

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG**

BÙI QUỐC VĨNH

**NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ ĐỘ ÊM DỊU CỦA Ô
TÔ KHÁCH 29 CHỖ NGỒI SẢN XUẤT TẠI
VIỆT NAM**

**Chuyên ngành : KỸ THUẬT Ô TÔ - MÁY KÉO
Mã số : 60-52-35**

TÓM TẮT LUẬN VĂN THẠC SĨ KỸ THUẬT

Đà Nẵng - Năm 2011

**Công trình được hoàn thành tại
ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG**

Người hướng dẫn khoa học: TS. Phan Minh Đức

Phản biện 1: TS. Nguyễn Hoàng Việt

Phản biện 2: TS. Hồ Sĩ Xuân Diệu

Luận văn sẽ được bảo vệ trước Hội đồng chấm luận văn tốt nghiệp Thạc sĩ Kỹ thuật họp tại Đại học Đà Nẵng vào ngày 27 tháng 11 năm 2011.

Có thể tìm hiểu luận văn tại:

- Trung tâm Thông tin-Học liệu, Đại học Đà Nẵng
- Trung tâm học liệu, Đại học Đà Nẵng

MẪU ĐỀ TÀI

1. TÍNH CẤP THIẾT CỦA ĐỀ TÀI

Hòa cùng sự phát triển của đất nước trong nền kinh tế hội nhập, kinh tế phát triển nhu cầu về sử dụng ô tô để đi lại và vận chuyển hàng hoá ngày càng tăng đây chính là lý do làm cho thị trường ô tô nói chung tăng trưởng mạnh trong những năm qua. Bên cạnh đó, theo Nghị định số 23/2004/NĐ-CP quy định niên hạn sử dụng của ô tô tải và ô tô chở người ngày 13/1/2004 [14], nhằm đổi mới phương tiện phục vụ chuyên chở hành khách liên tỉnh và trong thành phố. Quyết định số 177/2004/QĐ-TTg về việc phê duyệt quy hoạch phát triển ngành công nghiệp ô tô Việt Nam đến năm 2010, tầm nhìn đến năm 2020 [15].

Ô tô khách tại các thành phố hiện nay có nhu cầu rất lớn đặc biệt là tại các thành phố lớn. Đến nay cả nước hiện có trên mười doanh nghiệp sản xuất và lắp ráp ô tô lớn. Ngày nay thực hiện chương trình nội địa hóa của ngành công nghiệp ô tô thì việc chế tạo các phụ kiện trong nước như: săm, lốp, ốc quy, ghế ngồi, dây điện, khung vỏ, dầm cầu... là cần thiết và cũng đã có một số công ty đã bắt tay vào sản xuất như: Xí nghiệp Tư doanh Xuân Kiên (Vinaxuki), Toyota Việt Nam và Công ty Trường Hải (Thaco) nhằm làm tăng tỷ lệ nội địa hoá sản phẩm lên 40% năm 2009, hướng đến mục tiêu phấn đấu xuất khẩu ô tô và phụ tùng đạt 5 ÷ 10% giá trị tổng sản lượng của ngành vào năm 2010 và nâng dần giá trị kim ngạch xuất khẩu trong giai đoạn tiếp theo.

Quá trình sản xuất ô tô của nước ta như vậy chắc chắn sẽ không đồng bộ trong tổng thành, trong khi cơ sở hạ tầng của nước ta có quy mô đường còn nhỏ hẹp, tỷ lệ đường đất còn rất lớn, tỷ lệ đường nhựa, bê tông xi măng hóa chưa cao, chất lượng đường còn kém... Vì thế cần phải có biện pháp kiểm tra lại chất lượng sản phẩm sau khi lắp ráp theo đúng thực tế sử dụng trong nước nhằm định hướng lâu dài cho nền công nghiệp ô tô nước ta.

Thay thế ô tô quá niên hạn bằng ô tô mới và nâng cao tỷ lệ nội địa hóa là sự cần thiết để xây dựng được nền công nghiệp sản xuất ô tô Việt Nam phát triển trong tương lai. Tuy nhiên, nếu chất lượng các loại xe thay thế này không đảm bảo, không phù hợp với điều kiện

giao thông, địa hình của Việt Nam, nó sẽ phá hoại đường bộ cũng như về tính an toàn đối với người sử dụng. Chính vì vậy, học viên chọn đề tài “*Nghiên cứu đánh giá độ êm dịu của ô tô khách 29 chỗ ngồi sản xuất tại Việt Nam*” làm đề tài nghiên cứu mong muốn có thể đóng góp một phần nhỏ bé để hoàn thiện hơn của chủng loại ô tô này.

2. MỤC ĐÍCH NGHIÊN CỨU.

Mục đích nghiên cứu của đề tài là phân tích và đánh giá mức độ êm dịu của ô tô khách 29 chỗ ngồi lắp ráp sản xuất trong nước. Đề ra những giải pháp hợp lý để nâng cao độ êm dịu trên các dòng xe khách nói chung được sản xuất bởi các doanh nghiệp trong nước.

3. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHẠM VI NGHIÊN CỨU.

Trong phạm vi giới hạn về thời gian, nguồn lực và yêu cầu của luận văn Thạc sỹ, đề tài nghiên cứu như sau:

- Đối tượng nghiên cứu

Nghiên cứu hệ thống treo trên ô tô khách sản xuất ở Việt Nam.

- Phạm vi nghiên cứu

Chỉ giới hạn ở ô tô khách 29 chỗ ngồi Hyundai County do công ty Trường Hải sản xuất.

4. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Luận văn sử dụng các phương pháp nghiên cứu lý thuyết. Các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu của ô tô được xác định bằng chương trình máy tính. Những số liệu cần thiết để tính toán được đo đạc và tính từ thực tế như:

- Các thông số cần đo đạc và tính toán của ô tô là:

- + Khối lượng treo và không được treo.
- + Độ cứng của nhíp và của lốp xe.
- + Hệ số cản giảm chấn.

- Các thông số cần đo đạc của đường:

Được lấy từ thực tế loại đường bê tông nhựa ở Việt Nam, điển hình trên tuyến đường Quốc lộ 1A đoạn Hà Nội - Lạng Sơn.

5. Ý NGHĨA KHOA HỌC CỦA ĐỀ TÀI

- Đánh giá được độ êm dịu của ô tô khách 29 chỗ ngồi Hyundai County, nêu ra các nhân tố ảnh hưởng đến tính êm dịu của ô tô.

- Góp phần hoàn thiện công tác thiết kế và sản xuất ô tô khách nói chung ở Việt Nam.

- Làm tài liệu tham khảo cho việc giảng dạy để phục vụ các sinh viên chuyên ngành ô tô.

6. CẤU TRÚC CỦA LUẬN VĂN

Luận văn gồm các phần như sau:

Mở đầu

Chương 1: Tổng quan

Giới thiệu về tình hình sản xuất ô tô của Việt Nam trong những năm gần đây. Sơ lược về các hướng nghiên cứu dao động trên ô tô.

Chương 2: Mô hình dao động và phương trình toán học hệ dao động ô tô

Chương này giới thiệu các mô hình nghiên cứu dao động trên ô tô và đưa ra cách lập hệ phương trình dao động của ô tô.

