

# GIẢI PHÁP TĂNG CỨNG UỐN VÀ DẬP TẮT NHANH RUNG ĐỘNG CHO BỘ THANG TRÊN XE THANG CỨU HỎA

Nguyễn Văn Tịnh<sup>a,\*</sup>

<sup>a</sup>*Khoa Cơ khí, Trường Đại học Xây dựng Hà Nội,  
số 55 đường Giải Phóng, Hai Bà Trưng, Hà Nội, Việt Nam*

*Nhận ngày 15/4/2022, Sửa xong 14/6/2022, Chấp nhận đăng 08/7/2022*

---

## Tóm tắt

Trong quá trình làm việc, bộ thang trên xe thang tương đương với một dầm công xôn có chiều dài lớn và chịu tải trọng tập trung ở đầu tự do. Kết cấu của thang được thiết kế ở dạng dàn để giảm khối lượng và giảm tác động do gió. Vì thế độ cứng tổng thể của thang giảm, chuyển vị tĩnh và dao động trên thang lớn. Trong thực tế, để khắc phục hiệu quả vấn đề đó, một thang sẽ áp dụng đồng nhiều giải pháp như sử dụng vật liệu nhẹ, tối ưu kết cấu, điều khiển, ... Tuy nhiên, các giải pháp đó không thể khắc phục đồng thời cả chuyển vị tĩnh và rung động trên đỉnh thang. Trong một số nghiên cứu gần đây, tác giả đã đề xuất một cách khái quát giải pháp sử dụng các dây cáp thép lắp thêm vào trong các tay vịn rỗng và tận dụng hệ thống thủy lực sẵn có trên xe để kéo căng nhằm giảm độ võng tĩnh, điều khiển cáp thép dập tắt nhanh rung động. Giải pháp đã cho thấy hiệu quả rõ rệt. Ở bài viết này, tác giả giới thiệu từ cơ sở khoa học đến cấu tạo và nguyên lý làm việc cụ thể của thiết bị kéo căng cáp và hệ thống điều khiển thủy lực được thiết kế phục vụ giải pháp; thiết lập mô hình điều khiển động lực học hệ thủy lực – cáp thép. Các đánh giá về hiệu quả tăng cứng uốn và dập tắt rung động khi điều khiển hệ thống cũng được trình bày.

*Từ khóa:* xe thang cứu hỏa; độ cứng uốn; dập tắt rung động; dầm công xôn; điều khiển cáp thép.

A SOLUTION TO INCREASE THE FLEXURAL STIFFNESS AND QUICKLY EXTINGUISH VIBRATIONS ON A LADDER OF TURNTABLE LADDERS

## Abstract

A ladder of turntable ladders is equivalent to a long cantilever beam subjected to a concentrated load at the free end during the working process. Its structure is designed in the form of a truss to reduce mass and wind impact. As a result, the overall ladder stiffness decreases. The static displacement and oscillation on the ladder are large. In fact, to effectively overcome that issue, a ladder will be applied to various solutions, such as using light materials, optimizing structure, control, etc. However, such solutions cannot overcome both static displacement and vibration at the ladder top. In the recent studies, the author has proposed in general way solution of using additional steel ropes in the hollow handrails and taking advantage of the existing hydraulic system on the vehicle to stretch them to reduce the displacement and control quickly extinguish vibration. The solution has shown remarkable results. In this article, the author introduces the scientific basis, the specific structure and working principle of the rope tensioning device, and the hydraulic control system designed to serve the solution; establish the dynamics control model of hydraulics-steel rope. Evaluations of the effectiveness of flexural stiffening and vibration suppression when controlling the system are also presented.

*Keywords:* turntable ladder; flexural stiffness; vibration quenching; cantilever beam; steel rope control.

[https://doi.org/10.31814/stce.huce\(nuce\)2022-16\(3V\)-11](https://doi.org/10.31814/stce.huce(nuce)2022-16(3V)-11) © 2022 Trường Đại học Xây dựng Hà Nội (ĐHXDHN)

---

\*Tác giả đại diện. Địa chỉ e-mail: [tinhnv@huce.edu.vn](mailto:tinhnv@huce.edu.vn) (Tịnh, N. V.)

## 1. Đặt vấn đề

Xe thang là thiết bị quan trọng không thể thiếu trong công tác chữa cháy và cứu hộ cứu nạn. Để đáp ứng các yêu cầu trong thực tế, chiều dài làm việc của bộ thang ngày càng được yêu cầu dài hơn. Đặc điểm của bộ thang trong quá trình làm việc là có chiều dài phân thang công xôn lớn, độ mảnh cao và khối lượng tập trung lớn ở đỉnh thang. Đó là nguyên nhân dẫn đến chuyển vị lớn và rung động mạnh trên thang. Do đó, những người ở trong giỏ cứu hộ cảm thấy không thoải mái, không an toàn và có thể sợ hãi. Khả năng mất ổn định của kết cấu thang là cao. Về nguyên lý, để tăng chiều dài, độ cứng của thang cần phải được cải thiện. Tiết diện mặt cắt ngang vật liệu chế tạo của mỗi đoạn thang tăng lên. Khối lượng bản thân của thang cũng sẽ tăng theo. Dẫn đến, chuyển vị và ứng suất có thể không giảm. Hơn nữa, khối lượng toàn xe cũng cần lớn hơn để đảm bảo điều kiện ổn định trong quá trình hoạt động (điều kiện không lật đổ). Ở một khía cạnh khác, khối lượng và kích thước của xe thang bị giới hạn bởi khả năng chịu tải của nền đất (đường, cầu, cống, ...) và kích thước của đường giao thông. Như vậy, chiều dài thang bị giới hạn.

Có nhiều nghiên cứu và nhiều giải pháp được đưa ra để làm cho bộ thang cứng hơn, rung động nhỏ hơn và dập tắt nhanh dao động trong quá trình làm việc. Chúng có thể chia thành hai nhóm giải pháp. Thứ nhất là làm cho bộ thang phát huy toàn bộ khả năng làm việc tốt nhất đối với kết cấu dạng dàn như sắp xếp hợp lý các phần tử của dàn [1–3], sử dụng thép tấm định hình để chế tạo ray và tay vịn [4, 5] hoặc sử dụng vật liệu nhẹ có cường độ cao để chế tạo thang [1]. Với việc áp dụng nhóm giải pháp thứ nhất, trên thang vẫn tồn tại chuyển vị tĩnh và rung động khá lớn. Để tiếp tục khắc phục vấn đề này, nhóm giải pháp thứ hai được tiến hành là tác động từ bên ngoài vào thang. Nhóm này gồm có:

- Tạo ứng suất trước đối với ray và tay vịn [6], giúp bộ thang được thẳng hơn, chuyển vị đỉnh thang giảm rõ rệt. Tuy nhiên, giải pháp này không dập tắt dao động nhanh và kết cấu thang luôn chịu một tải phụ trong quá trình làm việc cũng như không làm việc. Ngoài ra, ở một số điều kiện làm việc nhất định, tải này gây bất lợi cho kết cấu thang.

