LỜI NÓI ĐẦU

Ngày nay, chúng ta biết rằng cầu và đường có vai trò rất quan trọng trong hệ thống giao thông của mỗi quốc gia trên thế giới, nghiên cứu thiết kế hệ thống cầu và đường đã được các nhà khoa học trên thế giới quan tâm ngay từ khi hình thành. Tuy nhiên đến năm 1960 hiệp hội quan chức giao thông và quốc lộ Mỹ AASHO (American Association of State Highway and Transportation Officials) mới ban hành tiêu chuẩn thiết kế đường giao thông, sau đó các nhà làm đường giao thông thế giới dựa vào tiêu chuẩn này ban hành tiêu chuẩn quốc tế về thiết kế đường giao thông .

Thống kê của Bộ giao thông vận tải, Nhà nước ta chi rất nhiều kinh phí để sửa chữa và nâng cấp mặt đường giao thông. Mặt đường giao thông xuống cấp có nhiều nguyên nhân gây ra, nhưng nguyên nhân chính vẫn do tải trọng động của bánh xe các phương tiện giao thông đường bộ gây ra. Nghiên cứu thiết kế thiết tối ưu các kết cấu hệ thống ô tô nhằm nâng cao độ êm dịu và giảm tác động xấu đến mặt đường đã và đang được nhà nghiên cứu trong nước và nước ngoài quan tâm nghiên cứu. Trong đó hệ thống treo ô tô là hệ thống động học góp vai trò quan trọng làm giảm tác động xấu đến mặt đường quốc lộ cũng như nâng cao độ êm dịu chuyển động ô tô. Xuất phát từ ý tưởng nghiên cứu em đã chọn đề tài ***‘Nghiên cứu tối ưu bộ thông số thiết kế hệ thống treo khí cho ô tô tải hạng nặng nhằm giảm tác động xấu đến mặt đường quốc lộ’*** dưới sự hướng dẫn khoa học thầy giáo TS. Lê Văn Quỳnh.

*Mục tiêu nghiên cứu:***Đánhso sánh hiệu quả hệ thống treo khí. Hệ số tải trọng động bánh xe được chọn là hàm mục tiêu và dựa trên điều kiện ràng buộc, các thông số thiết kế hệ thống treo tối ưu được tìm được nhằm giảm các tác động xấu đến mặt đường giao thông.**

***Phạm vi nghiên cứu:*** Xây dựng mô hình dao động không gian tuyến tính để nghiên cứu so sánh hiệu quả và tìm thống số thiết kế tối ưu nhằm giảm các tác động xấu đến mặt đường giao thông.

***Đối tượng:*** Hệ thống treo khí và thông số thiết kế hệ thống treo khí xe tải hạng nặng.

***Phương pháp nghiên cứu:***Lý luận và kết hợp mô phỏng bằng phần mềm Matlab simulink 7.0 để tìm thông số thiết kế tối ưucho hệ thống treo xe tải hạng nặng nhằm nâng cao khả năng thân thiên với mặt đường giao thông.

*Nội dung nghiên cứu:*

Nội dung chính của luận văn như sau:

Chương 1.**Tổng quan về đề tài nghiên cứu;**

Chương 2. **Xây dựng mô hình dao động xe tải hạng nặng;**

Chương 3. **Mô phỏng và tối ưu thông số thiết kế hệ thống treo khí.**

***Ý nghĩa khoa học thực tiễn:***Luận văn đã xây dựng được mô hình dao động xe tải hạng nặng; Thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe ô tô tải hạng nặng; Mô phỏng và phân tích so sánh hiệu quả của hệ thống treo khí nhằm giảm tác động xấu đến mặt đường giao thông; Tìm được thông số thiết kế tối ưu cho hệ thống treo khí xe tải hạng nặng.

Qua đây cho phép tôi được bày tỏ lòng cảm ơn sâu sắc đến thầy giáo TS. Lê Văn Quỳnh người hướng dẫn khoa học trực tiếp tôi trong suốt thời gian làm luận văn. Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn tới các thầy trong khoa Kỹ thuật Ô tô-MĐL, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp- Đại học Thái Nguyên.

Do điều kiện vừa nghiên cứu vừa công tác cũng như hạn chế về mặt thời gian cũng như mặt kiến thức chắc chắn luận văn không thể tránh khỏi sự thiếu xót, rất mong được sự đóng góp ý bổ sung thêm của quý thầy, cô giáo và các bạn đồng nghiệp để luận văn được hoàn thiện hơn.

LỜI NÓI ĐẦU

Ngày nay, chúng ta biết rằng cầu và đường có vai trò rất quan trọng trong hệ thống giao thông của mỗi quốc gia trên thế giới, nghiên cứu thiết kế hệ thống cầu và đường đã được các nhà khoa học trên thế giới quan tâm ngay từ khi hình thành. Tuy nhiên đến năm 1960 hiệp hội quan chức giao thông và quốc lộ Mỹ AASHO (American Association of State Highway and Transportation Officials) mới ban hành tiêu chuẩn thiết kế đường giao thông, sau đó các nhà làm đường giao thông thế giới dựa vào tiêu chuẩn này ban hành tiêu chuẩn quốc tế về thiết kế đường giao thông .

Thống kê của Bộ giao thông vận tải, Nhà nước ta chi rất nhiều kinh phí để sửa chữa và nâng cấp mặt đường giao thông. Mặt đường giao thông xuống cấp có nhiều nguyên nhân gây ra, nhưng nguyên nhân chính vẫn do tải trọng động của bánh xe các phương tiện giao thông đường bộ gây ra. Nghiên cứu thiết kế thiết tối ưu các kết cấu hệ thống ô tô nhằm nâng cao độ êm dịu và giảm tác động xấu đến mặt đường đã và đang được nhà nghiên cứu trong nước và nước ngoài quan tâm nghiên cứu. Trong đó hệ thống treo ô tô là hệ thống động học góp vai trò quan trọng làm giảm tác động xấu đến mặt đường quốc lộ cũng như nâng cao độ êm dịu chuyển động ô tô. Xuất phát từ ý tưởng nghiên cứu em đã chọn đề tài ***‘Nghiên cứu tối ưu bộ thông số thiết kế hệ thống treo khí cho ô tô tải hạng nặng nhằm giảm tác động xấu đến mặt đường quốc lộ’*** dưới sự hướng dẫn khoa học thầy giáo TS. Lê Văn Quỳnh.

*Mục tiêu nghiên cứu:***Đánhso sánh hiệu quả hệ thống treo khí. Hệ số tải trọng động bánh xe được chọn là hàm mục tiêu và dựa trên điều kiện ràng buộc, các thông số thiết kế hệ thống treo tối ưu được tìm được nhằm giảm các tác động xấu đến mặt đường giao thông.**

***Phạm vi nghiên cứu:*** Xây dựng mô hình dao động không gian tuyến tính để nghiên cứu so sánh hiệu quả và tìm thống số thiết kế tối ưu nhằm giảm các tác động xấu đến mặt đường giao thông.

***Đối tượng:*** Hệ thống treo khí và thông số thiết kế hệ thống treo khí xe tải hạng nặng.

***Phương pháp nghiên cứu:***Lý luận và kết hợp mô phỏng bằng phần mềm Matlab simulink 7.0 để tìm thông số thiết kế tối ưucho hệ thống treo xe tải hạng nặng nhằm nâng cao khả năng thân thiên với mặt đường giao thông.

