn được xác định từ giá trị α khá lớn (tạm lấy bằng 20) tương ứng với dây giãn rất ít và độ cản bộ giảm chấn bằng 0.

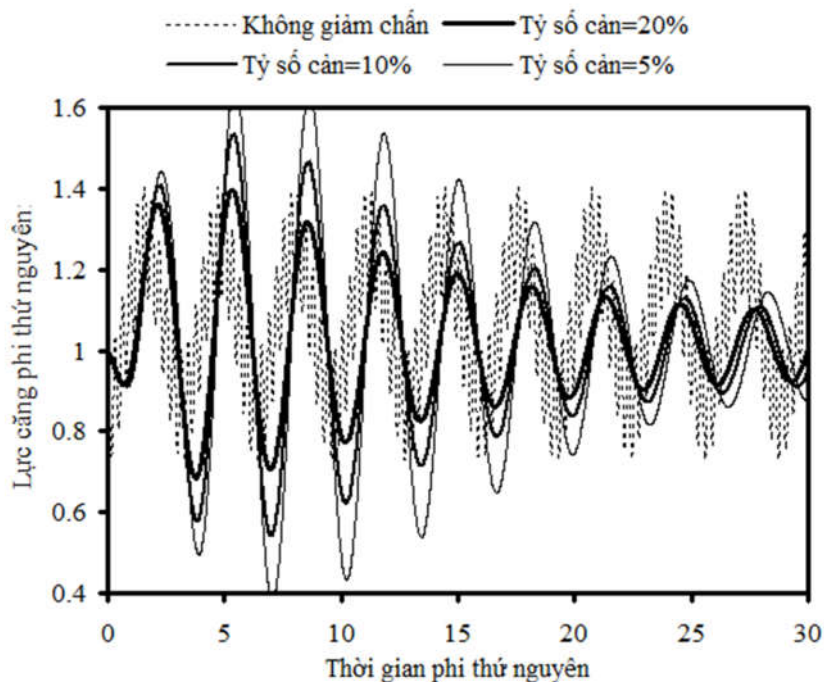
Ta xét các trường hợp điều kiện đầu khác nhau:

- Trường hợp 1: Dao động do điều kiện đầu của θ_1 , tương ứng với trường hợp tải trọng ngang đẩy dây lệch một góc nhất định rồi triệt tiêu tải trọng. Điều kiện đầu có dạng $\theta_1(0)=\pi/6$, các điều kiện đầu khác bằng 0. Đồ thị dao động của lực căng được cho trên Hình 5.

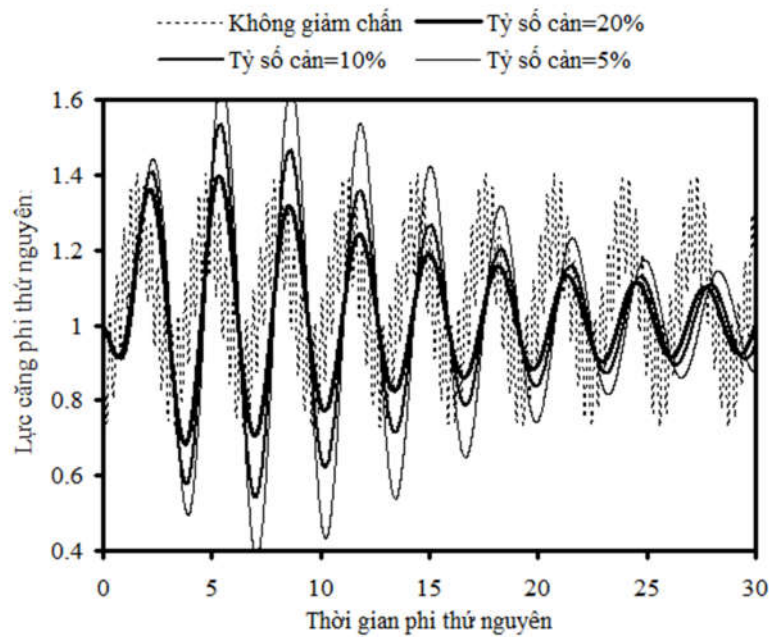
- Trường hợp 2: Dao động do điều kiện đầu của θ_2 . Điều kiện đầu có dạng $\theta_2(0)=\pi/6$, các điều kiện đầu khác bằng 0. Đồ thị dao động của lực căng được cho trên Hình 6.

