



**CHÀO MỪNG 60 NĂM
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI**

www.hust.edu.vn



VIỆN CƠ KHÍ



VIỆN CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC

Văn phòng: C10-305 Đại học Bách khoa Hà Nội
Số 1 Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội
Điện thoại: (+84) 4 38 696 165
Website: sme.hust.edu.vn
Email: sme@hust.edu.vn

Văn phòng: C6-102 Đại học Bách khoa Hà Nội
Số 1 Đại Cồ Việt, Hai Bà Trưng, Hà Nội
Điện thoại: (+84) 4 38 684 944
Website: ste.hust.edu.vn
Email: ste@hust.edu.vn

TẬP 2

ISBN: 978-604-95-0041-1



SÁCH KHÔNG BÁN



TRƯỜNG ĐẠI HỌC
BÁCH KHOA HÀ NỘI



VIỆN CƠ KHÍ



VIỆN CƠ KHÍ
ĐỘNG LỰC



TỔNG HỘI CƠ KHÍ
VIỆT NAM

ISBN: 978-604-95-0041-1

KỶ YẾU

HỘI NGHỊ KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ TOÀN QUỐC VỀ CƠ KHÍ - ĐỘNG LỰC 2016

Hà Nội, ngày 13 tháng 10 năm 2016

PROCEEDINGS OF THE NATIONAL SCIENCE AND TECHNOLOGY
CONFERENCE ON MECHANICAL - TRANSPORTATION ENGINEERING (NSCMET 2016)
Hanoi, October 13, 2016

TẬP 2

NHÀ XUẤT BẢN BÁCH KHOA HÀ NỘI



KỶ YẾU

HỘI NGHỊ KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ TOÀN QUỐC VỀ CƠ KHÍ – ĐỘNG LỰC 2016

PROCEEDINGS OF THE NATIONAL SCIENCE AND TECHNOLOGY
CONFERENCE ON MECHANICAL – TRANSPORTATION ENGINEERING
(NSCMET 2016)

Hà Nội, ngày 13 tháng 10 năm 2016

Tập 2



NHÀ XUẤT BẢN BÁCH KHOA HÀ NỘI

CK5.117	Nghiên cứu cấu trúc điều khiển trạng thái cho hệ truyền động điện – cơ ghép nối bằng truyền động bánh răng A study on structure of state control for mechanical electrical drive system joined by gear drive	Trần Văn Thân	169
CK5.119	Cấu trúc ước lượng biến trạng thái cho hệ truyền động điện – cơ ghép nối bằng truyền động bánh răng Estimated structure of state variables for mechanical-electrical drive system joined by gear drive	Trần Văn Thân	175
CK5.129	Phương pháp điều khiển chủ động–bị động để giảm dao động lắc lư của cáp cần cẩu Active-passive method for anti-sway control of crane cable	Nguyễn Trọng Kiên, Lã Đức Việt	181
CK5.131	A study of positioning accuracy of an industrial robot-KUKA-KR6/2	Minh Tuấn Dương, Tuấn Anh Bùi, Đức Độ Lê, Văn Hùng Phạm	186
CK5.171	Thiết kế hệ thống điều khiển PLC đảm bảo an toàn cho hoạt động của giàn công nghệ CPP – 2 Design of PLC control system ensuring the security for functioning of petro platform CPP-2	Nguyễn Trọng Doanh	192
CK5.175	Động lực học và điều khiển hệ tay máy có khâu đàn hồi Dynamic and control of a flexible links manipulator	Dương Xuân Biên, Chu Anh Mỹ, Phan Bùi Khôi	199
CK5.187	Designing and manufacturing an automatic controlled bending machine for producing art steel	Nguyen Hong Phong, Nguyen Xuan Vung, Vu Le Huy	205
CK5.188	Application of Abaqus software in torsion simulation of steel bar stocks in making art steel fences and mullions	Vu Le Huy, Hoang Sy Tuan, Nguyen Hong Phong	211
CK5.189	Tính thiết kế và tự động hóa thiết kế hộp giảm tốc bánh răng con lăn hai cấp kiểu nằm ngang Calculation and automation of design for horizontal double roller gear reducer box	Vũ Lê Huy, Nguyễn Văn Bằng, Văn Đình Năm, Lương Xuân Tiến	217
CK5.277	Dao động của tải treo trên cần cẩu, cầu trục với chiều dài dây thay đổi The oscillation of the truck crane and gantry crane with variable length of the slings	Nguyễn Văn Thắng	223
CK5.281	Research, design and manufacture a walnut sorting machine using image processing method	Truong Tran, Tu Nguyen, Mai Nguyen, Tuan Pham	227