*Nội dung nghiên cứu:*

Nội dung chính của luận văn như sau:

Chương 1.**Tổng quan về đề tài nghiên cứu;**

Chương 2. **Xây dựng mô hình dao động xe tải hạng nặng;**

Chương 3. **Mô phỏng và tối ưu thông số thiết kế hệ thống treo khí.**

***Ý nghĩa khoa học thực tiễn:***Luận văn đã xây dựng được mô hình dao động xe tải hạng nặng; Thiết lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động của xe ô tô tải hạng nặng; Mô phỏng và phân tích so sánh hiệu quả của hệ thống treo khí nhằm giảm tác động xấu đến mặt đường giao thông; Tìm được thông số thiết kế tối ưu cho hệ thống treo khí xe tải hạng nặng.

Qua đây cho phép tôi được bày tỏ lòng cảm ơn sâu sắc đến thầy giáo TS. Lê Văn Quỳnh người hướng dẫn khoa học trực tiếp tôi trong suốt thời gian làm luận văn. Tôi cũng xin gửi lời cảm ơn tới các thầy trong khoa Kỹ thuật Ô tô-MĐL, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp- Đại học Thái Nguyên.

Do điều kiện vừa nghiên cứu vừa công tác cũng như hạn chế về mặt thời gian cũng như mặt kiến thức chắc chắn luận văn không thể tránh khỏi sự thiếu xót, rất mong được sự đóng góp ý bổ sung thêm của quý thầy, cô giáo và các bạn đồng nghiệp để luận văn được hoàn thiện hơn.

1.1. Tình hình phát triển thị trường của xe tải hạng nặng Việt Nam

Thủ tướng đã phê duyệt quy hoạch chiến lược phát triển ngành công nghiệp ô tô Việt Nam đến năm 2025, tầm nhìn đến năm 2035. Theo đó, năm 2020, sản lượng xe tải sản xuất trong nước cần đạt được 97.960 chiếc, đạt 78% so với nhu cầu nội địa, xe từ 10 chỗ ngồi trở lên đạt 14.200 chiếc, tương đương 90% nhu cầu nội địa; tỷ lệ nội địa hóa xe tải đạt 30 - 40%; tổng lượng xe xuất khẩu đạt 20.000 chiếc, trong đó xe tải 10.000 chiếc.

Theo quy hoạch, đến năm 2035, tổng sản lượng xe sản xuất tại Việt Nam đạt 1.531.400 chiếc trong dó xe tải đạt 587.900 chiếc và xuất khẩu với tổng 90.000 xe trong đó số lượng xe xuất khẩu trong năm 2035 đạt 25.000 xe.

1.2. Ảnh hưởng của xe tải hạng nặng đến mặt đường giao thông

Nền kinh tế nước ta đang trong giai đoạn phát triển manh mẽ, nhu cầu vận chuyển hàng hóa với khối lượng lớn tăng rất nhanh trên hầu hết các tuyến đường chính quốc lộ… đều có tải trọng nặng, thậm chí có cả các xe siêu trường siêu trọng lưu thông, dẫn đến chất lượng mặt đường xuống cấp đặc biệt là hiện tượng hằn lún vệt bánh xe trên đường bê tông, đường nhựa, nhất là các phương tiện giao thông có tải trọng và tốc độ chuyển động lớn trên các làn quốc lộ gây lên hiện tượng mấp mô mặt đường và điều đó có tác động xấu đến độ êm dịu và mất an toàn khi ô tô lưu hành trên mặt đường đó.

1.3. Phân tích một số kết cấu hệ thống treo

1.3.1. Nhiệm vụ, một số bộ phận cơ bản, phân loại hệ thống treo

**a) Nhiệm vụ:**

**Hệ thống treo thực hiện nhiệm vụ đỡ thân xe lên trên cầu xe; cho phép bánh xe chuyển động tương đối theo phương thẳng đứng đối với khung xe hoặc vỏ xe; hạn chế những chuyển động không muốn có khác của bánh xe.**

Cấu tạo chung của hệ thống treo bao gồm 3 bộ phận cơ bản: *Bộ phận đàn hồi; Bộ phận giảm chấn; Bộ phận dẫn hướng.*

***b)* Một số bộ phận cơ bản**

### *Bộ phận đàn hồi*

### *Bộ phận giảm chấn*

### *Bộ phận dẫn hướng*

*Phần tử ổn định ngang:*

### c) Phân loại

Việc phân loại hệ thống treo dựa theo các căn cứ sau:

- Theo loại bộ phận đàn hồi chia ra:

+ Loại bằng kim loại: nhíp lá, lò xo, thanh xoắn.

+ Loại khí: buồng khí nén dạng gấp, dạng sóng, có buồng khí nén phụ.

+ Loại thuỷ khí: kết hợp giữa khí nén và giảm chấn thủy lực.

+ Loại cao su: các gối cao su, ống cao su đàn hồi

-Theo bố trí bộ phận dẫn hướng chiara:

+ Loại phụ thuộc với dầm cầu liền.

+ Loại độc lập: một đòn, hai đòn,...

-Theo phương pháp điều khiển có thể chiara:

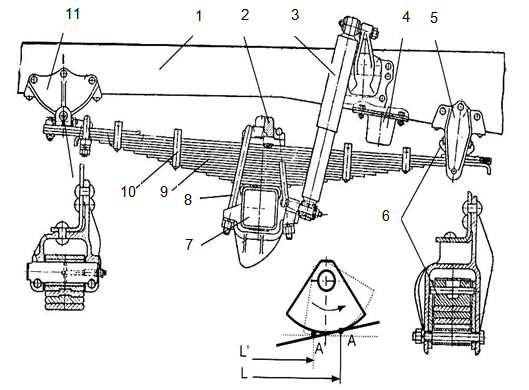
+ Hệ thống treo bị động (Hệ thống treo không điều khiển),

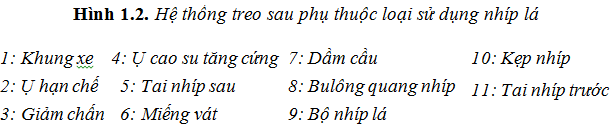
+ Hệ thống treo chủ động (Hệ thống treo có điều khiển).

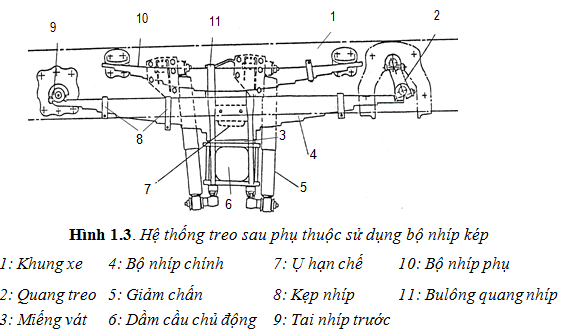
1.3. 2. Giới thiệu một số kết cấu hệ thống treo xe tải[6]

#### *a) Phần tử đàn hồi nhíplá*

**Hệ thống treo phụ thuộc sử dụng phần tử đàn hồi nhíp lá đa số sử dụng trên xe tải, xe khách, xe buýt và treo sau của xe du lịch**







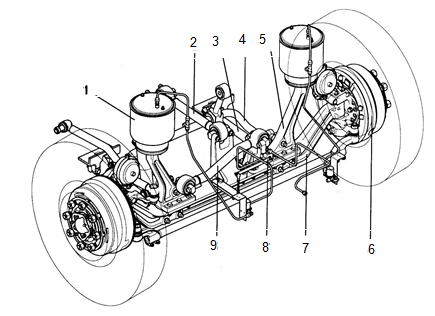
#### *b) Phần tử đàn hồi kết hợp khí nén- nhíp lá*

#### *Phần tử đàn hồi kết hợp khí nén- nhíp lá*

Nhíp lá với ưu điểm vừa là bộ phận đàn hồi, bộ phận dẫn hướng nên trên một số xe có tải trọng lớn như xe buýt, xe tải nặng có bố trí bộ phận đàn hồi kết hợp giữa nhíp lá và buồng khí nén.