- Điều khiển giảm rung động, đây là giải pháp được sử dụng nhiều nhất. Trên hầu hết các xe thang đều sử dụng hệ thống thủy lực để dẫn động các cơ cấu nên việc điều khiển rung động thông qua hệ thống thủy lực có ưu điểm vượt trội. Các nghiên cứu giảm rung động cho thang bằng giảm chấn chủ động thông qua xy lanh và các thiết bị chấp hành thủy lực cũng đã được thực hiện. Trong [7, 8], mô hình thang được thiết lập như một hệ động lực học hệ nhiều vật. [7] điều khiển rung động do uốn của xe thang với một lồng cứu hộ trên đỉnh. [8] điều khiển riêng biệt rung động do uốn và xoắn với một đoạn thang phụ trên đỉnh. Do thang dài và có một khối lượng đặt ở đỉnh thang (giỏ cứu hộ), bộ thang có thể được mô hình hóa như một dầm Euler-Bernoulli [9, 10]. Mô hình này tiếp tục được xem xét chính xác hơn khi chia dầm thành nhiều đoạn đồng nhất [11–13].

Những nghiên cứu trên đã cho thấy hiệu quả và chúng đã được áp dụng trong thực tế. Để thực hiện điều khiển theo các phương pháp này hệ thống thủy lực và hệ thống điều khiển trên xe phải đồng bộ với nhau. Do đó, các thiết bị thủy lực được yêu cầu phải đảm bảo điều khiển chính xác hơn như van tỷ lệ chính xác và van servo được khuyến nghị sử dụng. Bộ nguồn thủy lực và các thiết bị điều khiển kèm theo phải to hơn. Những điều này dẫn đến một khoản đầu tư ban đầu lớn hơn trong khi các thang bàn xoay không phải lúc nào cũng đòi hỏi dập tắt dao động ngay lập tức. Ngoài ra, với các phương pháp này, sự dịch chuyển tĩnh lớn của kết cấu thang gây ra bởi trọng lượng bản thân và tải trọng làm việc chưa được khắc phục.

Như vậy, cần thiết có một giải pháp giải quyết được các tồn tại ở trên sẽ hướng tới làm tăng chiều dài làm việc giới hạn của thang, giảm giá thành và có thể áp dụng trên các đối tượng xe thang thể hệ cũ, chưa được trang bị các thiết bị đồng bộ để giảm rung động.

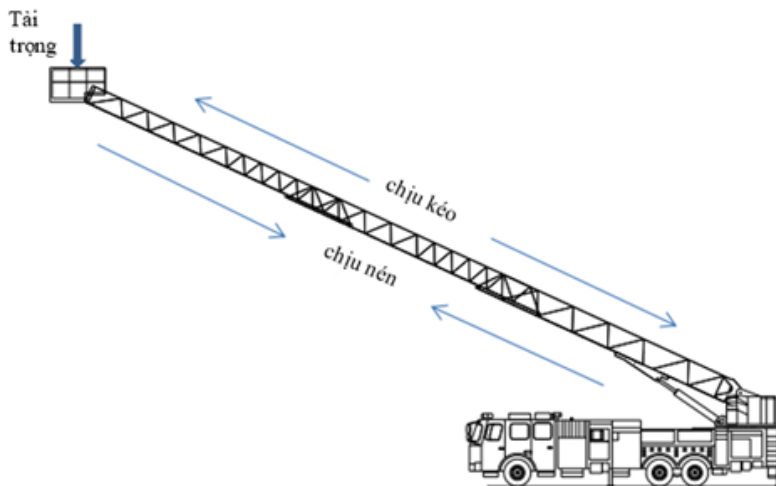
Trong [14, 15] đã trình bày một cách chung nhất giải pháp thêm các dây cáp thép vào bên trong

các ống tay vịn rỗng. Các cáp thép này được kéo căng đến một mức nhất định và điều khiển để dập tắt rung động trên đỉnh thang thông qua động cơ thủy lực cỡ nhỏ lắp thêm trên đầu mỗi tay vịn. Giải pháp đã cho thấy hiệu quả ở những khía cạnh xem xét như lực căng cáp thép có ảnh hưởng tích cực đến giảm rung động trên thang, điều khiển lực giảm chấn cho hiệu quả dập tắt rung động tốt hơn lực kéo căng cáp ban đầu, ... Tuy nhiên, các nghiên cứu này chưa thể hiện chi tiết giải pháp nêu trên và chưa thiết lập mô hình hệ thủy lực – cáp thép để điều khiển. Bài viết này sẽ giải quyết các tồn tại đó và đồng thời đánh giá một cách toàn diện về khả năng tăng sức chống uốn cũng như hiệu quả dập tắt nhanh rung động cho bộ thang đã được tối ưu về kết cấu.

## 2. Đề xuất giải pháp

### 2.1. Cơ sở đề xuất

Trong quá trình làm việc, khi bộ thang mở rộng toàn bộ, nó được mô hình hóa như một dầm công xôn. Một đầu liên kết với máy cơ sở, đầu tự do chịu tải trọng tập trung lớn do trọng lượng giỏ cứu hộ, vật tư, thiết bị và người được cứu hộ. Bộ thang chịu uốn và bị cong trong mặt phẳng thẳng đứng. Các thanh ray phía dưới chịu tải nén và các tay vịn phía trên chịu tải kéo như trên Hình 1. Thực tế, kết cấu bộ thang dạng dàn được chế tạo với ray có kích thước mặt cắt tiết diện khá lớn, tiết diện tay vịn thì lại nhỏ. Do đó, ý tưởng được đề xuất là làm tăng khả năng chịu kéo của các tay vịn trong khi giữ kết cấu của thang không thay đổi bằng cách luồn dây cáp thép vào phía trong để chúng cùng chịu tải với tay vịn. Nhằm tăng hiệu quả, các cáp thép sẽ được kéo căng, giúp các thanh ray giảm bớt tải nén và các tay vịn giảm bớt tải kéo. Bộ thang gần như không còn bị cong trong mặt phẳng thẳng đứng khi mở rộng. Điều này có nghĩa là chuyển vị tĩnh trên đỉnh thang đã được làm giảm đáng kể.