Chương 3: Xây dựng chương trình tính toán dao động ô tô

Chọn ngôn ngữ lập trình và cách xây dựng chương trình để giải bài toán dao động. Đưa ra kết quả tính toán như: Gia tốc của chuyển dịch thân xe trong mặt phẳng dọc và ngang, đặc tính biên độ tần số của các cầu xe.

Chương 4: Đánh giá kết quả và giải pháp nâng cao độ êm dịu

Đánh giá kết quả êm dịu của ô tô Hyundai County và đưa ra các biện pháp tăng tính êm dịu của ô tô này.

Kết luận và hướng phát triển của đề tài.

Chương 1. TỔNG QUAN

1.1. Tình hình sản xuất ô tô khách ở Việt Nam

Hiện nay, nền công nghiệp ô tô Việt Nam cơ bản gồm có ba thành phần:

- Các công ty liên doanh ô tô.
- Các doanh nghiệp sản xuất, lắp ráp ô tô phát triển trên cơ sở các công ty cơ khí quốc doanh.
- Các doanh nghiệp tư nhân.

Tùy theo mức độ phức tạp vận hành chuyên môn hóa mà ngành công nghiệp lắp ráp ô tô tồn tại những hình thức sau:

❖ Phương thức lắp ráp dạng CBU:

❖ Phương thức lắp ráp dạng SKD:

❖ Phương thức lắp ráp dạng CKD.

- Dạng CKD1:

- Dạng CKD2:

❖ Phương pháp lắp ráp dạng IDK:

- Dạng IKD1

- Dạng IKD2

- Dạng IKD3

1.2. Các hướng nghiên cứu dao động trên ô tô

1.2.1. Các hướng nghiên cứu trong nước

Ngành công nghiệp ô tô Việt Nam đang trong quá trình hình thành và phát triển dần trở thành ngành công nghiệp mũi nhọn hàng đầu của đất nước. Từ những thực tế đó, cũng đã có một số đề tài thuộc chuyên ngành ô tô đề cập đến vấn đề dao động của ô tô như: Luận án tiến sỹ của tác giả Lưu Văn Tuấn đã đề ra mục tiêu nâng cao độ êm dịu cho xe khách Ba Đình đóng trên cơ sở IFA, trong luận án này tác giả đã chú ý mô tả thuộc tính đàn hồi giữa khung và vỏ là kết cấu đặc trưng của xe ca: xe ca có kết cấu khung - vỏ chịu lực. Luận án tiến sỹ của tác giả Võ Văn Hường “*Nghiên cứu hoàn thiện mô hình khảo sát dao động ô tô tải nhiều cầu*”. Tác giả đã nghiên cứu sâu về lập mô hình dao động không gian cho xe tải có yếu tố dao động ngang, khung xoắn chịu lực, thanh ổn định, có hệ thống treo có đặc tính phi tuyến, hàm kích động riêng rẽ và tổng hợp. Báo cáo của tác giả Đào Mạnh Hùng [5] đã xây dựng đã xây dựng mô hình xác định lực động và biên dạng mặt đường đèn tải trọng tác dụng lên ô tô tị quốc lộ 1A đoạn Hà Nội - Lạng Sơn.

1.2.2. Nghiên cứu về dao động của ô tô trên thế giới

Lần đầu tiên vào năm 1970 Mitschke đã tập trung vào tác phẩm nổi tiếng "Dynamik der Kraftfahrzeuge" tập hợp tất cả các công trình nghiên cứu trước đó, bao gồm 200 trích dẫn. Nội dung chính là nghiên cứu dao động xe con với mô hình là 1/4 xe. Sau đó, tác giả đề

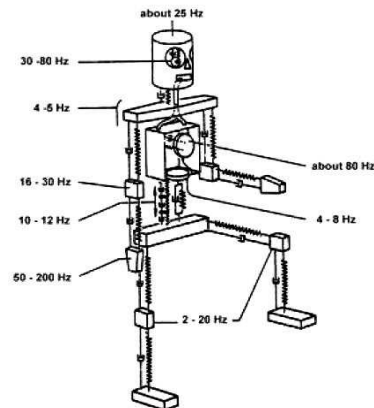
cập chỉ tiêu đánh giá dao động ô tô, cách tiếp cận mang tính cổ điển. Những năm sau này, 1980, Werner Schiehlen trình bày phương pháp hệ nhiều vật. Ngoài ra, máy tính cũng phát triển và các thuộc tính của cụm như hệ treo, bánh xe cũng được nghiên cứu sâu hơn tuy nhiên các nghiên cứu đó vẫn tập trung chủ yếu vào xe con. Ngày nay trên thế giới các nghiên cứu về dao động của ô tô đã đi nghiên cứu sâu rộng hơn đó là tập trung nghiên cứu dao động ô tô trong tổng thể hệ thống “Đường – Xe - Người”: Lúcio F.S. Patrício và các đồng nghiệp (2006) đã nghiên cứu mô hình dao động không gian và Anil Shirahatt (2008) nghiên cứu dao động không gian có xét ảnh hưởng đến ghế ngồi. G. Genta và L. Morello [22] đã nghiên cứu về các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu và các thông số ảnh hưởng đến độ êm dịu thông qua đặc tính tần số biên độ.

1.3. Dao động ô tô và sự ảnh hưởng đến con người

1.3.1. Cơ chế tác động của dao động lên cơ thể con người

Ô tô và các phương tiện vận tải nói chung khi hoạt động sẽ sinh ra các dao động, các dao động này tác động trực tiếp lên con người ngồi trên nó. Những dao động này dưới dạng sóng cơ học được truyền trực tiếp lên con người làm cho cả cơ thể hoặc từng bộ phận của cơ thể dao động theo.

Các thí nghiệm đã chứng tỏ con người có thể xem như một hệ thống cơ học đàn hồi có tần số dao động riêng từ 3÷30Hz và có khả năng hấp thụ những dao động có tần số đến 8000Hz [20]. Khi chịu lực kích thích các bộ phận của cơ thể người sẽ thực hiện các chuyển động tương đối với nhau. Khi ngồi trên ô tô, phần móng trực tiếp tiếp xúc với ghế ngồi, các phần còn lại của cơ thể (tay, chân, lưng, bụng, ngực, cổ, đầu...) nối với móng bằng các bộ phận như cơ, gân, dây chằng, ...



Hình 1.1- Tần số dao động riêng của các bộ phận trên cơ

1.3.2. Ảnh hưởng của dao động đối với cơ thể con người

Dao động mặc dù có cường độ trung bình, nhưng thời gian dài kéo dài cũng ảnh hưởng nghiêm trọng đến cơ thể nếu tần số dao động không phù hợp. Nhiều thí nghiệm đã cho thấy dao động với tần số từ 3÷5Hz sẽ gây ra các phản ứng ở cơ quan tiền đình, những rối loạn liên quan đến sự lưu thông máu, gây choáng. Dao động từ 3÷5Hz đến 11Hz gây rối loạn ở đường tai trong, ảnh hưởng đến dạ dày, gan, ruột. Dao động với tần số 11÷45Hz làm giảm thị lực, gây buồn nôn.