#### 

#### *c) Phần tử đàn hồi khí nén*

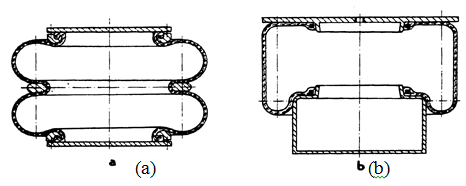


**Hình 1.8.**Hệ thống treo trước phụ thuộc sử dụng Balon khí nén

*1: Buồng khí nén 2: Đòn dẫn hướng dọc trên 3: Đòn dẫn hướng dọc dưới 4: Thanh ổn định ngang 5: Giá đỡ buồng khí nén*

#### d) Buồng khí nén:

**Buồng đàn hồi khí nén (ballon khí nén) có hai loại tiêu chuẩn là loại buồng dạng sóng (a) và buồng gấp (b)**



**Hình 1.10.**Buồng đàn hồi khí nén

*(a)Buồng đàn hồi khí nén dạng sóng (b)Buồng đàn hồi khí*

1.4. Chỉ số đánh giá tải trọng động bánh xe

Để đánh giá ảnh hưởng của tải trọng động của bánh xe đến khả năng thân thiện mặt đường, nhiều công trình nghiên cứu đưa ra hệ số tải trọng động bánh xe DLC - Dynamic Load Coefficient [6]. Hệ số DLC được định nghĩa bởi công thức (6).

 (1-1)

trong đó: Fs- tải trọng tĩnh của bánh xe; *FT,RMS*- tải trọng động bánh xe tác dụng lên mặt đường bình phương trung bình và nó được định nghĩa bởi công thức (1-2 ).

 (1-2)

Trong đó:

*FT*­ - Tải trọng động của bánh xe tác dụng lên mặt đường;N

*T*- Thời gian khảo sát(s).

Hệ số tải trọng bánh xe DLC phụ thuộc rất nhiêu yếu tố như thống số hệ thống treo, lốp xe, tải trọng xe, vận tốc chuyển động, điều kiện mặt đường...Trong nghiên cứu này, hệ số tải trọng động bánh xe được chọn để phân tích ảnh hưởng của hệ thống treo đến khả năng thân thiện với mặt đường giao thông và sẽ được trình bày ở phần sau và chương trình tính toán được trình bày phụ lục.

1.5.Tình hình trong nước và quốc tế.

***a) Đối với nhà nghiên cứu trên thế giới***

Những năm gần đây, vấn đề nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống treo ô tô đến mặt đường quốc lộ được nhiều khoa học trên thế giới đặc biệt quan tâm nghiên cứu, X. M. Shi and C. S. Cai (2009) nghiên cứu ảnh hưởng của động lực học ô tô đến mặt đường giao thông trong đó thông số kết cấu của các hệ thống như hệ thống treo, ngoài ra lốp xe, tải trọng,.. cũng được xem xét nghiên cứu[17]; Yongjie Lu, Shaopu Yang, et al (2010) đã tiến hành phân tích ảnh hưởng của thông số kết cấu của xe như hệ thống treo, lốp xe,… và thông số khai thác đến hệ số tải trọng động bánh xe DLC (Dynamic Load Coefficient) dưa vào mô hình dao động không gian toàn xe ảo của xe tải[18]; Le Van Quynh, Zhang Jianrun et al (2011) đưa ra mô hình dao động không gian phi tuyến của xe tải nặng 5 cầu, từ đó phân tích tương tác qua lại giữa xe và mặt đường. Từ kết quả nghiên cứu đề xuất nhà quản lý giao thông điều kiện mặt đường can thiệt và sửa chữa[13].

Nghiên cứu thiết kế tối ưu các hệ thống treo cho ô tô theo hướng thân thiện đường giao thông cũng được các nhà khoa học thế giới quan tâm nghiên cứu từ rất sớm, Yi K and Hedrick J K (1989) đề xuất lý thuyết điều khiển tích cực và bán tích cực cho hệ thống treo xe tải nhằm giảm tác hại xấu cho mặt đường mặt đường giao thông[19]; Guglielmino E., Sireteanu T., Stammers C.W., Ghita G. and Giudea M (2008) xuất bản ấn phẩm dưới dạng sách trong đó tập hợp nhiều kết quả nghiên cứu về hệ thống treo điều khiển bán tự động nhằm nâng cao khả năng thân thiện với đường giao thông và độ êm chuyển động của xe [20]; Lu Sun (2002) đưa ra phương pháp thiết kế tối ưu thông số hệ treo xe tải nhằm nâng cao đô thân thận với đường[21];M.J. Mahmoodabadi, A. Adljooy Safaie, A. Bagheri, N. Nariman-zadeh(2013) đưa ra phương pháp tối ưu thông số thiết kế của các hệ thống động học của ô tô trong đó có hệ thống treo sử dụng thuật toán di truyền[22]

***b) Đối với nhà nghiên cứu Việt Nam***

Những năm gần đây cũng có nhiều nhà khoa trong nước quan tâm nghiên cứu ảnh hưởng thông số xe tải và điều kiện khai thác đến mặt đường giao thông, Đào Mạnh Hùng (2005) đưa ra mô hình dao động xe tải 1/2 với kích thích dao động từ kết quả đo mấp mô mặt đường quốc lộ 1A đoạn Hà Nội-Lạng Sơn để nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của thông số kết cấu xe và điều kiện khai thác khác nhau trong đó có hệ thống treo, tải trọng và vận tốc chuyển động của xe đến hệ số tải trọng động bánh xe[6]; Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Khắc Tuân, Nguyễn Văn Liêm (2012)nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng dao động xe tải đến mặt đường giao thông sử dụng mô hình dao động 1/2 với kích thích ngẫu nhiên mặt đường[11]; Hoàng Đức Thị trong luận án thạc sĩ đã đưa ra mô hình dao động không gian xe tải hạng nặng và từ đó phân tích đánh ảnh hưởng của thông số thiết kế hệ thống treo đến khả năng thân thiện mặt đường giao thông [6]. Tuy nhiên số lượng ấn phẩm khoa học công bố trong lĩnh vực này vẫn hạn chế.