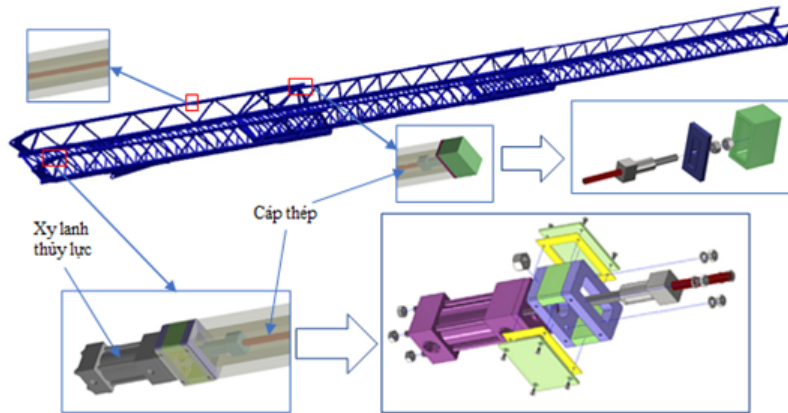


Hình 1. Dạng ứng suất trong các thanh biên của bộ thang

Trên bất kỳ xe thang nào cũng có trang bị hệ thống thủy lực để phục vụ điều khiển các cơ cấu làm việc theo tính năng kỹ thuật của xe. Ý tưởng tiếp tục đề xuất là tận dụng nguồn năng lượng thủy lực có sẵn để thực hiện điều khiển chủ động lực căng của cáp thép đã gắn thêm nhằm dập tắt dao động trên đỉnh thang.

## 2.2. Cấu tạo và nguyên lý bộ thiết bị đề xuất

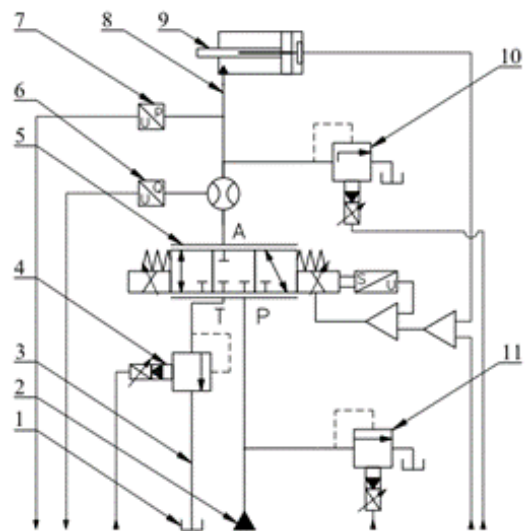
Các thiết bị phục vụ ý tưởng đề xuất gắn thêm vào trong kết cấu của một bộ thang dạng dàn gồm ba đoạn đã được tối ưu kết cấu [1] như trên Hình 2. Động cơ thủy lực cỡ nhỏ là xy lanh thủy lực có đường kính ướt 40 mm và hành trình dịch chuyển của pít tông 50 mm gắn ở mỗi đầu phía dưới của mỗi tay vịn để kéo căng và điều khiển cáp thép khi cần. Các cáp thép luôn bên trong tay vịn rỗng có tỷ lệ giảm chấn 2%, một đầu cố định vào cần pít tông của xy lanh, một đầu cố định vào đầu còn lại của tay vịn. Chúng được đỡ bởi các gối cách đều nhau bằng vật liệu nhựa tổng hợp nhẹ nhằm mục đích giữ cáp thép không bị võng.



Hình 2. Kết cấu của bộ thang gồm ba đoạn với các cáp thép đã được thêm vào

Trên mỗi đầu của các đoạn thang có gắn các cảm biến để có thể xác định các thông số động học tại điểm đặt chúng. Tín hiệu ghi nhận được truyền về bộ điều khiển trung tâm, tại đây, bộ điều khiển lọc tín hiệu, khuếch đại, phân tích và cung cấp tín hiệu điều khiển cho các động cơ. Đây là mô hình điều khiển dạng mạch kín với đa tín hiệu đầu vào và đa tín hiệu đầu ra. Chi tiết về mô hình điều khiển được trình bày trong Mục 3.2.

Hình 3 là sơ đồ mạch thủy lực điều khiển xy lanh kéo căng cáp. Hệ thống sử dụng một van phân phối tỷ lệ chính xác cỡ nhỏ 5 điều khiển dòng dầu cung cấp cho xy lanh. Xy lanh hoạt động theo một chiều, chiều còn lại do sức căng của cáp kéo về. Các cảm biến 6, 7 và cảm biến dịch chuyển tích hợp trong 9 để xác định lưu lượng, áp suất của dầu thủy lực và vị trí của pít tông. Các van điều khiển gián tiếp 4, 10 và 11 đảm bảo áp suất dầu ở mỗi vị trí đặt chúng có áp suất theo yêu cầu và đảm bảo an toàn cho hệ thống cũng như kết cấu thang.



Hình 3. Mạch thủy lực điều khiển thiết bị

Như vậy, có thể thấy, các cáp thép có thể không cần kéo căng nếu không cần thiết, hoặc đơn thuần chỉ kéo căng để khắc phục độ võng tĩnh hoặc điều khiển lực căng để dập tắt nhanh rung động khi có yêu cầu.

### 3. Đánh giá hiệu quả khi áp dụng giải pháp

#### 3.1. Tăng cứng uốn

Nghiên cứu thực hiện ứng dụng giải pháp trên một bộ thang dạng dàn được chế tạo từ hợp kim nhôm và có cấu tạo từ ba đoạn thang lồng vào nhau theo bằng sáng chế US 2009/0101436 A1. Các tiêu chuẩn sử dụng vào việc tính toán, kiểm tra và đánh giá gồm [16–22].

Tiến hành mô phỏng bộ thang trong chương trình tính toán kết cấu ở trạng thái thang mở rộng tối đa, tương ứng với hai vị trí của góc nâng trong mặt phẳng thẳng đứng là  $0^\circ$  và  $75^\circ$ . Thang liên kết với máy cơ sở thông qua bốn khớp cầu. Tải trọng tính toán kiểm tra gồm 9 loại tải trọng, giá trị và đặc điểm của chúng đã trình bày trong [23]. Ngoài các tải trọng thông thường như tính toán thiết kế cần trục loại cần ống lồng dạng dàn và xe thang, tải trọng xem xét thêm là tải gây bởi lực căng của các cáp thép được đề xuất gắn thêm vào bên trong các tay vịn  $F_r$ , bao gồm sáu cặp lực đặt ở các đầu của tay vịn thang. Giá trị các lực kéo căng trên mỗi đoạn thang là như nhau, tương ứng trên đoạn thang thứ  $i$  là  $F_{ri}$ .

$$F_{rij} = k_{rij} \cdot F_{ri1} \quad (1)$$

trong đó  $k_{rij}$  là hệ số lực căng,  $k_{rij} = 0 - 6$ ;  $F_{ri1}$  là giá trị lực căng cơ sở;  $i = 1 - 3$ ;  $j = 1 - 8$ .

Số tổ hợp tải trọng tính toán gồm 36 tổ hợp, được xem xét trong ba trường hợp: máy làm việc khi không có gió; máy làm việc khi có gió và máy làm việc ở các điều kiện thử nghiệm.