- Trường hợp 3: Dao động do điều kiện đầu của u , tương ứng với trường hợp tải trọng đứng tạo ra va chạm. Điều kiện đầu có dạng $\dot{u}_n(0) = 0.01$, các điều kiện đầu khác bằng 0. Đồ thị dao động của lực căng được cho trên Hình 7.

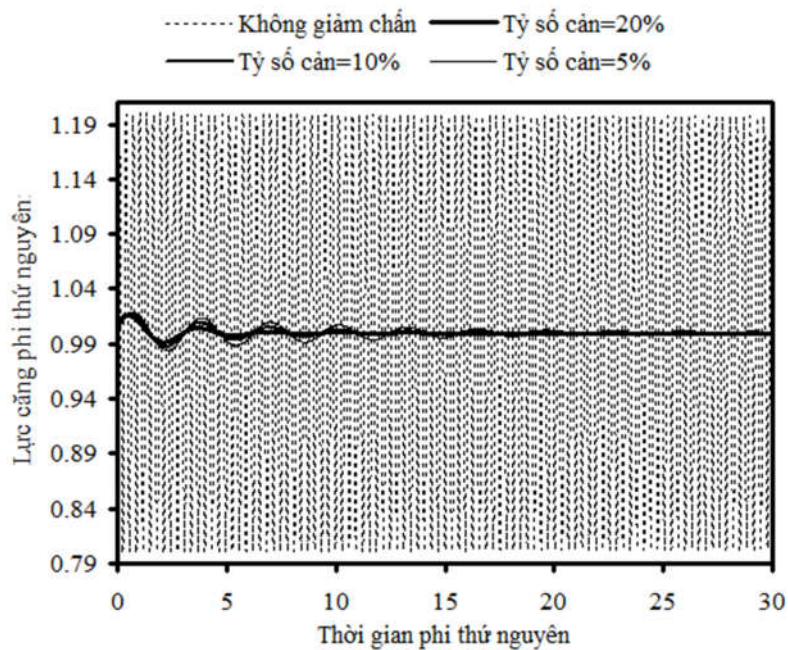
- Trường hợp 4: Dao động do tổng hợp các điều kiện đầu $\theta_1(0) = \theta_2(0) = 0; \dot{u}_n(0) = 0.01$, các điều kiện đầu khác bằng 0. Đồ thị dao động của lực căng được cho trên Hình 8.



Hình 5. Đồ thị dao động của lực căng, trường hợp 1



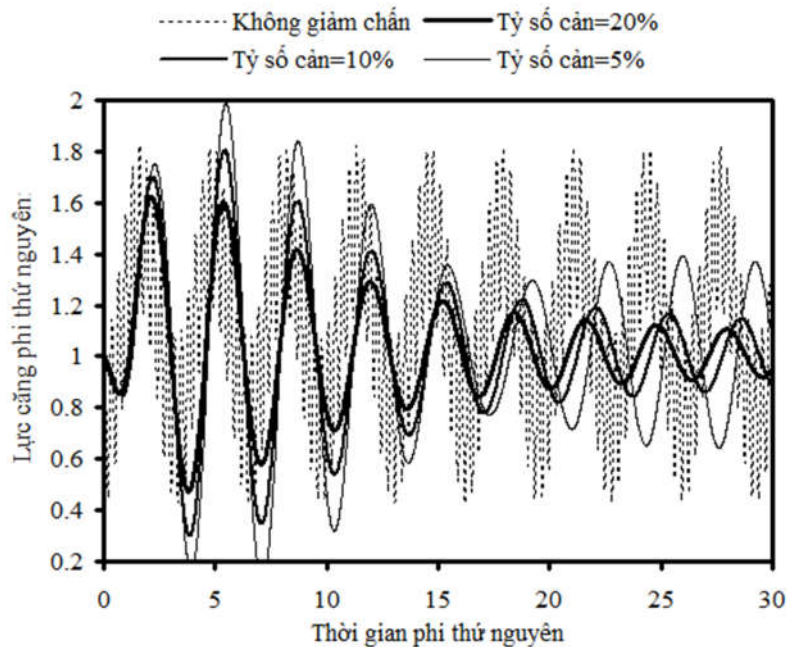
Hình 6. Đồ thị dao động của lực căng, trường hợp 2