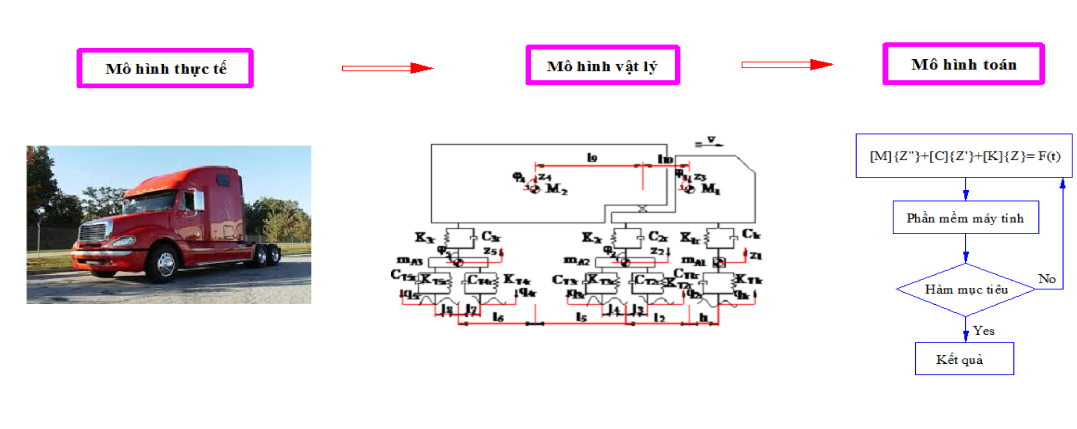
1.6. Kết luận chương

Kết quả phân tích trong chương này đã đưa được các lập luận về cơ sở lý thuyết cho vấn đề cần nghiên cứu. Trong luận văn này, để đánh giá hiệu quả hệ thống treo khí và tối ưu thông số thiết kế, một ô tô tải hạng nặng 5 cầu với hệ thống treo dạng phụ thuộc được chọn là đối tượng nghiên cứu. Hệ số tải trọng bánh xe DLC chọn hàm mục tiêu. Mô hình dao động không gian của xe tải hạng nặng với 14 bậc tự do với kích thích mặt đường ngẫu nhiên. Phần mềm Matlab-Simulink được sử dụng để mô phỏng và tìm thông số thiết kế tối ưu cho hệ thống treo khí.

**CHƯƠNG 2****: XÂY DỰNG MÔ HÌNH DAO ĐỘNG VÀ MÔ PHỎNG DAO ĐỘNG CHO XE TẢI HẠNG NẶNG**

2.1. Các phương pháp xây dựng và mô phỏng dao động

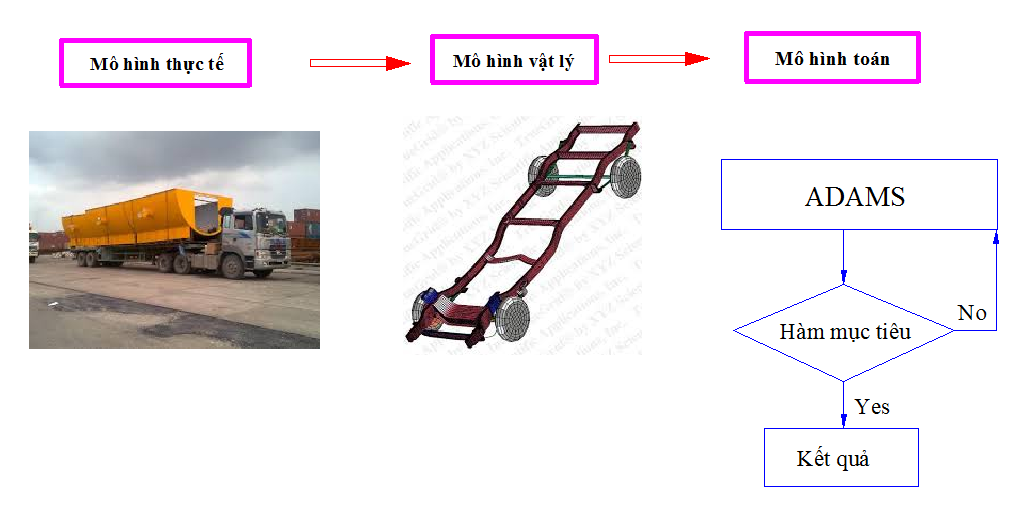
**\* Phương pháp 1:** Căn cứ mô hình thực tế chúng ta tiến hành xây dựng mô hình vật lý dựa trên cơ sở các giả thiết, sau đó chúng ta dựa vào các phương pháp như phương pháp như phương trình Lagrange II, Newton-Euler, nguyên lý D’alambe kết hợp nguyên lý hệ nhiều vật để tiến hành thiết lập mô hình toán học về dao động các phương tiện giao thông. Cuối cùng phân tích số hoặc sử dụng các phần mềm máy tính tiến hành mô phỏng và tối ưu các thông số dao động theo sơ đồ hình 2.1.



**Hình 2.1.** Sơ đồ xây dựng mô hình và phân tích dao động theo phương pháp 1

Phương pháp 1 có ưu điểm dễ dàng phân tích ảnh hưởng các yếu tố phi tuyến của hệ thống. Tuy nhiên, nhược điểm là khó định dạng các thông số của mô hình (các thông số mô phỏng hầu hết các nhà sản xuất bảo mật) và phải làm thí nghiệm để xác định lại.

**\* Phương pháp 2:** Căn cứ mô hình thực tế chúng ta tiến hành xây dựng mô hình 2D hoặc 3D dựa trên các phần mềm thiết kế như Autocad, Pro-E, Solidworks,… Sau đó chúng ta chuyển sang các phần mềm phân tích thiết kế như Ansys, Adams,…. Cuối cùng đặt các điều kiện biên tiến hành mô phỏng và phân tích tối ưu các thông số dao động theo sơ đồ hình 2.2.

****

**Hình 2.2.** Sơ đồ xây dựng mô hình và phân tích dao động theo phương pháp 2

Phương pháp 2 có ưu điểm là dễ dàng xác định các thông số mô hình và thay đổi kết cấu của mô hình. Tuy nhiên nhược điểm phân tích ảnh hưởng các yếu tố phi tuyến của hệ thống rất phức tạp.

**\*Phương pháp 3:** Kết hợp hai phương pháp trên nhằm tận dụng các ưu điểm của nó. Đó là khi xem xét các yếu tố phi tuyến của cơ hệ thì các nhà khoa học xây dựng các chương trình con dựa vào phương trình toán học miêu tả đặc tính phi tuyến sau đó liên kết với các phần mềm phân tích như Ansys, Adams,…. Để tiến hành mô phỏng và phân tích thông số dao động.

Trong luận văn này em chọn phương pháp 1 để tiến hành xây dựng mô hình dao động, mô phỏng và phân tích ảnh hưởng của các thông số thiết kế hệ thống treo đến khả năng thân thiện với đường giao thông.

2.2. Xây dựng mô hình dao động của xe tải hạng nặng

2.2.1. Các giả thiết mô hình dao động tương đương

***a. Khối lượng được treo M***

Khối lượng được treo M gồm những cụm chi tiết mà trọng lượng của chúng tác dụng lên hệ thống treo. Đó là khung, thùng, hàng hoá, cabin và một số chi tiết khác. Giữa chúng thực ra được nối với nhau một cách đàn hồi nhờ các đệm đàn hồi, ổ tựa đàn hồi bằng cao su, dạ, nỉ, giấy công nghiệp, ... Hơn nữa bản thân các bộ phận này cũng không phải cứng tuyệt đối, cho nên khối lượng treo thực ra là một nhóm các khối lượng được liên kết đàn hồi thành một hệ thống. Tuy nhiên dựa cách bố trí cụ thể của ô tô, mà có thể chia khối lượng được treo thành 2 hoặc nhiều khối lượng, giữa các khối lượng liên kết với nhau bằng các phần tử đàn hồi và giảm chấn. Tuy nhiên các mối đàn hồi giữa các thành phần của khối lượng được treo có biến dạng rất nhỏ so với biến dạng của hệ thống treo và lốp. Cho nên trong trường hợp đơn giản có thể coi rằng khối lượng được treo M là một khối lượng đồng nhất ở dạng phẳng hoặc dạng không gian theo mục đích của các nhà nghiên cứu.