Bảng 1. Lượng giảm ứng suất lớn nhất trong ray và tay vịn

| Giá trị $k_{ri}$ | Ray 1     |            | Ray 2     |            | Ray 3     |            | Tay vịn 1 |            | Tay vịn 2 |            | Tay vịn 3 |            |
|------------------|-----------|------------|-----------|------------|-----------|------------|-----------|------------|-----------|------------|-----------|------------|
|                  | $0^\circ$ | $75^\circ$ | $0^\circ$ | $75^\circ$ | $0^\circ$ | $75^\circ$ | $0^\circ$ | $75^\circ$ | $0^\circ$ | $75^\circ$ | $0^\circ$ | $75^\circ$ |
| 0,5              | 0,0%      | 0,1%       | 0,1%      | 0,1%       | 0,1%      | 0,4%       | 0,4%      | 0,9%       | 0,8%      | 2,3%       | 1,1%      | 3,1%       |
| 1                | 0,1%      | 0,1%       | 0,1%      | 0,1%       | 0,3%      | 0,8%       | 0,7%      | 1,8%       | 1,7%      | 4,7%       | 2,3%      | 6,2%       |
| 2                | 0,1%      | 0,3%       | 0,2%      | 0,2%       | 0,6%      | 1,5%       | 1,4%      | 3,7%       | 3,3%      | 9,4%       | 4,5%      | 12,4%      |
| 3                | 0,2%      | 0,4%       | 0,3%      | 0,3%       | 0,8%      | 2,3%       | 2,1%      | 5,5%       | 5,0%      | 14,1%      | 6,8%      | 18,6%      |
| 4                | 0,2%      | 0,6%       | 0,4%      | 0,4%       | 1,1%      | 3,1%       | 2,8%      | 7,3%       | 6,7%      | 18,7%      | 9,0%      | 24,8%      |
| 5                | 0,3%      | 0,7%       | 0,5%      | 0,5%       | 1,4%      | 3,8%       | 3,5%      | 9,1%       | 8,3%      | 23,4%      | 11,3%     | 31,0%      |
| 6                | 0,3%      | 0,9%       | 0,6%      | 0,6%       | 1,7%      | 4,6%       | 4,2%      | 11,0%      | 10,0%     | 28,1%      | 13,5%     | 37,2%      |

Kết quả thu được chỉ ra khi lực căng của các cáp thép trong tay vịn tăng lên thì ứng suất trên hầu hết các phần tử cấu tạo bộ thang giảm xuống. So sánh giữa bộ thang nguyên bản và bộ thang có áp dụng giải pháp với các mức lực căng khác nhau, phần trăm lượng giảm ứng suất lớn nhất trên tay vịn và ray trong các ứng suất tính toán từ 36 tổ hợp xem xét như trong Bảng 1. Trừ hai phần tử thanh chéo gần với gối liên kết với bàn xoay có xu hướng tăng lên (ở vị trí góc nâng lớn nhất: ứng suất lớn nhất tăng tối đa 3,6% và tỷ lệ ứng suất lớn nhất so với ứng suất cho phép là  $-0,175$ ; ở vị trí thang nằm ngang: ứng suất lớn nhất tăng tối đa 1,2% và tỷ lệ ứng suất lớn nhất so với ứng suất cho phép là  $-0,498$ ). Mức độ tăng này là rất nhỏ và giá trị ứng suất vẫn nằm trong ngưỡng an toàn [23].

Chuyển vị tính trên đỉnh thang giảm đáng kể. Mức độ giảm càng lớn khi lực căng cáp càng lớn và ảnh hưởng của lực căng cáp trong tay vịn của đoạn thang thứ 3 đến chuyển vị đỉnh thang là lớn nhất. Lượng giảm khi kéo cáp trên cả ba đoạn thang và chỉ kéo trên đoạn thang thứ 3 là 1,5% – 17,5% và 0,9% – 10,5% ứng với hệ số kéo căng từ 0,5 đến 6. Tương tự như vậy, trong hai trường hợp kéo cáp như trên, lượng giảm chênh lệch chuyển vị ở đỉnh thang khi chưa chịu tải và sau khi chịu tải với số người trên giỏ cứu hộ gấp 1,5 lần quy định theo tiêu chuẩn BS EN 14043:2014 là 3,5% – 41,6% và 2% – 24,5%.

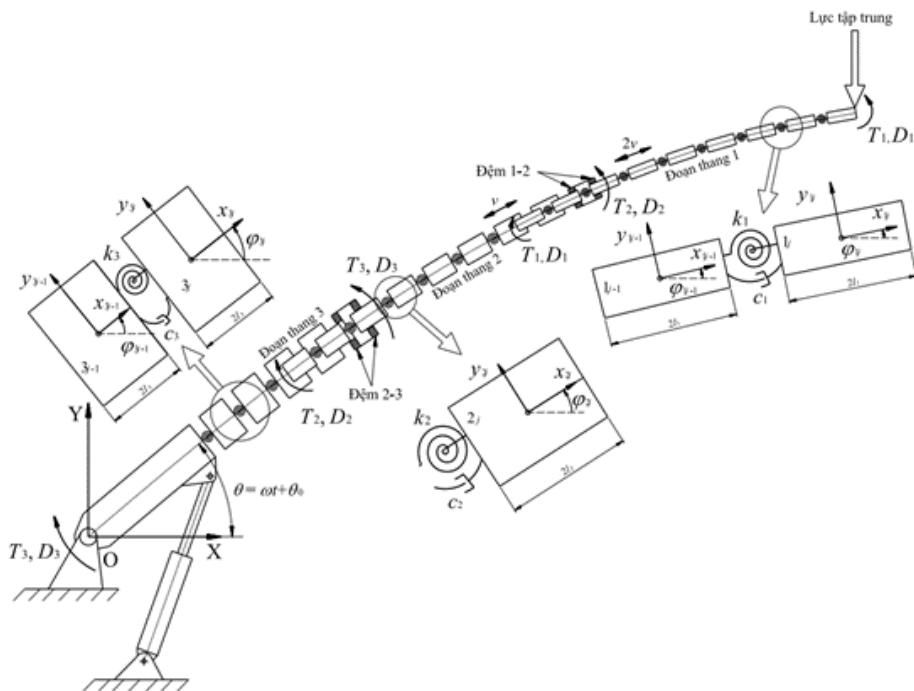
Như vậy, có thể thấy rằng khi kéo căng cáp thép trong các tay vịn, chuyển vị đỉnh thang giảm rõ rệt, bộ thang thẳng hơn, giảm tải cho tay vịn và ray. Điều đó thể hiện khả năng chống uốn trong mặt phẳng thẳng đứng đã được cải thiện trong khi khối lượng bộ thang hầu như không tăng.

### 3.2. Đánh giá về khả năng dập tắt rung động

#### a. Mô hình động lực học bộ thang

Giả thiết trọng lượng của mỗi đoạn thang phân bố đều trên chiều dài của nó. Trọng lượng của giỏ cứu hộ, người, thiết bị và vật tư cứu hộ đặt trên đỉnh thang được coi là tải trọng tập trung. Lực căng gây bởi cáp thép lắp thêm gây ra lực nén dọc trục và uốn thang do lực căng lệch tâm so với trục trung hòa của thang.