Phương pháp điều khiển chủ động–bị động để giảm dao động lắc lư của cáp cần cẩu

Active-passive method for anti-sway control of crane cable

Nguyễn Trọng Kiên ¹Lã Đức Việt ²¹ Đại học Vinh, 182 Lê Duẩn, Tp Vinh, Nghệ An.² Viện Cơ học, Viện Hàn lâm Khoa học và Công nghệ Việt Nam, 264 Đội Cấn, Ba Đình, Hà Nội
Email: ldviet@imech.ac.vn, laviet80@yahoo.com

Báo cáo tóm tắt: Để giảm dao động lắc lư của cáp cần cẩu trong quá trình hoạt động, phương pháp điều khiển chủ động và bị động có thể được sử dụng. Phương pháp chủ động sử dụng các tín hiệu phản hồi của dao động để tạo ra tín hiệu điều khiển mô tơ. Phương pháp bị động sử dụng bộ lò xo giảm chấn để tiêu tán năng lượng. Phương pháp chủ động có hiệu quả tốt nhưng khó thực thi và gây ra xung đột với người vận hành cẩu. Phương pháp bị động đơn giản nhưng hiệu quả hạn chế. Bài báo trình bày sự kết hợp giữa 2 phương pháp để khắc phục nhược điểm của các phương pháp đơn lẻ

Từ khóa: Lực Coriolis; Giảm lắc cần cẩu; Điều khiển phản hồi.

Abstract: To reduce swing motion of crane cable in its operation, the active or passive methods can be used. The active method uses the feedback signal of vibration to produce the command sent to motor. The passive method uses the spring-damper to dissipate energy. The active method has good effectiveness but is difficult to apply and conflict with crane operator. The passive method is simpler but has limited performance. This paper presents the combination of two methods to overcome the shortcomings of each separate one.

Keywords: Coriolis force; Anti-sway control; Feedback control

1. Giới thiệu

Cần cẩu đóng vai trò quan trọng trong công nghiệp và việc nâng cao hiệu quả hoạt động của cần cẩu có giá trị to lớn. Tuy nhiên trọng tải treo bởi cáp có đặc tính linh động cố hữu. Dao động của trọng tải gây ra bởi lực ngoài như gió hoặc do các điều kiện ban đầu hoặc do sự vận hành không chuẩn xác là các hạn chế cơ bản.

Các phương pháp kiểm soát dao động lắc lư của cáp được trình bày trong các tài liệu đã có thường được thực hiện theo hướng chủ động. Các giá trị đo trạng thái của cần cẩu như vị trí, góc lắc sẽ được sử dụng để tạo ra các tín hiệu điều khiển [1-7].

Theo một hướng khác, những hệ thống tiêu tán năng lượng bị động tương đối kinh điển đã được giới thiệu để kiểm soát dao động lắc lư trong một số nghiên cứu gần đây [8, 9]. Trong đó, bộ lò xo - giảm chấn bị động là một dạng điển hình có thể được sử dụng để kiểm soát dao động lắc lư [9]. Bộ lò xo giảm chấn hoạt động dựa trên nguyên lý của cần Coriolis.