1.3.3. Những ảnh hưởng về sự tiện nghi

Người ta đã thiết lập được mối quan hệ giữa tính tiện nghi và biên độ dao động: biên độ tăng sẽ tăng sự khó chịu theo tỷ thuận. Tần số dao động ảnh hưởng trực tiếp đến mức độ tiện nghi, ở tần số 1÷2Hz, là tần số đi bộ, con người không cảm thấy khó chịu. Khi tăng tần số lên một ít, do ảnh hưởng của cộng hưởng có thể làm tăng nhanh sự khó chịu.

1.3.4. Những bệnh do dao động “say sóng”

Sự dao động ở những tần số khoảng 0,1Hz hoặc thấp hơn, thường thấy trong giao thông vận tải có thể gây ra chứng say sóng (kinetosis). Nó dẫn đến sự buồn nôn, sự choáng váng, nôn ra và có thể ảnh hưởng đến khả năng điều khiển an toàn của người lái. Ảnh hưởng này lớn nhất ở vùng tần số 0,125 ÷ 0,25Hz, giảm dần khi tăng tần số và ít khi xuất hiện say sóng ở tần số trên 0,5Hz.

1.4. Các chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động

1.4.1. Chỉ tiêu về tần số dao động

Tần số dao động là chỉ tiêu đầu tiên để đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô. Giá trị cho phép tần số dao động được xác định theo tần số dao động của người đi bộ.

Đối với xe khách:

$$f = 1 \div 1,5 \text{ Hz} \quad (n = 60 \div 90 \text{ lần/phút}) \quad (1.1)$$

1.4.2. Chỉ tiêu về gia tốc và vận tốc dao động

1.4.3. Chỉ tiêu về công suất dao động

1.4.4. Chỉ tiêu về công suất dao động

1.4.5. Chỉ tiêu về độ bám của bánh xe và mặt đường

1.4.6. Chỉ tiêu về gia tốc dao động

Xác định dựa trên cơ sở trị số của bình phương trung bình của gia tốc theo phương X, Y, Z được tính:

$$\ddot{Z}_c < 2,5(m.s^{-2}); \ddot{Y}_c < 0,7(m.s^{-2}); \ddot{X}_c < 1,0(m.s^{-2}) \quad (1.8)$$

Số liệu trên dùng để đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô vì nó dựa trên số liệu thống kê.

1.4.7. Chỉ tiêu về trị số hiệu quả của gia tốc (bình phương trung bình của gia tốc dao động $a_{r.m.s}$).

- Trị số hiệu quả được đánh giá như sau:

$$\ddot{Z}_{hq} = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \ddot{Z}^2(t).dt} \quad (1.10)$$

Nếu là dao động điều hòa thì \ddot{Z}_{hq} được xác định như sau:

$$\ddot{Z}_{hq} = \frac{\ddot{Z}_{max}}{\sqrt{2}} \approx 0.707 \cdot \ddot{Z}_{max} \quad (1.11)$$

Với \ddot{Z}_{max} là biên độ của gia tốc dao động.

Nếu gia tốc dao động có dáng điệu bất kỳ (hình 1.2)

$$\ddot{Z}_{hq} = \frac{\text{Diện tích gạch trên đồ thị}}{T} \quad (1.12)$$

Với T là tổng thời gian dao động.

Kết luận: Sau khi tìm hiểu các quan điểm khác nhau khi đánh giá về dao động, Luận văn sử dụng chỉ tiêu để đánh giá dao động trên ô tô khách đang khảo sát là dựa trên trị số của gia tốc dao động (1.8) và trị số hiệu quả của gia tốc (bình phương trung bình của gia tốc dao động $a_{r.m.s}$) (1.11), (1.12).

Chương 2. MÔ HÌNH DAO ĐỘNG VÀ PHƯƠNG TRÌNH TOÁN HỌC HỆ DAO ĐỘNG Ô TÔ

2.1. Các thông số tương đương của hệ dao động

Kết cấu hệ dao động ô tô gồm bốn phần chính:

2.1.1. Phần được treo

2.1.2. Phần không được treo

2.1.3. Hệ thống treo

2.1.3.1. Khối lượng được treo M

2.1.3.2. Khối lượng không được treo m

2.2. Các mô hình dao động của ô tô 2 cầu

2.2.1. Mô hình dao động 1/4 xe

2.2.2. Mô hình phẳng dao động dọc của ô tô

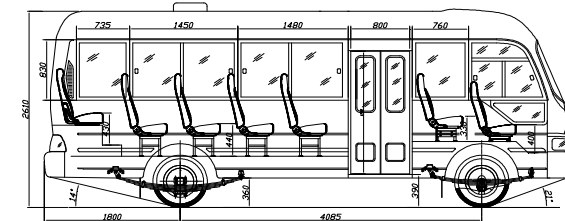
2.2.3. Mô hình phẳng dao động ngang của ô tô

2.2.4. Mô hình dao động không gian của ô tô

2.2.5. Mô hình không gian kể đến ảnh hưởng của ghế ngồi

2.3. Các thông số của ô tô khảo sát

2.3.1. Bố trí chung và thông số kỹ thuật của ô tô Hyundai County



Hình 2.4- Ô tô Hyundai County theo thiết kế

2.3.2. Cấu tạo của nhíp

2.3.3. Đặc tính của treo - giảm chấn

2.3.4. Các thông số tính toán

2.3.4.1. Độ cứng của nhíp và độ cản giảm chấn ở cầu trước

a. Độ cứng của nhíp:

- Tính độ cứng của nhíp theo [2] công thức sau:

$$C_n = \frac{6.E.\alpha}{\sum_{k=1}^n a_{k+1} (Y_k - Y_{k+1})} \quad (2.1)$$

Số lượng lá nhíp: 6; bề rộng lá nhíp: b = 70mm; bề dày: h = 10mm; chiều dài các lá nhíp: 1200; 1200; 1020; 600; 300; 100mm.

Theo (2.1) độ cứng của nhíp trước khi tính $C_{2t} = 158796$ (N/m);
 Độ cản giảm chấn $K_{2t} = 3323$ (N.s/m).

2.3.4.2. Độ cứng của nhíp và độ cản giảm chấn ở cầu sau

Số lượng lá nhíp: 7; bề rộng lá nhíp: $b = 70\text{mm}$; bề dày:
 $h_{tb} = 10\text{mm}$; chiều dài các lá nhíp: 1350; 1350; 1140; 980; 740; 540;
 350 mm

Theo (2.1) độ cứng của nhíp sau khi tính $C_{2s} = 1274$ (N/cm) =
 127460 (N/m); Độ cản giảm chấn $K_{2s} = 2667$ (N.s/m).