Mỗi đoạn thang được mô hình như một dầm công xôn với chiều dài là  $L_i$  và bao gồm  $(n + 1)$  miếng cứng  $i_0, i_1, \dots, i_n$ , ( $i = 1 - 3, n \geq 2$ ). Miếng cứng  $i_n$  là bộ phận ngàm. Miếng cứng  $2_n$  được liên kết với  $1_j$  bởi đệm 1-2. Miếng cứng  $3_n$  được liên kết với  $2_j$  bởi đệm 2-3. Miếng  $3_0$  liên kết với xe cơ sở bởi chốt bản lề và xi lanh thủy lực. Phần tử thứ  $j$ , ( $j = 0 - n$ ) của đoạn thang  $i$  có tọa độ  $(x_{ij}, y_{ij}, \varphi_{ij})$  được đặt ở trọng tâm của nó. Các miếng cứng trên mỗi đoạn thang liên kết với nhau bằng các lò xo xoắn và các giảm chấn như mô tả trên Hình 4. Trong đó,  $k_i$  và  $c_i$  là độ cứng và hệ số giảm chấn của các lò xo và giảm chấn trong đoạn thang thứ  $i$  (trừ lò xo và giảm chấn trên cùng);  $k_i^*$  và  $c_i^*$  là độ cứng và hệ số giảm chấn của lò xo xoắn và giảm chấn trên cùng. Mục đích của việc chia các cặp lò xo xoắn và giảm chấn thành hai nhóm là để đảm bảo chuyển vị trên đỉnh thang mô hình và thực tế tương đương nhau.



Hình 4. Mô hình động lực học của bộ thang có gắn thêm các cáp thép

Việc lắp đặt các cáp thép phía trong tay vịn không có độ võng nên chúng có thể được mô hình hóa như một lò xo kéo  $k_{ci}$  và giảm chấn  $c_{ci}$  ( $i = 1 - 3$ ). Mỗi đầu của cặp lò xo và giảm chấn này liên kết với mỗi đầu của các đoạn thang bằng một khớp bản lề. Khớp này lệch tâm với đường tâm của thang một khoảng  $\delta_{ei}$  ( $i = 1 - 3$ ).



Mô men uốn gây bởi lực căng cáp thép lắp thêm ở đoạn thang thứ  $i$  là:

$$T_i = k_{ci}\delta_{ei}(l_{cai} - l_{cai0}), \quad i = 1 - 3 \quad (2)$$

trong đó  $l_{cai0}$  là chiều dài tự nhiên và  $l_{cai}$  là chiều dài làm việc của cáp thép.

Tải giảm chấn do cáp thép gắn thêm ở đoạn thang thứ  $i$  gây ra

$$D_i = c_{ci}\delta_{ei}\dot{l}_{cai}, \quad i = 1 - 3 \quad (3)$$

với  $\dot{l}_{cai}$  là tốc độ thay đổi chiều dài  $l_{cai}$  theo thời gian.

Phương trình chuyển động của bộ thang được viết dưới dạng:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{\Phi}_q^T \\ \mathbf{\Phi}_q & \mathbf{0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (4)$$

trong đó  $\mathbf{M}$  là ma trận khối lượng,  $\mathbf{\Phi}_q$  là ma trận Jacobian của các ràng buộc,  $\ddot{\mathbf{q}}$  là véc tơ gia tốc,  $\lambda$  là véc tơ nhân tử Lagrange,  $\mathbf{Q}$  là véc tơ lực suy rộng, và  $\gamma$  là véc tơ vế phải của phương trình gia tốc.

Tọa độ tổng quát  $\mathbf{q}$  được định nghĩa bởi

$$\mathbf{q} = \left[ \begin{array}{ccccccc} x_{10} & y_{10} & \varphi_{10} & \dots & x_{3n} & y_{3n} & \varphi_{3n} \end{array} \right]^T \quad (5)$$

Bằng phương pháp số, hệ phương trình (4) được giải và tìm được các thông số động học của các miếng cứng. Độ dịch chuyển, vận tốc và gia tốc của đỉnh thang có thể xác định thông qua các thông số tương ứng của tọa độ trọng tâm miếng cứng  $1_n$ .

#### b. Ảnh hưởng của lực căng cáp đến rung động trên đỉnh thang

Sử dụng phần mềm Matlab để lập trình và mô phỏng chuyển động trên đỉnh thang với tất cả các quá trình làm việc của máy trong trường hợp có cáp thép và không có cáp thép lắp thêm.

Theo kết quả mô phỏng, ảnh hưởng của lực căng cáp thép đến độ rung ở đỉnh thang trong quá trình thang làm việc là đáng kể [14]. Tất cả các biên độ rung động, biên độ vận tốc và gia tốc đều giảm so với trường hợp không có cáp thép. Lượng giảm nhiều hơn trong quá trình hạ thang (xem Bảng 2). Các giá trị này giảm sâu khi lực căng các cáp thép tăng lên. Cáp thép trong đoạn thang thứ 3 ảnh hưởng nhiều hơn đến sự giảm rung động ở phần đỉnh thang.

Bảng 2. Lượng giảm giá trị các thông số động học

| Thông số  | Nâng  | Hạ    | Mở rộng | Thu lại |
|-----------|-------|-------|---------|---------|
| Chuyển vị | 30,3% | 73,9% | 6,8%    | 69,8%   |
| Vận tốc   | 27,1% | 74,8% | 17,7%   | 71%     |
| Gia tốc   | 29,2% | 74,6% | 29,2%   | 72%     |

Như vậy, lực căng của những cáp thép lắp thêm ảnh hưởng tích cực đến quá trình làm giảm rung động ở đỉnh thang. Tuy nhiên, để biên độ rung động tiếp cận về 0 mà không điều khiển dây cáp thì vẫn cần một thời gian khá dài.

c. Điều khiển dập tắt rung động

Sử dụng kỹ thuật nhúng, biến hệ phương trình (4) thành hệ phương trình đơn giản hơn với số lượng ẩn bằng với số bậc tự do của hệ thống. Sau đó, tiến hành tuyến tính hóa hệ phương trình thu được. Véc tơ gia tốc của chuyển động nhiễu (chuyển động bổ sung) có thể xác định từ hệ phương trình sau:

$$\ddot{\eta} = -\mathbf{M}(t)^{-1}\mathbf{C}(t)\dot{\eta} - \mathbf{M}(t)^{-1}\mathbf{K}(t)\eta + \mathbf{M}(t)^{-1}(\mathbf{F} + \mathbf{k}_{FD}\mathbf{D}) \quad (6)$$

trong đó  $\ddot{\eta}, \dot{\eta}, \eta$  lần lượt là gia tốc, vận tốc và chuyển vị của chuyển động bổ sung trên thang;  $\mathbf{M}(t)$ ,  $\mathbf{C}(t)$ ,  $\mathbf{K}(t)$  tương ứng là ma trận khối lượng, ma trận giảm chấn và ma trận độ cứng;  $\mathbf{D}$  là ma trận tải trọng bao gồm  $T_i$  và  $D_i$  sinh ra do cáp thép gắn thêm vào;  $\mathbf{F}$  là ma trận lực suy rộng không bao gồm các thành phần lực gây bởi các cáp thép thêm vào;  $\mathbf{k}_{FD} = \partial\mathbf{F}(t)/\partial\mathbf{D}$ , với  $\mathbf{F}(t)$  là ma trận lực suy rộng tổng.