Hình 7. Đồ thị dao động của lực căng, trường hợp 3

Kết quả cho thấy bộ giảm chấn có hiệu quả làm tắt dần dao động của lực căng trong tất cả các trường hợp. Đối với trường hợp dao động gây ra bởi các điều kiện đầu của góc lắc lư (Hình 5, 6, 8), nếu độ giảm chấn không đủ lớn (5%) thì không đủ giảm được lực căng lớn nhất. Độ giảm chấn đủ lớn (20%) cho phép hạn chế lực căng lớn nhất như trường hợp không có bộ giảm chấn đồng thời dập tắt dao động của lực căng sau một số chu kỳ dao động, trong khi đó nếu không có bộ giảm chấn thì dao động của lực căng rất khó có thể dập tắt. Trong trường hợp dao động dọc dây (Hình 7), lực căng được giảm rất nhiều do bản thân lò xo cũng một phần cách ly va chạm tác động vào dây cáp.

Trong trường hợp cả 3 điều kiện đầu cùng tồn tại, bộ giảm chấn thể hiện rõ khả năng giảm dao động của lực căng trong trường hợp dao động trong không gian 3 chiều.



Hình 8. Đồ thị dao động của lực căng, trường hợp 4

4. Kết luận

Bài báo đã nghiên cứu khả năng giảm dao động của lực căng cáp treo trọng tải bằng bộ giảm chấn lắp theo phương dọc dây. Bộ giảm chấn vừa có khả năng cách ly dao động dọc dây từ trọng tải truyền vào cáp treo, vừa có khả năng giảm dao động lắc lư bằng cách sinh ra lực cản Coriolis. Phương trình chuyển động 3 chiều của trọng tải được thiết lập. Độ cứng của lò xo được lựa chọn sao cho tần số dao động dọc gấp 2 lần tần số dao động ngang. Độ cản của bộ giảm chấn đã được thay đổi để khảo sát hiệu quả. Kết quả mô phỏng số cho thấy với độ cản thích hợp của bộ giảm chấn, dao động của lực căng trong không gian 3 chiều có thể được dập tắt trên cả 2 phương diện giá trị cực đại cũng như độ tắt dần.

Trong tương lai, cần xem xét ảnh hưởng của các điều kiện đầu khác nhau cũng như ảnh hưởng của người điều khiển cầu tới hiệu quả của bộ giảm chấn.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Quỹ Phát triển Khoa học và Công nghệ quốc gia (NAFOSTED) trong đề tài mã số “107.01-2015.35”.

Tài liệu tham khảo

- [1] Kim D. H and Lee J. W, Model-based PID control of a crane spreader by four auxiliary cables, Proc. IMechE, Part C: J. Mechanical Engineering Science, 220, 1151-1165, 2006.
- [2] Masoud. Z, Oscillation control of quay-side container cranes using cable-length manipulation, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 129, 224-228, 2007.
- [3] Lee. H. H, Liang. Y, Segura. D, A sliding-mode antiswing trajectory control for overhead cranes with high-speed load hoisting, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 128, 842-845, 2006.

- [4] Neupert. J, Arnold. E, Schneider. K, Sawodny. O, Tracking and anti-sway control for boom cranes, Control Engineering Practice, 18, 31-44, 2010.
- [5] Uchiyama. N, Robust control of rotary crane by partial-state feedback with integrator, Mechatronics,19,1294-1302, 2009.
- [6] Kawai. H, Kim. Y. B, and Choi. Y. W, Anti-sway system with image sensor for container cranes, Journal of Mechanical Science and Technology, 23, 2757-2765, 2009.
- [7] J. Vaughan, E. Maleki, W. Singhose, Advantages of Using Command Shaping Over Feedback for Crane Control, Proc. of American Control Conference, Baltimore, USA, pp 2308-2313, 2010.
- [8] H. Matsuhisa and M. Yasuda, Location effect of dynamic absorbers on rolling structures, Proc. of Asia-Pacific Vibration Conference, Gold Coast, Australia, pp.439-444, 2003.
- [9] H. Matsuhisa, H. Kitaura, M. Isono, H. Utsuno, J.G. Park and M. Yasuda, A new Coriolis dynamic absorber for reducing the swing of gondola, Proc. of Asia-Pacific Vibration Conference, Langkawi, Malaysia, 211-215, (2005).
- [10] Nishihara, O.; Matsuhisa, H. and Sato, S., Vibration Damping Mechanisms with Gyroscopic Moments, JSME International Journal, Series III, vol. 35, No. 1, pp. 50-55, 1992.
- [11] La Duc Viet, Crane sway reduction using Coriolis force produced by radial spring and damper, Journal of Mechanical Science and Technology 29 (3) (2015) 973~979.