2.3.4.3. Độ võng tĩnh và động

- Ở cầu trước có: $m_{2t} = 2215\text{Kg}$; $C_{2t} = 1304(\text{N/cm}) \rightarrow f_{tt} = 8,5\text{cm}$
- Ở cầu sau có: $m_{2s} = 3580\text{Kg}$; $C_{2s} = 1233(\text{N/cm}) \rightarrow f_{ts} = 14,5\text{ cm}$
- Độ võng động:
 - + Ở cầu trước $f_d = 0,75.f_{tt} = 6,4\text{cm}$
 - + Ở cầu sau $f_d = 0,75.f_{ts} = 10,67\text{cm}$

2.3.4.4. Độ cứng của lớp xe

$$C1t = \text{Pressure} * F + 3,45 \text{ (kG/mm)} \tag{2.5}$$

Pressure: Là áp suất trong của lớp (N/m²)

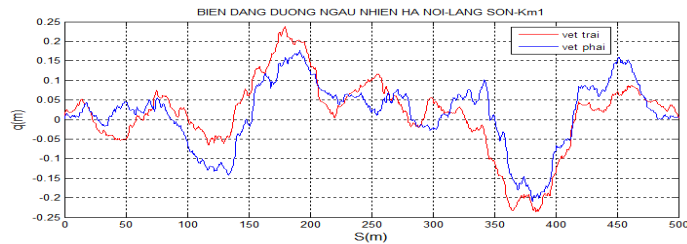
- F được xác định như sau:

$$F = 0,00028 * \sqrt{(1,03 - 0,004 * AR) * S_N * (\frac{S_N * AR}{50} + D_R)} \tag{2.6}$$

$$C1t = 59.0709(\text{kG/mm}) = 590709 \text{ (N/m)}$$

$$C1s = 2 * C1t = 2 * 590709 = 1181419(\text{N/m})$$

2.4. Thông số của mặt đường



Hình 2.12- Mấp mô biên dạng đường quốc lộ 1A Hà Nội – Lạng Sơn của Km1

2.4.1. Mấp mô mặt đường có dạng hàm điều hòa

2.4.2. Mấp mô mặt đường có dạng bất kỳ

2.4.3. Phương pháp đo ghi biên dạng mặt đường

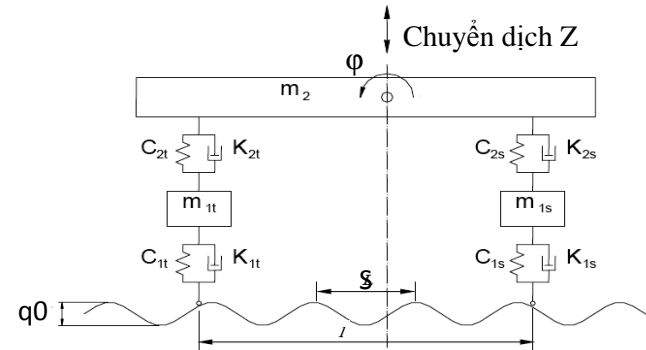
2.5. Phương trình vi phân của hệ dao động trong mô hình phẳng

2.5.1. Hàm kích thích từ mặt đường

2.5.1.1. Dạng hàm ngẫu nhiên

2.5.1.2. Dạng hàm điều hòa dạng hình sin

2.5.2. Mô hình phẳng dao động 1/2 xe theo phương dọc (0X)

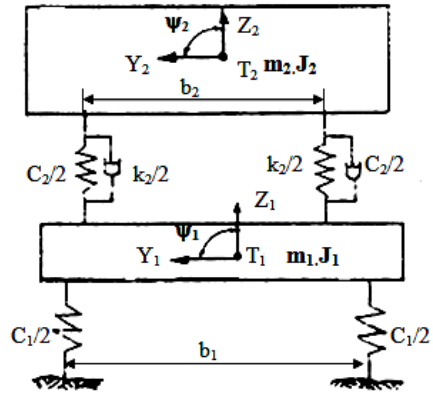


Hình 2.15- Mô hình tính toán dao động xe Hyundai County

Theo [7] ta dùng phương trình Lagrăng loại II để thiết lập hệ phương trình dao động theo phương dọc thân xe.

$$\begin{cases} m_2 \ddot{Z} + (K_{2t} + K_{2s}) \ddot{Z} - (K_{2t} a + K_{2s} b) \ddot{\phi} - K_{2t} \dot{Z}_{1t} - K_{2s} \dot{Z}_{1s} + (C_{2t} + C_{2s}) \dot{Z} - \\ - (C_{2t} a - C_{2s} b) \dot{\phi} - C_{2t} Z_{1t} - C_{2s} Z_{1s} = 0 \\ J_y \ddot{\phi} - (K_{2t} a - K_{2s} b) \dot{Z} + (K_{2t} a^2 + K_{2s} b^2) \ddot{\phi} + a K_{2t} \dot{Z}_{1t} - b K_{2s} \dot{Z}_{1s} + (C_{2t} b - C_{2s} a) \dot{Z} + \\ + (C_{2t} a^2 + C_{2s} b^2) \dot{\phi} + a C_{2t} Z_{1t} - b C_{2s} Z_{1s} = 0 \\ m_{1t} \ddot{Z}_{1t} - K_{2t} \dot{Z} + a K_{2t} \dot{\phi} + (K_{1t} + K_{2t}) \ddot{Z}_{1t} - C_{2t} \dot{Z} + a C_{2t} \dot{\phi} + (C_{1t} + C_{2t}) Z_{1t} = \\ = C_{1t} \dot{q}_1 + K_{1t} q_1 \\ m_{1s} \ddot{Z}_{1s} - K_{2s} \dot{Z} - b K_{2s} \dot{\phi} + (K_{1s} + K_{2s}) \ddot{Z}_{1s} - C_{2s} \dot{Z} - b C_{2s} \dot{\phi} + (C_{1s} + C_{2s}) Z_{1s} = \\ = C_{1s} \dot{q}_2 + K_{1s} q_2 \end{cases} \tag{2.17}$$

2.5.3. Mô hình phẳng dao động 1/2 xe theo phương ngang (0Y)-
 Hình 2.16.



Hình 1.15- Mô hình dao động ngang của xe Hyundai County

Theo [7] ta dùng phương trình Lagrăng loại II để thiết lập hệ phương trình dao động theo phương ngang ta có được hệ phương trình sau :

$$\begin{cases} m_2 \ddot{Z}_2 + K_2 \dot{Z}_2 - K_2 \dot{Z}_1 + C_2 \dot{Z}_2 - Z_1 C_2 = 0 \\ J_{x2} \ddot{\psi}_2 + K_{2\psi} \dot{\psi}_2 - K_{2\psi} \dot{\psi}_1 + C_{2\psi} \dot{\psi}_2 - C_{2\psi} \dot{\psi}_1 = 0 \\ m_1 \ddot{Z}_1 - K_2 \dot{Z}_2 + K_2 \dot{Z}_1 - C_2 \dot{Z}_2 + Z_1 C_2 + Z_1 C_1 = q_z \cdot C_1 \\ J_{x1} \ddot{\psi}_1 - K_{2\psi} \dot{\psi}_2 + K_{2\psi} \dot{\psi}_1 - C_{2\psi} \dot{\psi}_2 + C_{2\psi} \dot{\psi}_1 + C_{1\psi} \dot{\psi}_1 = C_{1\psi} \cdot q_{\psi} \end{cases} \quad (2.23)$$

2.5.4. Hệ phương trình dao động ngang của cầu xe

$$\begin{cases} m_1 \ddot{Z}_1 + K_2 \dot{Z}_2 + K_2 \dot{Z}_1 + (C_2 + C_1) \dot{Z}_1 = q_z \cdot C_1 \\ J_{x1} \ddot{\psi}_1 + K_{2\psi} \dot{\psi}_1 + (C_{2\psi} + C_{1\psi}) \dot{\psi}_1 = C_{1\psi} \cdot q_{\psi} \end{cases} \quad (2.31)$$