Để điều khiển các phần tử của ma trận  $\mathbf{D}$  trong hệ phương trình (6), một ma trận đường chéo  $\mathbf{k}_{\text{contr}}$  được thêm vào. Nó được định nghĩa như sau:

$$\mathbf{k}_{\text{contr}} = \text{diag} \left[ k_{T1} \quad k_{D1} \quad k_{T2} \quad k_{D2} \quad k_{T3} \quad k_{D3} \right] \quad (7)$$

với  $k_{T_i}$  và  $k_{D_i}$  ( $i = 1 - 3$ ) là các hệ số điều khiển ứng với các thông số  $T_i$  và  $D_i$  trong đoạn thang thứ  $i$ . Cuối cùng, véc tơ gia tốc của chuyển động bổ sung được xác định bởi

$$\ddot{\eta} = -\mathbf{M}(t)^{-1}\mathbf{C}(t)\dot{\eta} - \mathbf{M}(t)^{-1}\mathbf{K}(t)\eta + \mathbf{M}(t)^{-1}(\mathbf{F} + \mathbf{k}_{FD}\mathbf{k}_{\text{contr}}\mathbf{D}) \quad (8)$$

Dựa trên phương trình (8) và các đặc điểm làm việc của bộ thang, mô hình điều khiển rung động đã được mô phỏng bằng Matlab-Simulink như thể hiện trong [15] với bốn chế độ điều khiển (điều khiển cáp thép lần lượt trên từng đoạn thang và điều khiển tổng thể). Trong đó, ba bộ điều khiển Tỷ lệ - Đạo hàm (PD) gồm (T1, D1), (T2, D2) và (T3, D3) thiết lập các giá trị điều khiển  $k_{T_i}$  và  $k_{D_i}$  ( $i = 1 - 3$ ). Theo [15], kết quả mô phỏng điều khiển cho thấy quá trình điều khiển  $T_i$  đã tác động đến việc giảm chuyển vị tĩnh, nó ảnh hưởng không đáng kể đến quá trình triệt tiêu dao động. Rung động tắt nhanh trong quá trình điều khiển  $D_i$  và nó tỉ lệ nghịch với các giá trị  $k_{D_i}$ . Về việc xem xét với từng đoạn thang, quá trình điều khiển  $k_{D3}$  cho thấy sự tối ưu nhất, dao động bị dập tắt nhanh chóng. Việc điều chỉnh  $k_{D2}$  kém hiệu quả hơn và dao động giảm không đáng kể trong quá trình điều khiển  $k_{D1}$ .

Vậy, việc sử dụng động cơ thủy lực để tiến hành điều khiển hệ thủy lực – cáp thép dập tắt rung động nên thực hiện trên đoạn thang 3. Ngoài các hiệu quả như đã nêu ở trên thì ở đoạn thang 3 kích thước tay vịn thường lớn hơn và gần với máy cơ sở hơn nên thực hiện lắp thiết bị thủy lực ở đó dễ dàng hơn.

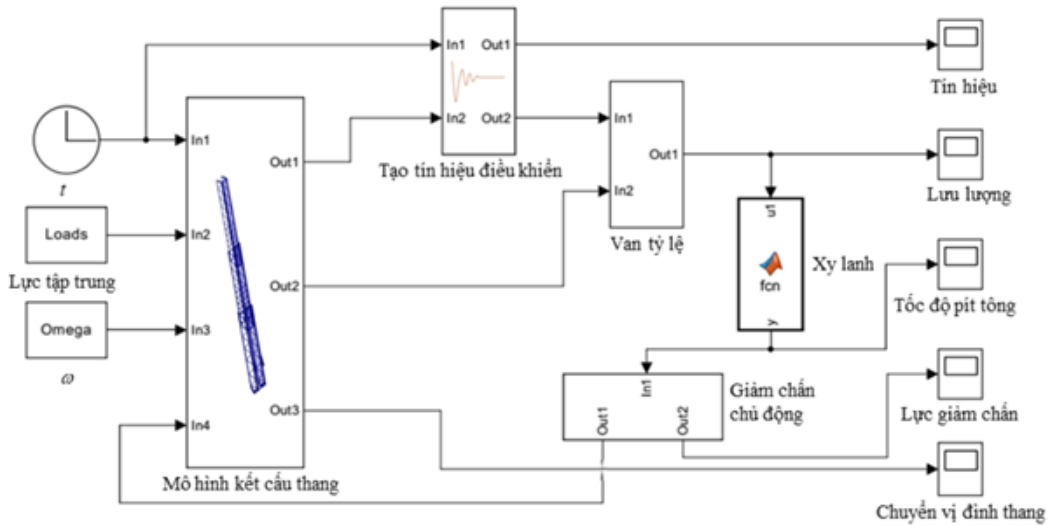
Ba bộ điều khiển Tỷ lệ - Đạo hàm trong mô hình điều khiển ở [15] thay thế bằng mô hình của các phần tử thủy lực và mô hình động lực học hệ nhiều vật của bộ thang được giữ nguyên. Dẫn đến, mô hình điều khiển thủy lực – cáp thép rút gọn lại như trong Hình 5. Trong đó, bốn khối chức năng của thiết bị được thiết kế trong phần mềm Matlab-Simulink gồm:

- Khối tạo tín hiệu điều khiển: Làm nhiệm vụ tạo ra tín hiệu điều khiển. Tín hiệu đầu vào là các tín hiệu vận tốc. Nó được khuếch đại biên độ theo thời gian nhằm đảm bảo van tỷ lệ luôn nhận được tín hiệu mạnh thay vì tín hiệu yếu dần do rung động giảm. Trong mỗi chu kỳ của tín hiệu, van đạt được hai trạng thái mở hoàn toàn. Vì vậy, hiệu quả giảm chấn chủ động vẫn ở mức tối đa ngay cả khi rung động trên thang giảm. Chức năng khuếch đại sẽ bị ngắt khi biên độ rung động đạt giá trị nhỏ giới hạn. Giá trị này có thể được thiết lập ngay từ đầu khi cài đặt.



- Khối van tỷ lệ: Chức năng của nó là nhận tín hiệu điều khiển và các giá trị áp suất tại các cổng trước và sau của van để cung cấp lưu lượng theo đường đặc tính van.
- Khối xy lanh: Có chức năng biến đổi năng lượng thủy lực thành cơ năng của pít tông.
- Khối giảm chấn chủ động: Nhận tín hiệu vận tốc của pít tông từ khối xy lanh và tạo ra lực giảm chấn.

Với van phân phối tỷ lệ D-3-F-C của hãng Parker, đặc tính lưu lượng của nó tương ứng với tỷ lệ phần trăm của tín hiệu điện đầu vào và lưu lượng giới hạn có thể tìm thấy trong [24].