***b. Khối lượng không được treo m***

Khối lượng không được treo gồm những cụm mà trọng lượng của chúng không tác dụng trực tiếp lên hệ thống treo mà chỉ tác dụng lên lốp bánh xe. Đó là: bán trục, dầm cầu, bánh xe, một phần chi tiết của hệ thống treo, truyền động lái, nhíp, giảm chấn, một phần của trục các đăng.

Coi khối lượng không được treo là một vật thể đồng nhất, cứng tuyệt đối và có khối lượng m tập trung vào tâm bánh xe. Bánh xe ngoài tác dụng là hệ thống di chuyển và đỡ toàn bộ trọng lượng của xe còn có tác dụng làm giảm các chấn động từ mặt đường lên xe, tăng độ êm dịu cho xe. Bánh xe là hình ảnh thu nhỏ của hệ thống treo, có nghĩa là cũng bao gồm một thành phần đàn hồi và một thành phần giảm chấn.

***c. Hệ thống treo***

Hệ thống treo trong ô tô có nhiệm vụ nối phần được treo M và phần khối lượng không được treo m một cách đàn hồi. Hệ thống treo cùng với lốp làm giảm những chấn động gây nên do sự mấp mô mặt đường khi xe chuyển động. Hệ thống treo gồm những bộ phận sau:

- Bộ phận đàn hồi: Lò xo, nhíp, thanh xoắn, bình khí ... Nó được biểu diễn bằng một lò xo có độ cứng K.

- Bộ phận giảm chấn: có nhiệm vụ dập tắt các chấn động. Nó được đặc trưng bằng hệ số cản giảm chấn C.

- Bộ phận dẫn hướng: gồm có các thành đòn và có nhiệm vụ truyền lực và mô men theo các phương phương.

2.2.2. Mô hình dao động xe tải hạng nặng

Để đánh giá hiệu quả của hệ thống treo khí so với hệ thống treo phần tử đàn hồi lá nhíp, một ô tô tải 5 cầu hạng nặng với hệ thống treo dạng phụ thuộc được chọn để xây mô hình dao động. Mô hình dao động được thể hiện trên Hình 2.3.

|  |
| --- |
| *(a) Nhìn từ mặt bên của xe (b) Nhìn từ mặt trước của xe*  **Hình 2.3**Mô hình dao động của ô tô tải hạng nặng 5 cầu |

Giải thích các ký hiệu trên hình 1: Kij và KTkj lần lượt là độ cứng của hệ thống treo của xe và lốp xe; Cij và CTkj là hệ số cản của hệ thống treo của xe và lốp xe; mAi lần lượt là khối lượng không được treo các cầu xe và M1 và M­2 lần lượt là khối lượng được treo đầu kéo và sơ mi-rơ moóc; ln là khoảng cách; bm lần lượt khoảng cách giữa tâm bánh xe bên trái, bên phải và khoảng cách giữa tâm hệ thống treo bên trái, bên phải của các cầu xe; zk­ lần lượt là các chuyển vị theo phương đứng; ϕk và θk là các chuyển vị góc lắc dọc và ngang (i=1÷3, j=r,l, n=1÷10,k=1÷5, m=1÷6).

2.2.3. Thiết lập phương trình vi phân mô tả dao động

Dựa vào cơ sở hệ nhiều vật tách các vật ra khỏi cơ hệ và thay vào đó là các phản lực liên kết. Sau đó sử dụng nguyên lý D’Alambe đểthiết lập hệ phương trình cân bằng cho từng vật của cơ hệ sau đó liên kết chúng lại với nhau bằng quan hệ lực và momen.

Theo nguyên lý D’Alambe:

 (2-1)

trong đó:

: là tổng các ngoại lực tác dụng lên vật.

: là tổng các lực quán tính tác dụng lên vật.

Mô hình dao động **hình 2.3** gồm 6 vật: khối lượng được treo, khối lượng không được treo của các cầu xe và mặt đường.

***a) Thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động cầu trước***

Theo lý thuyết hệ nhiều vật chúng ta tách liên kết của vật 3 ra khỏi cơ hệ và thay vào đó các phản lực liên kết, sơ đồ lực tác dụng lên cầu trước được thể hiện hình 2.4.



**Hình 2.4.***Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên cầu trước*

**\*) Phương trình cân bằng lực**



***\*)Phương trình cân bằng mô men***



***b) Thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động cầu 2***

Hình 2.5 thể hiện sơ đồ lực và mô men tác dụng lên cầu xe thứ 2. Thiết lập phương trình cân bằng lực và mô men tác dụng lên cầu xe ,ta có:

Phương trình cân bằng lực tác dụng lên cầu thứ 2





**Hình 2.5.** Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên cầu thứ 2

Phương trình cân bằng mô men theo phương dọc thân xe:



Phương trình cân bằng mô men theo phương ngang thân xe:



***c) Thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động cầu 3***

Hình 2.6 thể hiện sơ đồ lực và mô men tác dụng lên cầu xe thứ 3. Thiết lập phương trình cân bằng lực và mô men tác dụng lên cầu xe ,ta có:



**Hình 2.6.** Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên cầu thứ 3

Phương trình cân bằng lực tác dụng lên cầu thứ 3

(2-55)

Phương trình cân bằng mô men:

Theo phương trục dọc thân xe



Theo phương trục ngang thân xe



***d) Thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động sơ mi-rơ moóc***

**Hình 2.7** thể hiện sơ đồ lực và mô men tác dụng lên sơ mi-rơ moóc. Thiết lập phương trình cân bằng lực và mô men tác dụng lên sơ mi-rơ moóc,ta có:



**Hình 2.7.** Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên sơ mi-rơ moóc

Phương trình cân bằng mô men.

Theo phương trục dọc thân xe:



Theo phương trục ngang thân xe.



***e) Thiết lập các phương trình vi phân mô tả dao động đầu kéo***



**Hình 2.8.** Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên thân xe

Phương trình cân bằng lực tác dụng lên đầu kéo



Phương trình cân bằng mô men theo trục ngang của thân xe:



Phương trình cân bằng mô men theo trục dọc của thân xe:

2.2.4. Mô hình và xác định lực của hệ thống treo

Mô hình hệ thống treo có phần tử đàn hồi là khí nén và hệ thống treo có phần tử đàn hồi là lá nhíp được thiết lập như hình 2.9

|  |  |
| --- | --- |
| *(a)Phận tử đàn hồi khí nén (b)Mô hình hệ thống treo khí nén* | *(c)Mô hình hệ thống treo phần tử đàn hồi là lá nhíp* |

**Hình 2.9**. Mô hình hệ thống treo

Dựa vào mô hình 2.9(b) lực hệ thống treo hệ thống treo khí nén được định nghĩa theo công thức:

 (2-88)

Trong đó: Kair - Độ cứng bộ phần đàn hồi khí C- Hệ số cản của hệ thống treo.

