

Phân tích dao động của thân xe tải nhẹ bằng mô hình động lực học dao động 3D

- Trương Hoàng Tuấn ¹
- Trần Hữu Nhân ²
- Trần Quang Lâm ²

¹ Trường Đại Học Cửu Long

² Bộ môn Kỹ thuật Ô tô-Máy động lực, Khoa Kỹ thuật Giao thông, Trường ĐH Bách khoa Tp.HCM

(Bài nhận ngày 13 tháng 7 năm 2015, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 16 tháng 10 năm 2015)

TÓM TẮT

Tính toán dao động ô tô có ý nghĩa và vai trò vô cùng quan trọng, và là cơ sở chủ yếu giúp đánh giá độ ổn định, an toàn động lực học theo phương thẳng đứng, êm dịu trong quá trình hoạt động của ô tô. Mô hình tính toán mô phỏng dao động toàn xe trong không gian 3 chiều (3D) được sử dụng để tiến hành nghiên cứu. Các thông số cần thiết được xác định trên xe cơ sở SYM T880. Kết

quả tính toán được phân tích trong cả miền thời gian và tần số, giúp đánh giá toàn diện hơn về đặc tính động lực học dao động của xe T880 nói riêng cũng như là cơ sở tham khảo để tiến hành xây dựng mô hình tính toán, đánh giá dao động của các chủng loại xe khác, góp phần nâng cao chất lượng thiết kế xe được êm dịu và an toàn hơn.

Từ khóa: dao động ô tô, động lực học ô tô, mô hình dao động toàn xe (3D)

1. GIỚI THIỆU

Xác định dao động của thân xe trong các điều kiện hoạt động khác nhau đóng vai trò vô cùng quan trọng trong quá trình thiết kế, tính toán độ bền kết cấu thân xe. Trong quá trình chuyển động của xe trên mặt đường có nhiều biên dạng bề mặt mấp mô khác nhau, là nguyên nhân gây ra dao động trực tiếp tác dụng lên thân xe. Bài báo thực hiện nghiên cứu nhằm xây dựng phương pháp tính toán dao động của thân xe khi xe di chuyển trên bề mặt mấp mô của mặt đường có vận tốc và chế độ tải khác nhau (không tải, toàn tải và quá tải).

Mô hình động lực học mô phỏng toàn xe trong không gian 3 chiều (3D), được nghiên cứu sử dụng trong quá trình tính toán mô phỏng. Các thông số tính toán lấy từ xe cơ sở SYM T880.

Mô hình động lực học dao động toàn xe trong không gian 3 chiều (3D), bao gồm: 7 bậc tự do (7DOF), 4 vật thể có khối lượng riêng biệt liên kết với nhau bằng các bộ phận đàn hồi, giảm chấn, đây là các bộ phận chính yếu thuộc hệ thống treo và bánh xe. Khối lượng toàn bộ phần không được treo phía sau, m3 liên kết với nhau ở

hai vị trí bánh xe phía trái và phải mô tả dạng hệ thống treo phụ thuộc như ở Hình 1.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1 Mô hình tính toán

Trong đó:

m : khối lượng phần được treo [kg]

$m_{1,2,3}$: khối lượng phần không được treo trước, sau [kg]

$I_{x,y}$: momen quán tính khối lượng của phần được treo quanh trục Ox, Oy [kgm²]

I_{xra} : momen quán tính khối lượng của phần không được treo sau quanh trục Ox_{ra} qua khối tâm [kgm²].

$a_{1,2}; b_{1,2}$: tọa độ trọng tâm phần được treo [m]

$k_{-f,rv}$: độ cứng đàn hồi của lốp xe [N/m]

$k_{-f,r}$: độ cứng bộ phận đàn hồi [N/m]

$c_{-f,r}$: hệ số giảm chấn [Ns/m]

φ, θ : góc xoay quanh trục Ox, Oy của phần được treo [rad].

φ_{xra} : góc xoay quanh trục Ox của phần không được treo sau [rad].