Hình 5. Mô hình điều khiển thủy lực - cáp thép trong Matlab-Simulink

Lưu lượng dầu qua van được xác định

$$Q_x = Q_{Nom}^* \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_{Nom}}} \quad (9)$$

trong đó  $\Delta p_x$  là chênh lệch áp suất giữa cổng vào và cổng ra khi làm việc,  $\Delta p_{Nom} = 5$  bar là độ chênh lệch áp suất khi dòng chảy có lưu lượng danh nghĩa,  $Q_{Nom}^*$  là lưu lượng danh nghĩa tương ứng với cường độ tín hiệu điều khiển

$$Q_{Nom}^*/Q_{Nom} = f\left(\frac{U}{U_{max}}\right) \quad (10)$$

với  $U$  là điện áp điều khiển,  $U_{max}$  là điện áp lớn nhất và  $Q_{Nom}$  là lưu lượng danh nghĩa tương ứng  $U_{max}$ .

Dựa trên đường đặc tính của van, (10) có thể được thiết lập dưới dạng hàm toán học tường minh như sau:

$$\frac{Q_{Nom}^*}{Q_{Nom}} = \begin{cases} 0 & \text{khi } 0 \leq \frac{U}{U_{max}} < \frac{1}{10} \\ \frac{10U - U_{max}}{20U_{max}} & \text{khi } \frac{1}{10} \leq \frac{U}{U_{max}} \leq \frac{1}{4} \\ \frac{37U - 7U_{max}}{30U_{max}} & \text{khi } \frac{1}{4} < \frac{U}{U_{max}} \leq 1 \end{cases} \quad (11)$$

Trong quá trình kéo cáp thép, chênh lệch áp suất được tính bởi

$$\Delta p_x = p_{oh} - \frac{4F_{pf}}{\pi(d_b^2 - d_p^2)} \quad (12)$$

trong đó  $p_{oh}$  là áp suất tại cửa vào của van,  $F_{pf}$  là lực kéo pít tông do dây cáp gây ra,  $d_b$  là đường kính xy lanh và  $d_p$  là đường kính pít tông.

Quá trình pít tông bị lực căng cáp kéo về phía trước, sự chênh lệch áp suất có thể được biểu thị bằng

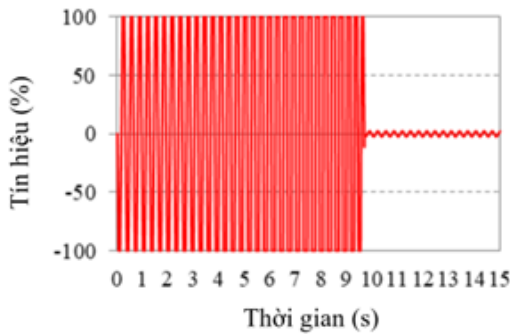
$$\Delta p_x = \frac{4F_{pf}}{\pi(d_b^2 - d_p^2)} - p_{ou} \quad (13)$$

với  $p_{ou}$  là áp suất tại cửa ra của van.

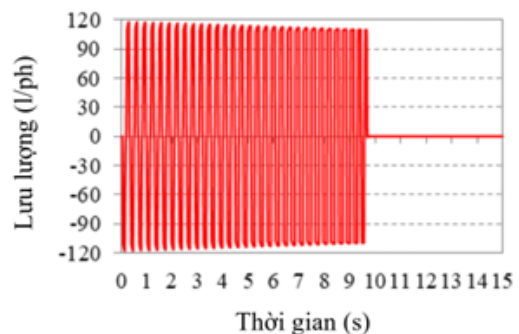
d. Đánh giá kết quả

Thực hiện mô phỏng quá trình làm việc của bộ điều khiển thủy lực – cáp thép với thời điểm bắt đầu làm việc muộn hơn so với mô hình dao động bậc thang là 30 ms. Thời gian trễ là 4 ms.

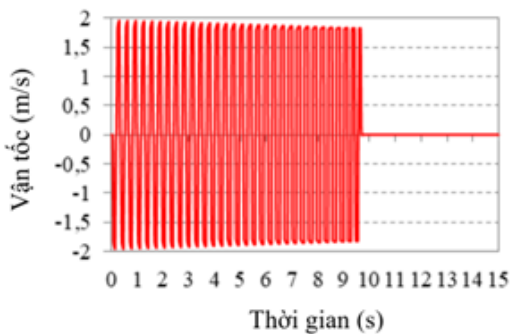
Kết quả mô phỏng thu được đồ thị tín hiệu điện điều khiển van tỷ lệ trên Hình 6, đồ thị lưu lượng dầu qua van tỷ lệ trên Hình 7, tốc độ pít tông trên Hình 8, lực giảm chấn và chuyển vị trên đỉnh thang thể hiện trên Hình 9 và 10. Qua đó cho thấy, ở trạng thái thang có thể gây ra rung động lớn nhất là vị trí thang nằm ngang và mở rộng toàn bộ, giá trị của biên độ rung động tiến tới 1 mm chỉ sau hơn 9 s điều khiển với trường hợp không tải và hơn 17 s điều khiển với trường hợp đầy tải.



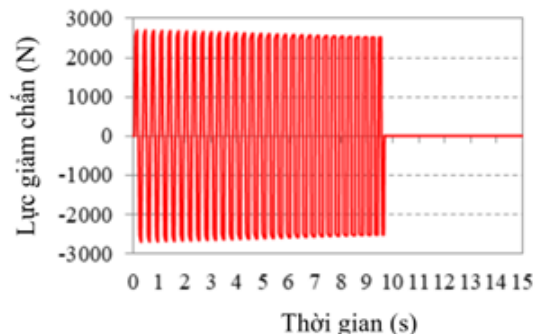
Hình 6. Tín hiệu điều khiển van



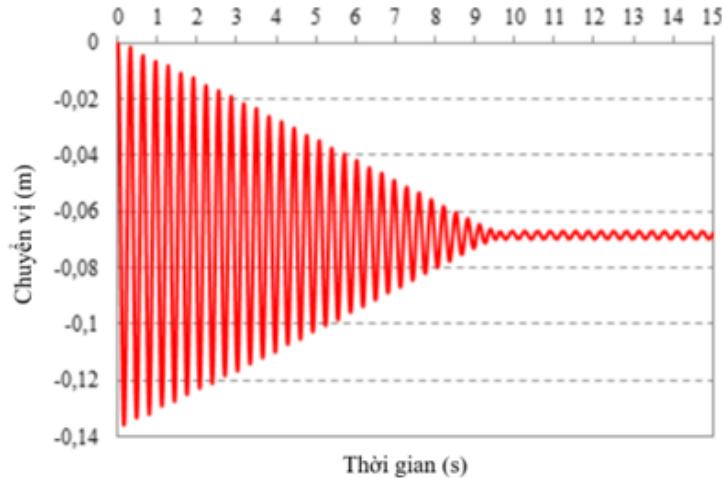
Hình 7. Lưu lượng dầu cung cấp cho van



Hình 8. Vận tốc của pít tông



Hình 9. Lực giảm chấn trong dây cáp



Hình 10. Chuyển vị trên đỉnh thang

Mặc dù khởi động muộn và có kể đến độ trễ pha của tín hiệu điều khiển, việc dập tắt rung động thông qua điều khiển mô hình hệ thủy lực – cáp thép đã được chứng minh là có hiệu quả nhanh. Nhằm tăng hiệu quả tối đa và rút ngắn thời gian điều khiển hơn nữa, việc điều khiển hệ thống này có thể tiến hành ngay trong quá trình mở rộng thang.