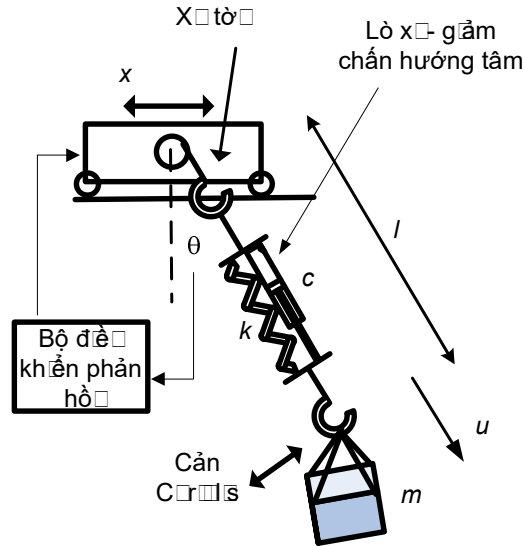
Trên thực tế, 2 phương pháp chủ động và bị động nêu trên đều có những hạn chế nhất định. Đối với phương pháp chủ động, vì hầu như mọi cần cẩu đều được vận hành bởi con người nên

tồn tại sự xung đột cơ bản giữa bộ điều khiển phản hồi tự động và điều khiển bằng tay của người vận hành cần cẩu. Sự xung đột này xảy ra do cả hai "bộ" điều khiển: người vận hành và bộ điều khiển phản hồi tự động đều liên tục thay đổi tín hiệu đầu vào để đạt được đáp ứng mong muốn. Bộ điều khiển tự động liên tục phải bù những tín hiệu điều khiển bằng tay và ngược lại bộ điều khiển bằng tay của người vận hành lại cũng liên tục bù những tín hiệu điều khiển tự động tạo ra. Sự tương tác qua lại giữa 2 hệ thống (tự động và bằng tay) gây ra xung đột và làm giảm hiệu quả điều khiển [10]. Do đó các hệ thống chủ động không được phép tác động quá lớn vào hệ thống. Nói cách khác, các hệ số khuếch đại của điều khiển chủ động không được quá lớn, và điều đó làm hạn chế hiệu quả thực tế của điều khiển chủ động.

Phương pháp bị động ngược lại có hiệu quả hạn chế nhưng lại đơn giản trong áp dụng và không tạo ra xung đột với người điều khiển cẩu. Phương pháp bị động có thể được sử dụng để hỗ trợ cho phương pháp chủ động. Mục đích của bài báo là trình bày sự kết hợp giữa 2 phương pháp để khắc phục nhược điểm của các phương pháp đơn lẻ.

2. Mô hình toán học

Khái niệm về sự kết hợp 2 phương pháp chủ động và bị động để giảm chuyển động lắc lư của cần cầu 2 chiều được cho trên hình 1.



Hình 1. Kết hợp điều khiển chủ động và lò xo giảm chấn bị động

Trong tài liệu [9], một hệ lò xo giảm chấn hướng tâm đã được đề xuất để giảm dao động tự do gây ra bởi điều kiện đầu. Trên hình 1, chuyển động lắc lư của trọng tải tạo ra lực ly tâm. Do kết nối lò xo giảm chấn giữa trọng tải và cáp, chuyển động hướng tâm của trọng tải được kích hoạt. Chuyển động này về phần nó tạo ra lực cản Coriolis tác động vào chuyển động lắc lư để kiểm soát chuyển động đó. Cản Coriolis là phi tuyến và chỉ thể hiện hiệu quả trong dao động lớn. Ở đây ta đối mặt với một bài toán “thỏa hiệp”. Theo đó, ta phải 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. Như trên hình 1 ta thấy thì hệ thống lò xo và giảm chấn chỉ là một kết nối đơn giản giữa trọng tải và cáp, do đó nó có thể dễ dàng gỡ bỏ trong trường hợp không cho phép chuyển động hướng tâm. Ngoài ra ta cũng có thể giới hạn độ lớn của chuyển động hướng tâm bằng cách tăng độ cản của bộ giảm chấn.