Chương 3. XÂY DỰNG CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG Ô TÔ

3.1. Ngôn ngữ lập trình và nội dung chương trình

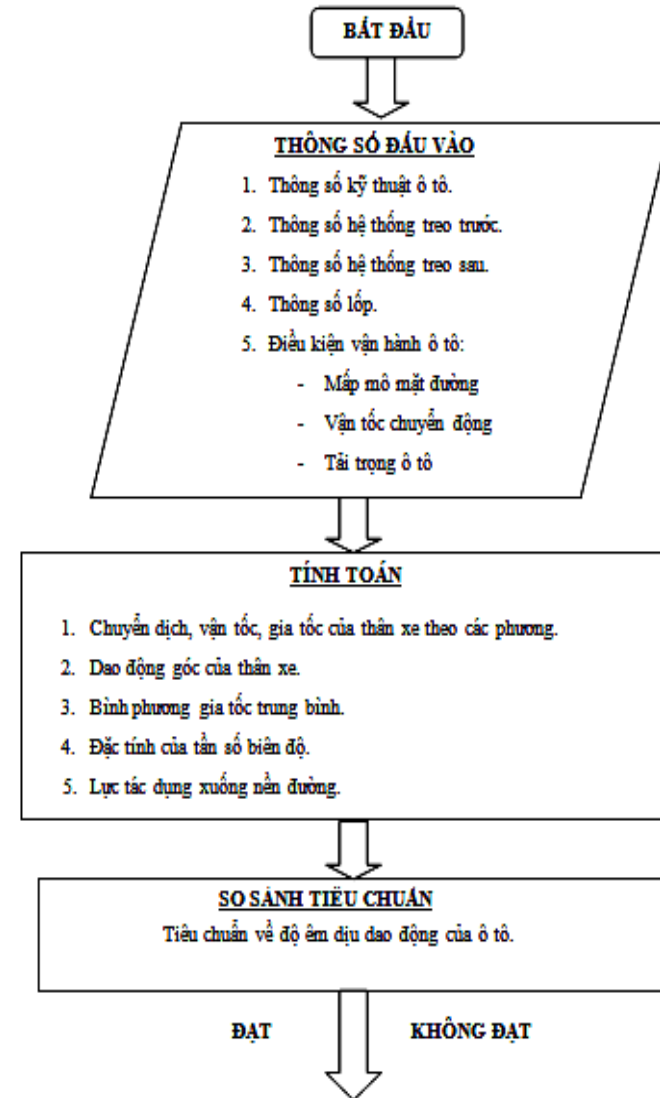
3.1.1. Ngôn ngữ lập trình

3.1.2. Phương pháp giải bài toán dao động

Hệ phương trình vi phân mô tả các hệ dao động nhiều bậc tự do là một hệ phương trình vi phân có bậc cao, khi tiến hành giải bằng

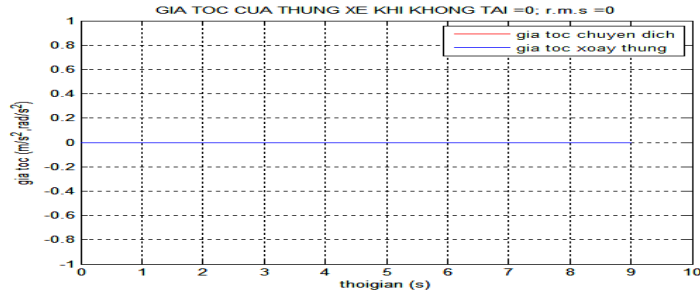
phương pháp số tác giả vận dụng phương pháp tích phân trực tiếp để giải từ các ma trận đã xây dựng

3.1.3. Thuật toán



3.1.4. Tính đúng đắn của chương trình

3.1.4.1. Đối với chương trình dao động theo phương dọc



Hình 3.1- Gia tốc chuyển dịch dọc thân xe khi $q_0=0$

3.1.4.2. Đối với chương trình dao động theo phương ngang

3.2. Tính toán dao động ô tô với kết cấu nguyên thủy

3.2.1. Thông số tính toán

Bảng 3.1- Thông số tính toán xe Hyundai County

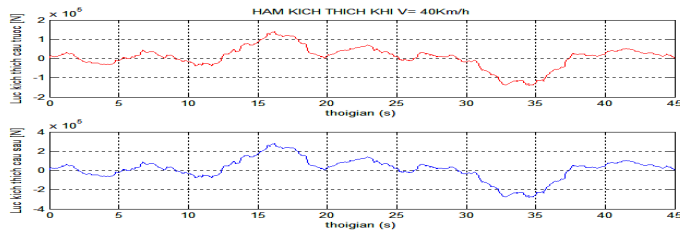
BẢNG THÔNG SỐ TÍNH TOÁN			
Thông số	Đơn vị	Cầu trước	Cầu sau
Thông số về trọng lượng			
Trọng lượng toàn bộ thiết kế M_1	KG	6670	
		2570	4100
Trọng lượng toàn bộ của khối lượng treo (m_2)	KG	5795	
		2215	3580
Trọng lượng bản thân M_2	KG	4230	
		2130	2100
Trọng lượng phần không treo (m_1)	KG	875	
		355	520

Trọng lượng treo khi không tải (m_{2k})	KG	3355	
		1775	1580
Hệ thống treo và lốp			
Khoảng cách tâm hai mô nhíp	mm	1220	1350
Số lá nhíp	lá	6	7
Chiều rộng các lá nhíp	mm	70	70
Chiều dày trung bình các lá nhíp	mm	10	10
Độ cứng của nhíp	N/m	158796	127460
Độ cứng của lốp	N/m	590709	1181419
Độ cân của giảm chấn	N.s/m	2667	3323
Mô men quán tính $J_{X1} = 0,2.m_1.b_1^2$	KG.m ²	218	233
Mô men quán tính $J_{X2} = 0,2.m_{2k}.b_2^2$ khi không tải	KG.m ²	170	265
Mô men quán tính $J_{X2} = 0,2.m_2.b_2^2$ khi toàn tải	KG.m ²	320	600
Mô men quán tính $J_Y = 0,2.m_{2k}.L^2$ khi không tải	KG.m ²	13767	
Mô men quán tính $J_Y = 0,2.m_2.L^2$ khi có tải	KG.m ²	27645	
Khoảng cánh giữa hai bánh b_1	m	1,705	1,495
Khoảng cách giữa hai nhíp b_2	m	0,850	0,895
Khoảng cách từ trọng tâm tới cầu trước a	m	2,0	
Khoảng cách từ trọng tâm đến cầu sau b	mm	2,058	
Chiều dài cơ sở L	mm	4085	