#### 4. Kết luận

Giải pháp đề xuất để giảm chuyển vị tĩnh và dập tắt rung động trên đỉnh thang của xe thang cứu hỏa cho thấy hiệu quả rõ rệt với các xe thang có chiều dài thang từ 32 m trở lên. Kết cấu thang sau khi lắp thêm các cáp thép thỏa mãn các điều kiện tính toán kiểm tra theo tiêu chuẩn FEM 1.001 và BS EN 14043:2014.

Các cáp thép được kéo căng để tăng khả năng chống uốn theo phương thẳng đứng. Lực căng cáp của các cáp thép lắp thêm ảnh hưởng tích cực tới việc làm giảm rung động trên bộ thang trong quá trình nâng hạ, thu gọn và mở rộng. Tác dụng của các lực căng cáp trong đoạn thang thấp nhất (dưới cùng) đối với rung động là lớn nhất.

Điều khiển để dập tắt dao động trên thang bằng các động cơ thủy lực cỡ nhỏ trên cơ sở tận dụng nguồn thủy lực có sẵn trên xe. Hệ thống điều khiển này độc lập với hệ thống điều khiển các cơ cấu trên xe, tiêu tốn ít năng lượng và linh hoạt trong quá trình hoạt động. Trong các đoạn thang của bộ thang, điều khiển trên đoạn thang thấp nhất cho kết quả tốt nhất. Như vậy, đối với xe thang 32 m thì nên triển khai giải pháp ở đoạn thang thấp nhất, đối với xe thang cỡ lớn hơn có thể triển khai ở một số đoạn thang thấp (phía dưới) có kích thước tiết diện tay vịn phù hợp với việc lắp thêm thiết bị.

Giải pháp này có thể ứng dụng để cải tạo nâng cấp các loại xe thang thế hệ cũ chưa có hệ thống dập tắt rung động hoặc triển khai cho chế tạo xe mới. Dựa trên cơ sở ý tưởng này, hướng phát triển tăng chiều dài làm việc của các xe thang sẽ tiếp tục được nghiên cứu.

#### Tài liệu tham khảo

- [1] Burman, M. J., Goodson, S. E., Aiken, J. D. (2009). *Telescopic aerial ladders; components; and methods*. US patent, No. US 2009/0101436 A1, USA.

- [2] Müller, K. (1996). *Feuerwehrleiter mit ausschiebbaren Leiterteilen*. German patent, No. DE000004206448C2, Germany.
- [3] Shi, Z. Y., Huang, Q. B., Li, S. D. (2014). [The optimized analysis of ladder structure of the aerial ladder truck](#). *Applied Mechanics and Materials*, 494-495:440–443.
- [4] Keller, P. (1987). *Leiteranordnung mit ausschiebbaren Leiterteilen, insbesondere Feuerwehrleiter*. European patent, No. EP000000244668A2, Europe.
- [5] Maaß, E. (1992). *Feuerwehrleiter mit ausschiebbaren Leiterteilen*. German patent, No. DE000003326644C2, Germany.
- [6] Salmi, J. A. (1989). *Aerial ladder tower with pretensioned truss members*. US patent, No. 4852690, USA.
- [7] Aschemann, H., Sawodny, O., Bulach, A., Hofer, E. (2002). [Model based trajectory control of a flexible turntable ladder](#). *Proceedings of the 2002 American Control Conference (IEEE Cat. No.CH37301)*, IEEE.
- [8] Lambeck, S., Sawodny, O., Arnold, E. (2006). [Trajectory tracking control for a new generation of fire rescue turntable ladders](#). *2006 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics*, IEEE.
- [9] Kharitonov, A., Zimmert, N., Sawodny, O. (2007). [Active oscillation damping of the fire-rescue turntable ladder](#). *2007 IEEE International Conference on Control Applications*, IEEE.
- [10] Zimmert, N., Kharitonov, A., Sawodny, O. (2008). [A new control strategy for trajectory tracking of fire-rescue turntable ladders](#). *IFAC Proceedings Volumes*, 41(2):869–874.
- [11] Pertsch, A., Sawodny, O. (2012). [Verteiltparametrische Modellierung und Regelung einer 60 m-Feuerwehrdrehleiter](#). *auto*, 60(9):522–533.
- [12] Pertsch, A., Sawodny, O. (2016). [Modelling and control of coupled bending and torsional vibrations of an articulated aerial ladder](#). *Mechatronics*, 33:34–48.
- [13] Zimmert, N., Pertsch, A., Sawodny, O. (2012). [2-DOF control of a fire-rescue turntable ladder](#). *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 20(2):438–452.
- [14] Nguyen, V. T., Schmidt, T., Leonhardt, T. (2019). [Effect of pre-tensioned loads to vibration at the ladder tip in raising and lowering processes on a turntable ladder](#). *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33(5):2003–2010.
- [15] Nguyen, V. T., Schmidt, T., Leonhardt, T. (2021). [A new active vibration control method on a ladder of turntable ladders](#). *Journal of Mechanical Science and Technology*, 35(6):2337–2345.
- [16] BS EN 14043:2014. *High rise aerial appliances for fire service use - turntable ladders with combined movements - safety and performance requirements and test methods*. British Standards Institution, UK.
- [17] ISO 8686-1:2012. *Cranes - Design principles for loads and load combinations - Part 1: General*. Geneva, Switzerland.
- [18] ISO 8686-2:2018. *Cranes - Design principles for loads and load combinations - Part 2: Mobile cranes*. Geneva, Switzerland.
- [19] ISO 4302:2016. *Cranes - Wind load assessment*. Geneva, Switzerland.
- [20] ISO 4310:2009. *Cranes - Test code and procedures*. Geneva, Switzerland.
- [21] FEM 1.001 (1998). *Rules for the design of hoisting appliances*. European Material Handling Federation, Brussels, Belgium.
- [22] 24 CFR 200-Subpart S (1968). *Aluminum construction manual - Specifications for aluminium structures*. The Aluminum Association, USA.
- [23] Nguyen, V. T. (2022). [Effect of pre-tensioned rope tensions on a ladder structure of turntable ladders](#). *Journal of Science and Technology in Civil Engineering (STCE) - HUCE*, 16(1):138–151.
- [24] Parker Hannifin Corporation (2015). [Hydraulic valves industrial standard](#). Illinoisan, USA.