Ta xét thêm các giả thiết sau:

- Khối lượng lò xo và giảm chấn có thể bỏ qua so với khối lượng trọng tải
- Độ cứng của cáp là đủ lớn khi so sánh với độ cứng của lò xo để bỏ qua biến dạng của cáp.

Ngoài ra trên thực tế còn cần xét đến các lực bên ngoài tác động vào trọng tải như lực gió, động đất, ... Tuy nhiên để minh họa cho sự kết hợp của 2 phương pháp, trong bài báo này ta chỉ xét dao động gây ra bởi điều kiện ban đầu của

góc lắc. Trường hợp này có thể xảy ra trong thực tế nếu như lực gió tĩnh tác động vào trọng tải làm dây cáp lệch ra khỏi vị trí cân bằng một góc nhất định, sau đó khi lực gió đột ngột biến mất thì cáp sẽ bị dao động với góc ban đầu.

Với các giả thiết như vậy, một số ký hiệu được sử dụng trong mô hình được chỉ ra trên Hình 1 và giải thích trong bảng 1.

Bảng 1. Mô tả các ký hiệu trên Hình 1.

Ký hiệu	Mô tả
m	Khối lượng trọng tải
k, c	Hệ số lò xo và bộ giảm chấn
θ, θ_0	Góc lắc lư và góc ban đầu
l	Khoảng cách giữa xe tời và trọng tải trong điều kiện tĩnh
u	Chuyển động hướng tâm của trọng tải đo từ vị trí tĩnh
x	Chuyển dịch của xe tời
g	Gia tốc trọng trường
$\omega_s = \sqrt{g/l}$	Tần số riêng của con lắc
$\tau = \omega_s t$	Thời gian phi thứ nguyên với tỷ lệ ω_s^{-1}
$\alpha = \frac{\sqrt{k/m}}{\omega_s}$	Tỷ số giữa các tần số
$\zeta = \frac{c}{2m\omega_s}$	Tỷ số cản của bộ giảm chấn
$u_n = u/l, x_n = x/l$	Dạng phi thứ nguyên của chuyển dịch hướng tâm và chuyển động của xe tời

Các phương trình chuyển động thu được có dạng [9]:

$$\begin{aligned} 2\dot{u}\dot{\theta} + \ddot{x} \cos \theta + \ddot{\theta}(l+u) + g \sin \theta &= 0 \\ m\ddot{x} \sin \theta + m\ddot{u} + ku + c\dot{u} & \\ + mg(1 - \cos \theta) - m\dot{\theta}^2(l+u) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

trong đó điều kiện ban đầu là:

$$\theta(0) = \theta_0 \quad (2)$$

còn các giá trị ban đầu của các trạng thái khác bằng 0. Để thể hiện các tham số tối ưu của lò xo giảm chấn một cách tổng quát, không phụ thuộc vào kích cỡ của cần cầu, ta sử dụng một số tham số phi thứ nguyên và được liệt kê trong bảng 1. Với các tham số, ta rút gọn phương trình (1) về dạng phi thứ nguyên:

$$\begin{aligned} 2\dot{u}_n \dot{\theta} + \ddot{x}_n \cos \theta + \ddot{\theta}(1+u_n) + \sin \theta &= 0 \\ \ddot{x}_n \sin \theta + \ddot{u}_n + \alpha^2 u_n + 2\zeta \dot{u}_n & \\ + 1 - \cos \theta - \dot{\theta}^2(1+u_n) &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

trong đó các dấu đạo hàm từ giờ trở đi được xét đối với biến thời gian được chuẩn hóa τ . Điều kiện ban đầu vẫn có dạng (2)