3.2.2. Tính toán với hàm kích thích dạng ngẫu nhiên

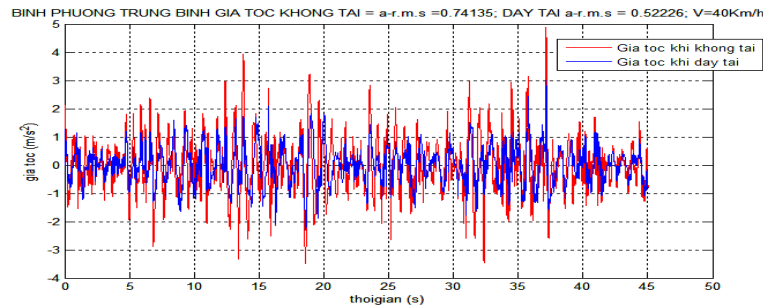
3.2.2.1. Tính toán dao động dọc khi vận tốc $V=40$ Km/h, không tải

a. Hàm kích thích lên các cầu:



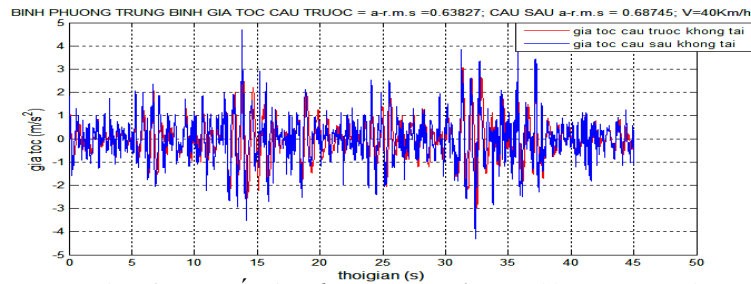
Hình 3.4- Hàm kích thích lên các cầu khi V=40Km/h

b. Gia tốc và trọng số gia tốc:



Hình 3.5- Gia tốc dao động dọc của ô tô khi đi với V=40 Km/h

3.2.2.2. Tính toán dao động ngang khi vận tốc V=40 Km/h



Hình 3.6 - Gia tốc dao động ngang của ô tô khi V=40 Km/h - không tải

3.2.2.3. Tính toán dao động dọc khi vận tốc V=60 Km/h

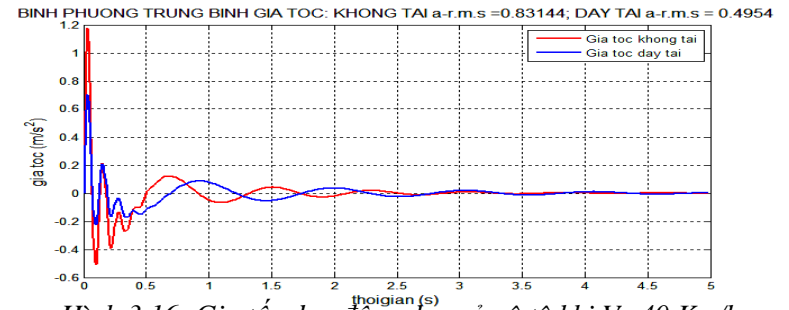
3.2.2.4. Tính toán dao động ngang khi vận tốc V=60 Km/h

3.2.2.5. Tính toán dao động dọc khi vận tốc V=80 Km/h

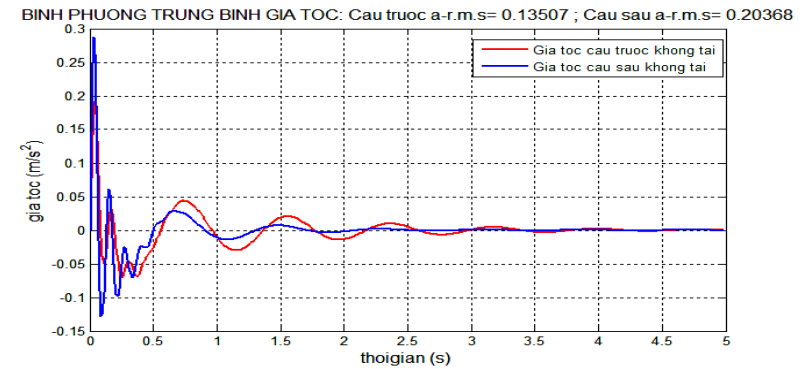
3.2.2.6. Tính toán dao động ngang khi vận tốc V=80 Km/h

3.2.3. Tính toán hàm kích thích dạng điều hòa

3.2.3.1. Tính toán dao động khi vận tốc V=40 Km/h



Hình 3.16- Gia tốc dao động dọc của ô tô khi V=40 Km/h



Hình 3.17 - Gia tốc dao động ngang của ô tô khi V=40 Km/h - không tải

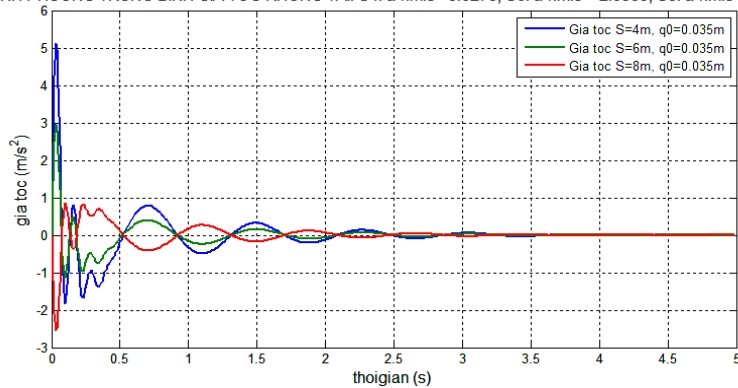
3.2.3.2. Tính toán dao động khi vận tốc V=60 Km/h

3.2.3.3. Tính toán dao động khi vận tốc V=80 Km/h

3.2.3.4. Tính toán dao động khi thay đổi các thông số của mặt đường

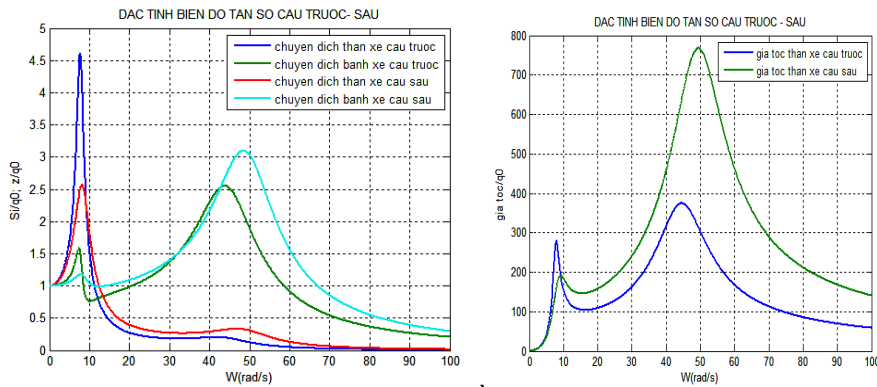
a. Gia tốc và bình phương trung bình gia tốc theo phương dọc, q0=0,035m:

BÌNH PHƯƠNG TRUNG BÌNH GIA TỐC KHÔNG TẢI: S4: a-r.m.s = 3.6275; S6: a-r.m.s = 2.0939; S8: a-r.m.s = 1.7884



Hình 3.25 - Gia tốc dao động dọc của ô tô khi V=80Km/h. không tải - q0=0.035m.