Độ cứng của bộ phận đàn hồi có thể được xác định bằng phương pháp thực nghiệm hoặc xác định bằng nhiệt động lực học. Trong nghiên cứu này, độ cứng *Kair* được xác định định theo phương nhiệt động lực học theo tài liệu[23] và nó phụ thuộc vào thể tích, tiết diện và thông số hình học của phần tử đàn hồi khí. Trên hình 2.9b, độ cứng của phần tử đàn hồi khí được định nghĩa lực đạo hàm của lực đàn hồi theo biến dạng theo phương đứng *z= zb-za*và được xác định theo công thức :

 (2-89)

Hiệu quả của thể tích và diện tích được định nghĩa theo công thức:

 (2-90)

Dựa vào định luật nhiệt động lực học[23], nếu quá trình nén hoặc quá trình trả của phần tử khí là đủ lớn, quá trình này được xem là quả trình đoạn nhiệt. Do đó, trạng thái khí của phần tử đàn hồi khí có thể được định nghĩa sau:

 (2-91)

Trong đó: *Ve*, *Ae* và *z* lần lượt là hiệu quả thể tích, diện tích và biến dạng theo phương thẳng đứng của phần tử đàn hồi khí; *V*0 và *A*0 lần lượt là hiệu quả ban đầu thể tích và diện tích; *α*1 và *α*2lần lượt hệ số thay đổi hiệu quả thể tích và diện tích theo biến dạng z; *p*0 *và pe* lần lượt là áp suất trạng thái đầu và cuối *pa* là áp suất khí quyển tiêu chuẩn, n là hệ số đoạn nhiệt*.* Thay công thức (2-90) và (2-91) vào (2-89) ta có công thức tính độ cứng Kair.

Dựa vào mô hình 2.9(c) lực hệ thống treo phần tử đàn hồi nhíp được định nghĩa theo công thức sau:

 (2.92)



2.3. Kết luận:

Trong chương này đã xây dựng được mô hình dao động xe tải hạng nặng với 14 bậc tự do. Thiết lập được các phương trình vi phân mô tả dao động của các vật trong cơ hệ, sau đó đưa ra hệ thông trình vi phân dao động toàn bộ xe. Phân tích được các dạng hàm toán học miêu tả mấp mô mặt đường quốc lộ. Phần này là cơ sở cho chương sau.

CHƯƠNG 3: MÔ PHỎNG VÀ TỐI ƯU THÔNG SỐ THÔNG SỐ THIẾT KẾ HỆ THỐNG TREO KHÍ

3.1. Mô phỏng

2.3.1 Mô phỏng dao động của ô tô

Chạy sơ đồ mô phỏng tổng thể với thông số mô phỏngkhi xe nguyên bản hệ thống treo bộ phận đàn hồi lá nhíp ,thông số hệ thông khí khi xe nguyên bản thay hai hệ thống treo sau bằng hệ thống treo có bộ phận đàn hồi là khí khi xe đầy tải chuyển động ở các điều kiện mặt đường khác nhau như mặt đường ISO cấp A, ISO cấp B, … và xe chuyển động với vận tốc v=72km/h.

|  |  |
| --- | --- |
|  |  |
| (a) Khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp A | (b) Khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp B |
|  |  |
| (c) Khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp C | (d) Khi xe chuyển động trên mặt đường ISO cấp D |

**Hình 3.2**. Lực động của bánh xe bên trái cầu thứ 3 khi xe chuyển động trên các mặt đường khác nhau với vận tốc v=20 m/s.

3.2. Đánh giá hiệu quả hệ thống treo khí

Để đánh giá hiệu qủa hệ thống treo khí khi xe được trang bị hệ thống treo khí ở cầu 2 và cầu 3, trong luận văn này chọn hệ thống treo bộ phận đàn hồi nhíp của xe nguyên bản để so sánh hiệu quả. Hiệu quả hệ thống treo khí được đánh giá ở điều kiện khai thác khác nhau se được trình bày phần dưới đây:

3.2.1. Đánh giá hiệu quả hệ thống treo khí khí đi chuyển các mặt đường khác nhau

Để đánh giá hiệu quả của hệ thống treo phân đàn hồi khí nén khi xe chuyển động trên các loại mặt đường quốc lộ khác nhau với vận tốc chuyển động v=20 m/s, năm loại mặt đường ISO cấp A, B,C,D,E (từ đường rất tốt cho đến đường rất xấu) được chọn.



**Hình 3.3.**So sánh hiệu quả hệ thống treo phần tử khí và nhíp khi xe chuyển động trên các mặt đường khác nhau với vận tốc v=20 m/s

3.2.2. Đánh giá hiệu quả hệ thống treo với vận tốc chuyển động thay đổi

Đểđánh giá hiệu quả hệ thống treo với vận tốc chuyển động thay đổi, tám giá trị vận tốc khác nhau v=[5 7.5 10 12.5 15 17.5 20 22.5] m/s được chọn khi xe chuyển động trên các mặt đường quốc lộ ISO loại C. Hình 3.4 thể hiện sự so sánh hiệu quả hệ thống treo phần tử khí và nhíp khi xe chuyển động trên mặt đường quốc lộ ISO cấp C với các vận tốc chuyển động khác nhau. đánh giá ảnh hưởng của nó đến dao động ghế ngồi người lái và hệ số tải trong động bánh xe.



**Hình 3.4**. So sánh hiệu quả hệ thống treo phần tử khí và nhíp khi xe chuyển động trên mặt đường quốc lộ ISO cấp C với các vận tốc chuyển động khác nhau

3.3. Tối ưu thông số tối ưu cho hệ thống treo

3.3.1. Giới thiệu phương pháp tối ưu thông số thiết kế hệ thống treo

***a) Phương pháp tối ưu một hàm mục tiêu***

Tối ưu hàm mục tiêu là phương pháp tối ưu 1 hay nhiều biến thiết kể sao cho một hàm mục tiêu đạt được nhỏ nhất hoặc lớn nhất và dưới đây là mô hình toán:

Hàm mục tiêu:

(3-1)

Điều khiện ràng buộc:

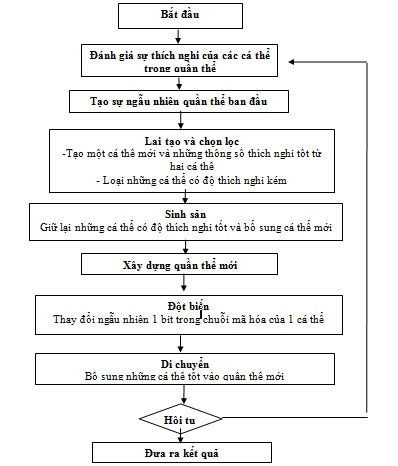
or (3-2)

trong đó: ,là giới hạn dưới và trên của điều kiện dàng buộc, *x=*{*x1,x2,...xk* }là các biến tối ưu.