3. Kết hợp điều khiển chủ động bị động

Ta xem xét điều khiển chủ động dạng đơn giản và có tác động thấp đến hệ thống. Như trên đã nói, hệ điều khiển phản hồi chủ động không được tác động quá mạnh đến hệ thống vì sẽ gây xung đột với người điều khiển cầu. Hệ điều khiển tác động thấp cho phép người điều khiển cầu vẫn làm chủ điều khiển, không gây ngạc nhiên hoặc rối trí cho người điều khiển cầu. Do đó ở đây ta chọn bộ điều khiển đơn giản là điều khiển tỷ lệ được xác định cho trường hợp dao động tuyến tính. Xét dạng tuyến tính hóa phương trình thứ nhất của (3):

$$\ddot{x}_n + \ddot{\theta} + \theta = 0 \quad (4)$$

Sử dụng bộ điều khiển tỷ lệ (P), ta có tín hiệu điều khiển vận tốc có dạng:

$$\dot{x}_n = \beta\theta \quad (5)$$

trong đó β là hệ số tỷ lệ. Vậy thay (5) vào (4) ta có tỷ số cản của hệ được điều khiển là $\beta/2$. Như vậy, thay đổi hệ số tỷ lệ sẽ làm thay đổi tỷ số cản của dao động con lắc. Tuy nhiên như đã nhấn mạnh ở trên, tỷ số cản không thể tăng lên quá lớn để tránh xung đột với người điều khiển cầu. Ở đây, với mục đích minh họa sự phối hợp giữa 2 phương pháp chủ động và bị động, ta chọn dạng điều khiển đơn giản nhất mà không thảo luận xa hơn về các dạng điều khiển phức tạp dựa trên các phương trình phi tuyến. Tuy nhiên dạng điều khiển tuyến tính (5) vẫn được áp dụng cho hệ phi tuyến đầy đủ (3).

Bộ lò xo giảm chấn bị động như trên Hình 1 đã được nghiên cứu trong trường hợp dao động tự do [9]. Các công thức giải tích của các tham số tối ưu đã được giới thiệu trong [9] và được đưa ra sau đây:

$$\alpha_{opt} = 2$$

$$\zeta_{opt}^2 = \theta_0^2 \frac{12 + 27\zeta_{opt}^2 - 9\zeta_{opt}^4}{8(3\zeta_{opt}^2 + 4)^2} \quad (6)$$

trong đó θ_0 là góc dao động ban đầu và ký tự dưới opt ký hiệu các tham số phi thứ nguyên. Tỷ số cản tối ưu của bộ giảm chấn ζ_{opt} thu được bằng cách giải phương trình bậc 3 đối với ζ_{opt}^2 . Lời giải của phương trình này phụ thuộc vào góc ban đầu θ_0 . Đó là hệ quả của tính phi tuyến sẵn có của cản Coriolis. Trong thực tế tính toán, một giá trị thiết kế nhất định của θ_0 cần được đặt trước để tính ζ_{opt} .

4. Mô phỏng số

Mô phỏng số được thực hiện trên mô hình cần cầu phi thứ nguyên (3). Lò xo giảm chấn hướng

tả, được thiết kế cho góc dao động lớn tới 30° , nghĩa là góc θ_0 được chọn bằng $\pi/6$ trong (6). Kết quả của các tham số tối ưu được tính bằng:

$$\alpha_{opt} = 2$$

$$\zeta_{opt} = 0.1618 \quad (7)$$

Để tiện ký hiệu, ta sẽ xét các trường hợp mô phỏng trong bảng 2.