3.2.3.5. Đặc tính biên độ tần số



Hình 3.30 - Đặc tính biên độ tần số chuyển dịch bánh, thân xe và gia tốc thân xe của cầu trước và sau - không tải.

3.2.4. Kết quả tính toán dao động của ô tô Hyundai Count

Bảng 3.2- Kết quả tính toán với hàm kích thích dạng ngẫu nhiên

Vận tốc thử (Km/h)	BÌNH PHƯƠNG TRUNG BÌNH CỦA GIA TỐC DỌC (m/s ²)		BÌNH PHƯƠNG TRUNG BÌNH CỦA GIA TỐC NGANG (m/s ²)			
	Không tải	100% tải	Không tải		100% tải	
			Cầu trước	Cầu sau	Cầu trước	Cầu sau
40	0,741	0,522	0,638	0,687	0,580	0,190
60	1,072	0,830	0,890	0,947	0,911	0,306
80	1,580	1,024	1,206	1,310	1,161	0,373

Bảng 3.3- Kết quả tính toán với hàm kích thích dạng điều hòa

Vận tốc thử (Km/h)	BÌNH PHƯƠNG TRUNG BÌNH CỦA GIA TỐC DỌC (m/s ²)		BÌNH PHƯƠNG TRUNG BÌNH CỦA GIA TỐC NGANG (m/s ²)			
	Không tải	100% tải	Không tải		100% tải	
			Cầu trước	Cầu sau	Cầu trước	Cầu sau
40	0,831	0,495	0,135	0,203	0,109	0,104
60	0,974	0,579	0,297	0,448	0,241	0,229
80	1,196	0,711	0,511	0,771	0,415	0,395

Bảng 3.4- Kết quả tính toán khi thay đổi thông số mặt đường - V=80Km/h, theo phương dọc.

Bước sóng S (m)	BÌNH PHƯƠNG TRUNG BÌNH CỦA GIA TỐC (m/s ²)			
	Khi không tải		Khi 100% tải	
	Chiều cao mấp mô q0 (m)		Chiều cao mấp mô q0 (m)	
	0,035	0,045	0,035	0,045
S=4	3,627	4,663	2,153	2,768
S=6	2,094	2,692	1,244	1,600
S=8	1,788	2,300	1,060	1,363

Bảng 3.5- Kết quả tính toán khi thay đổi thông số mặt đường - $V=80\text{Km/h}$, theo phương ngang

Bước sóng S(m)	BÌNH PHƯƠNG TRUNG BÌNH CỦA GIA TỐC (m/s^2)	
	Khi 100% tải với $q_L = 0,025\text{m}$; $q_P = 0,035\text{m}$	
	Cầu trước	Cầu sau
S=4m	0,85	0,810
S=8m	0,241	0,270

Chương 4. ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ VÀ GIẢI PHÁP NÂNG CAO ĐỘ ỀM DỊU

4.1. Đánh giá kết quả

Theo kết quả tính toán dao động của ô tô Hyundai County khi thử trên đoạn đường có mức mô đo đạt thực tế [5] và mặt đường có dạng điều hòa ($S = 6\text{m}$, $q_0 = 0,02\text{m}$, $q_L=0,03\text{m}$, $q_P=0,02\text{m}$) với các chế độ không tải, đầy tải và tốc độ $V= 40; 60; 80\text{Km/h}$, so với chỉ tiêu $a_{r.m.s} = \ddot{Z}_c < 2,5(\text{m.s}^{-2})$; $a_{r.m.s} = \ddot{Y}_c < 0,7(\text{m.s}^{-2})$ ta thấy:

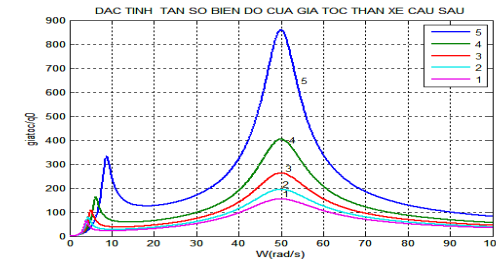
Ô tô Hyundai County đảm bảo tính êm dịu khi chạy trên đường tham khảo khi xét theo phương dọc thân xe (OZ). Xét theo phương ngang thân xe (OY) kết quả cho thấy xe không đảm bảo tính êm dịu khi đi với vận tốc cao $V \geq 80\text{Km/h}$ và nhất là khi mức mô biên dạng đường có bước sóng ngắn: $S \leq 4\text{m}$, $q_0 \geq 0,045\text{m}$.

4.2. Giải pháp nâng cao độ êm dịu

4.2.1. Các thông số ảnh hưởng đến độ êm dịu

4.2.2. Sự thay đổi về trọng tâm

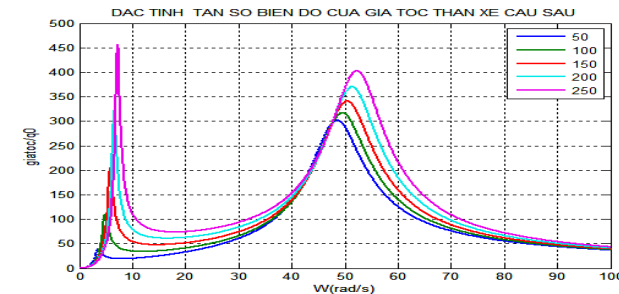
Trên hình 4.3 các đường từ 1÷5 tương ứng với các giá trị khác nhau của khối lượng treo (m_2s) khi cho các giá trị của $\epsilon_y = 5; 4; 3; 2; 1$. Từ các đặc tính ta thấy khi giảm khối lượng treo, vùng cộng hưởng tần số thấp chuyển về phía giá trị lớn hơn, đồng thời giá trị cực đại của chuyển dịch và khoảng tần số cộng hưởng tăng lên.



Hình 4.3- Đặc tính tần số biên độ của gia tốc thân xe ứng với các giá trị treo khác nhau.

4.2.3. Độ cứng nhíp trước và nhíp sau

Giả sử khi xét đặc tính biên độ được xây dựng với các giá trị độ cứng khác nhau của nhíp là: 50; 100; 150; 200; 250 kN/m, khi xe 100% tải chạy ở 60Km/h. Từ các đường ở hình 4.5 thể hiện khi giảm độ cứng của nhíp sẽ cải thiện được độ êm dịu cho xe, trước hết là giảm được biên độ chuyển dịch thân xe ở vùng cộng hưởng tần số thấp, vùng cộng hưởng sẽ chuyển về phía tần số thấp hơn (hình 4.6). Do vậy mà hiện tượng cộng hưởng chỉ xảy ra ở đường có mức mô lớn.