***b) Phương pháp tối ưu theo thuật toán di truyền[35]***

Giải thuật di truyền (GA-Genetic Algorithm) là kỹ thuật phỏng theo quá trình thích nghi tiến hóa của các quần thể sinh học dựa trên học thuyết Darwin. GA là phương pháp tìm kiếm tối ưu ngẫu nhiên bằng cách mô phỏng theo sự tiến hóa của con người hay của sinh vật. Tư tưởng của thuật toán di truyền là mô phỏng các hiện tượng tự nhiên, là kế thừa và đấu tranh sinh tồn

Hình 3.5. thể hiện sơ đồ thuật toán di truyền và trong đó, các thành phần của thuật toán GA như sau:



***Hình 3.5.***Sơ đồ thuật toán di truyền (GA)

3.3.2. Tối ưu thông số thiết kế cho hệ thống treo khí

Các thống số thiết kế tối ưu của hệ thống treo khí ở cầu 2 và cầu 3 được tìm ra dựa vào hàm mục tiêu và điều kiện ràng buộc của biến thiết kế nhằm giảm tải trọng động tác dụng xấu lên mặt đường cũng như nâng cao độ êm dịu chuyên động của xe có ý nghĩa quan trọng đối với các nhà thiết kế. Tuy nhiên tối ưu thông số thiết kế hệ thống treo là một lĩnh vực khoa học rộng, trong khuôn khổ mục tiêu luận văn chọn thuật toán di truyền để lựa chọn các thông số tối ưu sao cho hệ số tải trọng động của bánh DLC đạt giá trị nhỏ nhất dựa vào điều kiện ràng buộc các thông số thiết kế hệ thống treo.

Hàm mục tiêu:

F=DLC→min (3-5)

Điều kiện ràng buộc:

 (3-6)

trong đó: ,là giới hạn dưới và trên của điều kiện dàng buộc, *x=*{ K2l, K2r, K3l, K3r}là các biến tối ưu.

**Kết quả tối ưu thông số hệ thống treo khí**

. Các kết quả so sánh trước và sau tối ưu tải trọng động của bánh xe cầu 3 bên trái tác dụng xuống mặt đường quốc lộ trước và sau tối ưu khi xe chuyển động lần lượt trên các mặt đường ISO loại C, loại D, và loại E với vận tốc 20m/s được thể hình 3.7, hình 3.8 và hình 3.9.



**Hình 3.6.** Tải trọng động của bánh xe cầu 3 bên trái tác dụng xuống mặt đường quốc lộ trước và sau tối ưu khi xe chuyển động trên mặt đường ISO loại B với vận tốc 20m/s



**Hình 3.7.** Tải trọng động của bánh xe cầu 3 bên trái tác dụng xuống mặt đường quốc lộ trước và sau tối ưu khi xe chuyển động trên mặt đường ISO loại C với vận tốc 20m/s



**Hình 3.8.** Tải trọng động của bánh xe cầu 3 bên trái tác dụng xuống mặt đường quốc lộ trước và sau tối ưu khi xe chuyển động trên mặt đường ISO loại D với vận tốc 20m/s



**Hình 3.9**. Tải trọng động của bánh xe cầu 3 bên trái tác dụng xuống mặt đường quốc lộ trước và sau tối ưu khi xe chuyển động trên mặt đường ISO loại E với vận tốc 20m/s

**Bảng 3.5.***Giá trị DLC trước và sau tối ưu hệ thống treo khi xe chuyển động trên các loại đường khác nhau*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| ***Điều kiện đường*** | ***ISO loại B*** | ***ISO loại C*** | ***ISO loại D*** | ***ISO loại E*** |
|  | **Giá trị DLC** | | | |
| **Trước tối ưu** | **0.2279** | **0.2638** | **0.3251** | **0.4354** |
| **Sau tối ưu** | **0.2121** | **0.2563** | **0.3013** | **0.4134** |
| **Sai lệch %** | **7.5** | **5.95** | **7.9** | **5.34** |

3.4. Kết luận

Các phương pháp tối ưu thiết kế được thể hiện trong chương này, hai hệ thống treo có bộ phận đàn hồi là lá nhíp và hệ thống treo có bộ phận đàn hồi khí nén được chọn để đánh giá hiệu quả. Phần mềm Matlab/simulink được sử dụng để mô phỏng và tính toán hệ số tải trọng động bánh xe DLC. Thuật toán di truyền GA được áp dụng để tìm thông số thiết kế hệ thống treo khí. Kết quả sau tối ưu giá trị hệ số tải trọng động DLC lần lượt giảm khi xe hoạt động điều kiện khai thác khác nhau**.**

KẾT LUẬN VÀ NHỮNG KIẾN NGHỊ

Sau một thời gian nghiên cứu, với sự nỗ lực của bản thân được sự hướng dẫn tận tình của thầy giáo **TS. Lê Văn Quỳnh** cùng với sự giúp đỡ của các thầy trong Khoa Kỹ thuật Ô tô – Máy Động lực, Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, Đại học Thái Nguyên cùng với sự động viên kích lệ của bạn bè, đồng nghiệp, em đã hoàn thành cơ bản nội dung của luận văn thạc sĩ của mình. Luận văn đã đạt được một số kết quả sau đây:

- Phân tích và chỉ ra được tính cấp thiết của để tài;

- Đưa ra chỉ tiêu đánh giá hệ số tải trọng bánh xe làm hàm chỉ tiêu đánh giá hiệu quả hệ thống treo khí.

- Xây dựng được mô hình dao động không gian tuyến tính của xe tải hạng nặng 5 cầu với 13 bậc tự do.

-Xây dựng được mô hình toán đánh giá

- Kết quả đánh hiệu quả hệ thống treo đưa ra được một số kết luận dưới đây:

(i) Giá trị hệ số tải trọng động bánh xe DLC của bánh xe bên trái cầu thứ 3 đạt được lần lượt giảm 11.65%, 12.19%, 12.74%, 13.41% và 14.21% so hệ thống treo phần tử đàn hồi lá nhíp khi xe lần lượt chuyển động trên mặt đường quốc lộ ISO cấp A, B, C, D và E với vận tốc chuyển động v=20m/s, điều đó có nghĩa là hiệu quả của hệ thống treo phần tử đàn hồi khí nén tốt hơn hệ thống treo phần tử đàn hồi khí lá nhíp trên phương diện giảm tác động xấu đến mặt đường giao thông.

(ii) Giá trị hệ số tải trọng động bánh xe DLC của bánh xe bên trái cầu thứ 3 đạt được lần lượt giảm 10.84%, 10.71%, 10.80%, 10.45, 9.91%, 12.20%, 12.74% và 15.21% so hệ thống treo phần tử đàn hồi lá nhíp khi xe lần lượt chuyển động trên mặt đường quốc lộ ISO cấp C, điều đó có nghĩa là hiệu quả của hệ thống treo phần tử đàn hồi khí nén tốt hơn hệ thống treo phần tử đàn hồi khí lá nhíp.

(iii) Giá trị hệ số tải trọng động DLC lần lượt giảm 7.5%, 5.95%, 7.9% và 5.34% khi xe lần lượt chuyển động trên mặt đường quốc lộ ISO cấp A, B, C, D và E với vận tốc chuyển động v=20m/s, điều đó chứng tỏ kết quả sau tối ưu giảm đáng kể tác động xấu đến mặt đường giao thông. Đối với trường hợp khai thác khác giá trị hệ số tải trọng động DLC cũng giảm tương tự.

Ngoài ra, kết quả nghiên cứu cung cấp một tài liệu tham khảo cho nhà thiết kế mà còn nhà quản lý giao thông nhằm giảm tác động xấu xuống mặt đường quốc lộ.

**Tuy nhiên luân văn còn một số hạn chế, hy vọng trong tương lai sẽ hoàn thiện theo các hướng sau đây:**

- Phân tích mô hình toán và tối ưu điều khiển hệ thống treo khí nén.