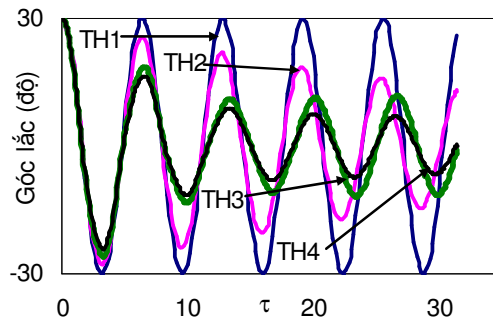
Bảng 2: Các trường hợp mô phỏng

Ký hiệu	TH1	TH2	TH3	TH4
Điều khiển chủ động	Không	Có	Không	Có
Điều khiển bị động	Không	Không	Có	Có

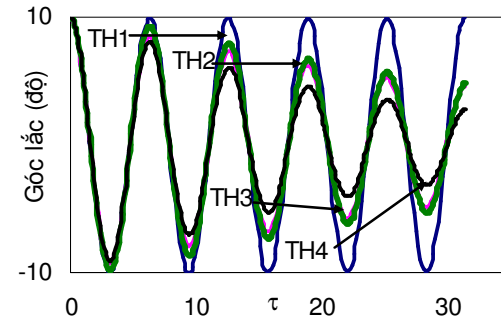
4.1. Trường hợp không vận hành

Đầu tiên ta xét trường hợp dao động của cáp gây ra bởi điều kiện góc ban đầu mà không có vận hành của xe tời. Tuy nhiên ở đây xe tời vẫn dịch chuyển nhỏ theo bộ điều khiển tự động. Đây cũng chính là nhược điểm đáng kể nhất của điều khiển chủ động. Các kết quả so sánh về góc lắc của cáp được cho trên hình 2-5 với các trường hợp khác nhau của góc lắc ban đầu và của hệ số tỷ lệ của điều khiển phản hồi.

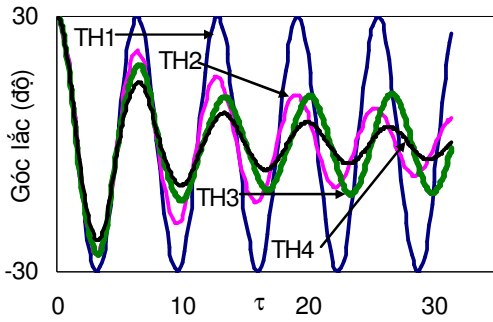
Để đánh giá định lượng, ta tính góc lắc còn lại của cáp sau 4 chu kỳ. Kết quả so sánh được cho trên bảng 3.



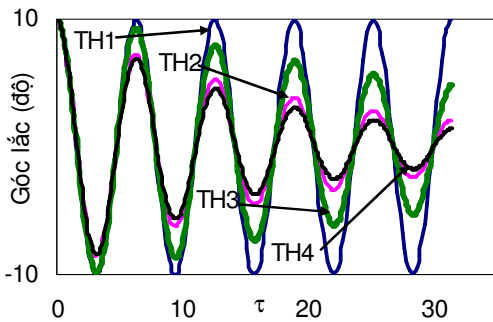
Hình 2. Góc lắc theo thời gian phi thứ nguyên, trường hợp góc ban đầu 30° , $\beta=0.05$



Hình 3. Góc lắc theo thời gian phi thứ nguyên, trường hợp góc ban đầu 10° , $\beta=0.05$



Hình 4. Góc lắc theo thời gian phi thứ nguyên, trường hợp góc ban đầu 30°, $\beta=0.1$



Hình 5. Góc lắc theo thời gian phi thứ nguyên, trường hợp góc ban đầu 10°, $\beta=0.1$

Bảng 3. Giá trị lớn nhất của góc lắc (đơn vị độ) sau 4 chu kỳ (số phần trăm bên cạnh chỉ độ giảm dao động)

Trường hợp	TH1	TH2	TH3	TH4
$\theta_0=30^\circ$, $\beta=0.05$	30 (0%)	15.94 (46.9%)	11.85 (60.5%)	7.03 (76.6%)
$\theta_0=10^\circ$, $\beta=0.05$	10 (0%)	5.31 (46.9%)	5.68 (43.1%)	3.55 (64.5%)
$\theta_0=30^\circ$, $\beta=0.1$	30 (0%)	8.52 (71.6%)	11.85 (60.5%)	4.08 (86.4%)
$\theta_0=10^\circ$, $\beta=0.1$	10 (0%)	2.84 (71.6%)	5.68 (43.1%)	2.09 (79.1%)