Hình 4.6 - Đặc tính tần số biên độ khi độ cứng của nhíp khác nhau

4.2.4. Thay đổi độ cứng lớp trước và lớp sau

4.2.5. Ảnh hưởng của độ cản giảm chấn

4.3. Tính kiểm tra lại độ êm dịu khi thay đổi thông số kết cấu của ô tô.

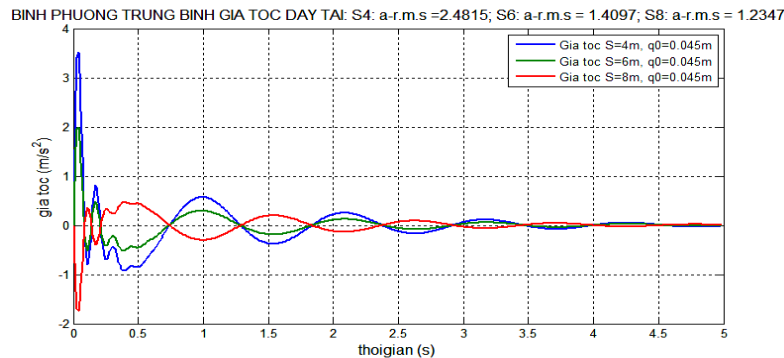
4.3.1. Tính chọn lại các thông số của hệ thống treo

Trên cơ sở đã phân tích ta có thể chọn lại các thông số kết cấu của hệ thống treo như sau:

- Hệ số dập tắt dao động: $\psi_0 = 0,25 \rightarrow K_{2t} = 2294 \text{Ns/m}$;
 $K_{2s} = 3508 \text{Ns/m}$
- Độ cứng của lớp: $C_{1t} = 480000 \text{N/m}$
 $C_{2s} = 2 * C_{2t} = 960000 \text{N/m}$
- Độ cứng của nhíp: $C_{2t} = 120000 \text{N/m}$
 $C_{2s} = C_{2t} = 110000 \text{N/m}$
- Hệ số phân bố khối lượng ϵ_y :
 - + Cầu sau: $m_{2s} = 3665 \text{N/m} \rightarrow \epsilon_{ysau} = 2,3$.
 - + Cầu trước: $m_{2t} = 5795 - 3634 = 2130 \text{N/m} \rightarrow \epsilon_{ytruoc} = 1,2$.

4.3.2. Tính toán kiểm tra dao động của xe Hyundai County khi thay đổi các thông số của hệ thống treo

4.3.2.1. Gia tốc và trọng số gia tốc theo phương dọc khi $q_0 = 0,045 \text{m}$.



Hình 3.16 - Gia tốc dao động dọc của ô tô khi $V = 80 \text{ Km/h}$.

4.3.2.2. Đặc tính biên độ tần số

➤ Sau khi tính lại dao động của ô tô Hyundai County ta thấy các giá trị về gia tốc và bình phương trung bình gia tốc được cải thiện hơn, đạt được yêu cầu về độ êm dịu hơn so với ô tô nguyên thủy. Các đặc tính biên độ tần số của chuyển dịch thân xe, bánh xe và gia tốc thân xe chuyển dịch về phía có tần số nhỏ hơn.

Bảng 4.1- Kết quả dao động của ô tô trước và sau thay đổi

Bước sóng S (m)	BÌNH PHƯƠNG TRUNG BÌNH CỦA GIA TỐC (m/s^2)			
	Thông số nguyên thủy		Thông số thay đổi	
	Chiều cao mấp mô q_0 (m)		Chiều cao mấp mô q_0 (m)	
	0,035	0,045	0,035	0,045
S=4	2,153	2,768	1,93	2,481
S=6	1,244	1,600	1,096	1,409
S=8	1,060	1,363	0,960	1,234

KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN CỦA ĐỀ TÀI

1. Kết luận

Luận văn đã xây dựng được mô hình phẳng tính toán dao động của ô tô khách 29 chỗ ngồi Hyundai County theo hai phương dọc và ngang, qua đó cho phép xác định được các thông số đặc trưng của quá trình dao động của ô tô đó là:

- Sự chuyển dịch của phần treo và phần không treo ô tô.
- Vận tốc chuyển dịch của phần treo và phần không treo ô tô.
- Gia tốc chuyển dịch của phần treo và phần không treo ô tô.

Các thông số này là cơ sở dùng để đánh giá tính êm dịu của ô tô tham khảo trong quá trình chuyển động trên điều kiện đường nào đó.

Đề tài xây dựng chương trình cho phép tính toán dao động ô tô trên máy vi tính bằng phần mềm MATLAB. Điều này làm giảm thời gian và tăng tốc độ tính toán và độ chính xác khi tính toán thiết kế cũng như khi tính toán kiểm nghiệm dao động của các ô tô. Cụ thể, luận văn đã tính toán, kiểm nghiệm độ êm dịu của ô tô Hyundai County 29 chỗ ngồi với mấp mô mặt đường dạng ngẫu nhiên được đo thực tế trên quốc lộ 1A đoạn Hà Nội – Lạng Sơn và mấp mô mặt đường giả thuyết có dạng điều hòa. Qua đó, chỉ ra rằng ô tô khảo sát đảm bảo về độ êm dịu chuyển động khi hoạt động trong điều kiện loại đường này nhưng không đảm bảo độ êm dịu khi đi trên đường có mấp mô với bước sóng ngắn tương đương nhỏ hơn 4m, $q_0 > 0,04m$ (ở chế độ $V > 60\text{Km/h}$ - không tải và $V > 80\text{Km/h}$ - đầy tải). Ngoài ra luận văn còn đưa ra khoảng vận tốc chạy của ô tô thường xảy ra cộng hưởng như: Khi đầy tải với $S=6m$ thì $V=38\div 45\text{Km/h}$, khi không tải $S=6m$ thì $V=42\div 47\text{Km/h}$.

Luận văn cũng đã chứng minh được và minh họa rất rõ bằng đồ thị về ảnh hưởng của các thông số kết cấu như: độ cứng hệ thống treo, độ cứng lớp, độ cứng của giảm chấn đến độ êm dịu chuyển động của ô tô thông qua đặc tính tần số biên độ. Đó là cơ sở cho việc có thể tính toán, cải tạo lại kết cấu hệ thống treo nhằm thỏa mãn các chỉ tiêu về độ êm dịu và an toàn chuyển động của ô tô phù hợp với điều kiện sử dụng.

Với các kết quả thu được trong luận văn đã thể hiện một cách cơ bản tác động qua lại trong mối quan hệ động học “Đường - Xe - Người”.

2. Hướng phát triển của đề tài

Do thời gian có hạn và giới hạn về nội dung của đề tài nên tác giả chỉ nghiên cứu phân dao động của ô tô khách trong mặt phẳng dọc và ngang, vì vậy vẫn còn tồn tại nhiều vấn đề chưa giải quyết được như:

- Thực nghiệm thực tế kiểm chứng mô hình dao động đối với ô tô tham khảo.

- Chương trình tính toán chưa được viết dưới dạng Gui (Graphics User Interface).

- Để tăng độ chính xác, ta có thể tiếp tục khảo sát và xây dựng bài toán cho

mô hình 3D, tăng số bậc tự do, tách riêng phân dao động người – xe và ghế ngồi.

- Ảnh hưởng của rung động do động cơ lắp trên ô tô tới độ êm dịu.

Qua đây tác giả đưa ra một số đề xuất nêu trên cho hướng nghiên cứu tiếp tục của đề tài nhằm hoàn thiện hơn nữa việc tính toán kiểm nghiệm, thiết kế các loại hệ thống treo lắp đặt trên các loại ô tô sản xuất trong nước cũng như phù hợp với điều kiện giao thông ở Việt Nam.