- Phân tích các đặc tính phi tuyến của lốp xe và hiện tượng tách bánh.

- Áp dụng thuật toán tối ưu một hay nhiều hàm mục tiêu để tối ưu các thông số hệ thống treo khí .

- Thí nghiệm thực tế để so sánh với kết quả mô phỏng.

**TÀI LIỆU THAM KHẢO**

1. Nguyễn Hữu Cẩn, Dư Quốc Thịnh( 2010), *Lý thuyết ô tô*, NXBKHKT.

2. Đào Mạnh Hùng , *Dao động ô tô – máy kéo*, Trường ĐH GTVT Hà Nội.

**3. Đức Lập (1994)*, Dao động ôtô, Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.***

4. Vũ Đức Lập (2001), *Ứng dụng máy tính trong tính toán xe quân sự* , Học viện kỹ thuật quân sự, Hà Nội.

5. Đặng Việt Hà(2010), *Nghiên cứu ảnh hưởng của một số thông số đến độ êm dịu chuyển động của ô tô khách được đóng mới ở Việt Nam, Luận án tiến sĩ kỹ thuật,*Trường ĐHGTVT Hà Nội, Hà Nội.

6. Hoàng Đức Thị (2016), *Nghiên cứu ảnh hưởng của hệ thống treo ô tô tải hạng nặng đến mặt đường quốc lộ*,Trường ĐH Kỹ thuật Công nghiêp-Đại học Thái Nguyên, Thái Nguyên.

7. Đào Mạnh Hùng(2005), *Nghiên cứu ảnh hưởng của biên dạng mặt đường đến tải trọng tác dụng lên ô tô tại quốc lộ 1A đoạn đường Hà nội- Lạng sơn*, đề tài cấp bộ, Đại học giao thông vận tải Hà nội

8.Võ Văn Hường *(2008), Bài giảng kết cấu Ô tô,* Trường ĐHBK Hà Nội.

9. Trịnh Minh Hoàng(2002), *Khảo sát dao động xe tải hai cầu dưới kích động ngẫu nhiên của mặt đường,*Luận án thạc sỹ kỹ thuật*,* Trường ĐHBK Hà Nội.

10. Lưu Văn Tuấn (1994), *Nghiên cứu dao động xe ca Ba Đình trên cơ sở đề xuất các biện pháp nâng cao độ êm dịu chuyên động*, Luận án tiến sỹ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội, Hà Nội.

11. Lê Văn Quỳnh (2006), N*ghiên cứu dao động ghế ngồi xe khách sản xuất tại Việt Nam,* Luận án thạc sĩ kỹ thuật, Trường ĐHBK Hà Nội, Hà Nội.

12. Lê Văn Quỳnh, Nguyễn Khắc Tuân, Nguyễn Văn Liêm (2012). *Research on the influence of heavy truck vibration on highway road surface*, Hội nghị cơ học toàn quốc năm, Hà Nội.

13. Le Van Quynh, Jianrun Zhang, Xiaobo Liu and Wang yuan (2011), Nonlinear dynamics model and analysis of interaction between vehicle and road surfaces for 5-axle heavy truck, [*Journal of Southeast University (Natural Science Edition)*](http://dndxxb.periodicals.net.cn/)*, Vol 27(4):452-457.*

14. Lê Văn Quỳnh, Zhang Jianrun, Wang Yuan, Sun Xiaojun, Nguyen Van Liem(2013). Influence of Heavy Truck Dynamic Parameters on Ride Comfort Using a 3D Dynamic Model*, Journal of Southeast University (Natural Science Edition), Vol.43(4), pp. 763-770.*

15. ISO 8068(1995). *Mechanical vibration-Road surface profiles-reporting of measured data*, International Organization for Standardization.

16.Sun Lijun (2010), *Structural Behavior Study for Asphalt Pavements,* China Communications Press, Beijing, China.

17. X. M. Shi and C. S. Cai (2009), Simulation of Dynamic Effects of Vehicles on Pavement Using a 3D Interaction Model, *Journal of Transportation Engineering, 2009, Vol. 135(10), pp. 736-744.*

18. Lu Yongjie, Yang Shaopu, Li Shaohua, et al(2010). Numerical and experimental investigation on stochastic dynamic load of a heavy duty vehicle.*Applied Mathematical Modeling*, Vol 34(1),pp.2698-2710.

19 Yi K, Hedrick J K (1989).Active and semi-active heavy truck suspensions to reduce pavement damage.*SAE Technical*, Vol. 43(3), pp. 397-384.

20. Guglielmino E., Sireteanu T., Stammers C.W., Ghita G. and Giudea M (2008). Semi-active Suspension Control Improved Vehicle ride and Road Friendliness*, New York: Springer Publishing Company*.

21. Lu Sun (2002). Optimum design of “road-friendly” vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces. *Applied Mathematical Modelling*, Vol 26, pp. 635–652.

22. M.J. Mahmoodabadi, A. Adljooy Safaie, A. Bagheri, N. Nariman-zadeh (2013), [A novel combination of particle swarm optimization and genetic algorithm for pareto optimal design of a five-degree of freedom vehicle vibration model](http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1568494612005121), *Applied Soft Computing*, Vol 13(5), pp 2577-2591.

23. M. N. Fox, R. L. Roebuck, and D. Cebon. *“Modelling rollinglobe air springs”*, International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2007, 14(3), pp. 254-270.

24. Bohao Li (2006), 3-D dyanamic modeling and simulation of a multi-degree of freedom 3-axle rigid, *Matster thesis, University of Wollongong*.

25.Esteban Chávez Conde, Francisco Beltrán Carbaja…*.*(2014). Generalized PI Control of Active Vehicle Suspension Systems with MATLAB.[*Vibration Analysis and Control*](http://www.intechopen.com/books/vibration-analysis-and-control-new-trends-and-developments)*.*

26. Wael Abbas, Ashraf Emam, Saeed Badran (2013). Optimal Seat and Suspension Design for a Half-Car with Driver Model Using Genetic Algorithm.*Intelligent Control and Automation. Vol.4 No.2(2013), Article ID:31745,7 pages.*

27. John E. D. EKORU, Jimoh O. PEDRO (2015). Proportional-integral-derivative control of nonlinear half-car electro-hydraulic suspension systems.*Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering), ISSN 1673-565X (Print); ISSN 1862-1775 (Online)*

28. Dodds C J, and Robson, J D(1973)The description of road surface roughness. *Journal of Sound and Vibration*, 31(2), 175–183.

29. ISO 2631-1 (1997). *Mechanical vibration and shock-Evanluation of human exposure to whole-body vibration*, Part I: General requirements, *The International Organization for Standardization.*

30.Guglielmino E., Sireteanu T., Stammers C.W., Ghita G. and Giudea M.(2008).*Semi-active Suspension Control Improved Vehicle ride and Road Friendliness.*New York: Springer Publishing Company.

31. Hohl GH. Ride comfort of off-road vehicles[C]. In: Proceedings of the 8th international conference of the ISTVS, vol.I of III, Cambridge, England, August 5-11; 1984.

32.Mitschke M(1986)． *Effect of road roughness on vehicle vibration*． IFF Report， 33( 1) : 165-198．

33. GB7031(1986): Pavement roughness made input the vehicle vibration (in Chinese).

34. Wang Jinzhao. *Research and development of multi-objective optimization system for air suspension of heavy truch*. Master thesis: Hefei University of Technology, 2009.