Kết quả cho thấy:

- Trường hợp 3 (chỉ có giảm chấn, không có điều khiển chủ động) có hiệu quả tốt hơn trong trường hợp góc dao động ban đầu lớn (60.5% so với 43.1%)

- Trường hợp 2 (không có giảm chấn, chỉ có điều khiển chủ động) có hiệu quả không phụ thuộc vào góc dao động ban đầu mà chỉ phụ thuộc vào hệ số phản hồi β . Hệ số phản hồi càng lớn thì càng hiệu quả. Tuy nhiên ta nhấn mạnh lại rằng hệ số phản hồi càng lớn nghĩa là điều khiển phản hồi càng tác động mạnh và có thể gây xung đột với người điều khiển cầu

- Trường hợp 4 kết hợp cả 2 phương pháp chủ động và bị động rõ ràng có hiệu quả hơn trường

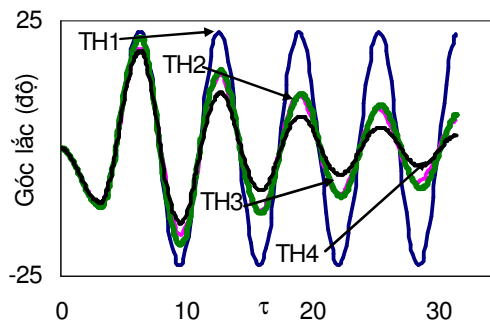
hợp từng phương pháp đơn lẻ. Điều đó có ý nghĩa là nếu sử dụng phương pháp kết hợp thì vẫn đạt được hiệu quả tốt mà không gây xung đột quá lớn đối với người điều khiển cầu.

4.2. Trường hợp có vận hành

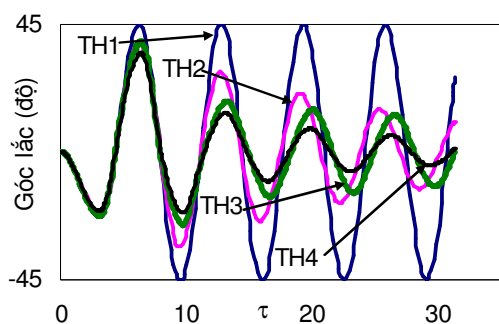
Dao động trong trường hợp có sự vận hành của xe tời phụ thuộc vào điều kiện vận hành. Ở đây ta xét trường hợp vận hành đơn giản nhất nhưng không chuẩn xác và gây dao động lớn. Trường hợp đơn giản được xét là vận hành với tín hiệu điều khiển vận tốc dạng tam giác. Người vận hành tăng tốc độ xe tời với gia tốc không đổi. Khi đạt được nửa quãng đường cần di chuyển thì người vận hành giảm tốc xe tời cũng với gia tốc không đổi. Vận tốc sẽ giảm về không khi xe tời đạt được hành trình cần thiết. Trường hợp điều khiển này sẽ trở nên không chuẩn xác và gây nguy hiểm nếu như thời điểm giảm tốc đúng vào thời điểm số lẻ của một nửa chu kỳ dao động. Điều này có thể được giải thích như sau. Khi xe tời tăng tốc, trọng tải sẽ bị dao động về phía sau xe tời. Sau thời điểm số lẻ của một nửa chu kỳ dao động, trọng tải về vị trí cũ theo hướng cùng chiều xe tời. Nếu xe tời hãm lại đúng lúc đó thì sẽ làm tăng tốc dao động của trọng tải. Do đó để minh họa trường hợp vận hành nguy hiểm, gia tốc vận hành trong công thức (3) được giả sử có dạng:

$$\ddot{x}_n = \begin{cases} a_m & 0 \leq \tau < \pi \\ -a_m & \pi \leq \tau < 2\pi \\ 0 & 2\pi \geq \tau \end{cases} \quad (8)$$

theo đó gia tốc dương trong một nửa chu kỳ đầu và âm trong nửa chu kỳ sau, sau đó gia tốc bằng 0. Giá trị a_m là gia tốc phi thứ nguyên và sẽ được thay đổi để khảo sát. Ngoài ra ta xét ảnh hưởng của vận hành nên các điều kiện đầu được cho bằng 0. Các kết quả so sánh được cho trên Hình 6,7 và Bảng 4.



Hình 6. Góc lắc theo thời gian phi thứ nguyên, trường hợp $a_m=0.1$, $\beta=0.1$



Hình 7. Góc lắc theo thời gian phi thứ nguyên, trường hợp $a_m=0.2, \beta=0.1$

Bảng 4. Giá trị lớn nhất của góc lắc (đơn vị độ) sau 4 chu kỳ (số phần trăm bên cạnh chỉ độ giảm dao động)

Trường hợp	TH1	TH2	TH3	TH4
$a_m=0.1, \beta=0.1$	22.85 (0%)	7.64 (66.6%)	8.43 (63.1%)	4.18 (81.7%)
$a_m=0.2, \beta=0.1$	45.09 (0%)	15.20 (66.3%)	13.23 (70.7%)	5.76 (87.2%)

Kết quả cho thấy:

- Khi gia tốc vận hành tăng lên thì góc dao động cũng bị tăng lên. Do hiệu quả của bộ giảm chấn tăng theo góc dao động nên trường hợp 3 và 4 có hiệu quả tốt hơn trong trường hợp gia tốc vận hành lớn.
- Trường hợp 4 kết hợp cả 2 phương pháp chủ động và bị động vẫn có hiệu quả hơn trường hợp từng phương pháp đơn lẻ.

5. Kết luận

Bài báo đề xuất một cách tiếp cận kết hợp giữa 2 phương pháp điều khiển chủ động và bị động để giảm lắc lư của cáp treo trọng tải của cần cẩu. Một hệ gồm lò xo và bộ giảm chấn được đề xuất lắp vào giữa trọng tải và cáp. Dịch chuyển của xe tời được điều khiển nhờ tín hiệu phản hồi của góc lắc. Kết quả mô phỏng số cho thấy cách kết hợp này có hiệu quả tốt hơn so với từng phương pháp đơn lẻ, trong tất cả các trường hợp góc dao động ban đầu và hệ số khuếch đại khác nhau.

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] Dongho Kim and Youngjin Park, 2015, Tracking control in x-y plane of an offshore container crane,

Journal of Vibration and Control, doi: 10.1177/1077546315581091

[2] 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

[3] Masoud.Z, Oscillation control of quay-side container cranes using cable-length manipulation, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 129, 224-228, 2007

[4] Lee.H.H, Liang.Y, Segura.D, A sliding-mode antishwing trajectory control for overhead cranes with high-speed load hoisting, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 128, 842-845, 2006

[5] Neupert.J, Arnold.E, Schneider.K, Sawodny.O, Tracking and anti-sway control for boom cranes, Control Engineering Practice, 18, 31-44, 2010

[6] Uchiyama.N, Robust control of rotary crane by partial-state feedback with integrator, Mechatronics, 19, 1294-1302, 2009

[7] 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

[8] La Duc Viet and Youngjin Park, A Cable-Passive Damper System for Sway and Skew Motion Control of a Crane Spreader, Shock and Vibration, Volume 2015, Article ID 507549, 2015

[9] LD Viet, Crane sway reduction using Coriolis force produced by radial spring and damper, Journal of Mechanical Science and Technology, Volume 29, Issue 3, pp 973-979, 2015

[10] 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