2.2 Mô hình toán học

Dạng phương trình Lagrange tổng quát được sử dụng để thiết lập hệ phương trình vi phân cho mô hình động lực học dao động toàn xe, 7DOF có dạng như sau [1]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_r} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_r} + \frac{\partial V}{\partial q_r} = f_r \tag{2.1}$$

Trong đó:

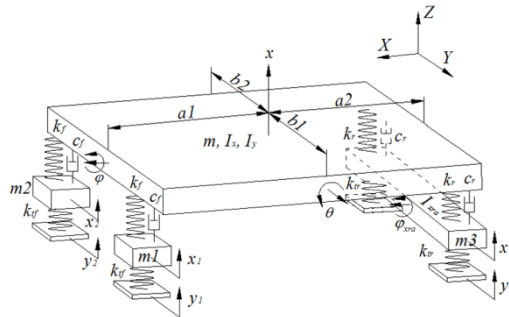
K : động năng của hệ ; V : thế năng của hệ

D : hàm tiêu tán Rayleigh

Từ đó, hệ phương trình vi phân tổng quát:

$$[m] \ddot{x} + [c] \dot{x} + [k] x = F \tag{2.2}$$

Với ma trận khối lượng $[m]$, hệ số giảm chấn $[c]$, hệ số độ cứng $[k]$, và ngoại lực tác dụng $[F]$, vector chuyển vị x , được trình bày chi tiết ở phụ lục.



Hình 1. Mô hình động lực học dao động toàn xe trong không gian 3 chiều

3. THÔNG SỐ ĐẦU VÀO

3.1 Thông số xe cơ sở (SYM T880)

Khảo sát và tính toán các thông số về trọng lượng và kích thước của xe cơ sở SYM T880 trong trường hợp đầy tải, là trường hợp khi thiết lập mô hình tính toán độ bền kết cấu thân xe.

Mômen quán tính khối lượng của thân xe, phần không được treo, (I_x, I_y, I_{xx}), được xác định bằng phương pháp gần đúng theo mô hình giả định xem tổng thể thân xe như khối hình hộp chữ nhật đồng chất có kích thước (dài x rộng x cao) là (l, w, h). Từ đó, quy đổi (I_x, I_y) từ hệ trục tọa độ quán tính của khối hộp chữ nhật đồng chất về hệ trục tọa độ đặt tại vị trí tọa độ trọng tâm thân xe, [1].

Độ cứng của các bộ phận đàn hồi, hệ thống treo xe được xác định bằng thực nghiệm. Các hệ số giảm chấn được xác định dựa theo cơ sở thiết kế tối ưu hệ thống treo, [1].

Bảng 1. Thông số tính toán xe SYM T880 (trong trường hợp xe đầy tải)

| Ký hiệu | Giá trị | Đơn vị |
|----------|---------|-------------------|
| m | 1650 | kg |
| m_1 | 40 | kg |
| m_2 | 40 | kg |
| m_3 | 160 | kg |
| I_x | 1005 | kg.m ² |
| I_y | 2772 | kg.m ² |
| I_{xx} | 47 | kg.m ² |
| a_1 | 1,676 | m |

| | | |
|----------|--------|------|
| a_2 | 0,824 | m |
| b_1 | 0,74 | m |
| b_2 | 0,74 | m |
| k_f | 14283 | N/m |
| k_r | 36000 | N/m |
| k_{ff} | 178542 | N/m |
| k_{rr} | 193257 | N/m |
| c_f | 104,5 | Ns/m |
| c_r | 185 | Ns/m |

Các thông số độ cứng lốp xe được xác định theo công thức thực nghiệm, từ các mối quan hệ giữa áp suất lốp và các thông số kỹ thuật của lốp xe [5].

3.2 Biên dạng mặt đường

Biên dạng mấp mô mặt đường được biểu diễn bằng nhiều dạng hàm toán học khác nhau, như dạng hàm *sin*, bán bình phương hàm *sin*, và dạng hàm bậc,... Trong đó, dạng bán bình phương hàm *sin* là dạng hàm kích động tiêu biểu mô tả biên dạng mặt đường có mô cao dạng bán hình *sin* [1], Hình 1, được chọn sử dụng để tính toán cho các trường hợp tải trọng.

Các thông số và ký hiệu trên Hình 2 được chọn như sau [7], trong đó:

Bán bình phương hàm *sin* được thể hiện bằng mô hình toán học [1]:

$$y = \begin{cases} 0 & t < t_{start} \\ d_2 \sin^2 \frac{2\pi v}{d_1} t; & t_{start} \leq t < t_{end} \\ 0 & t \geq t_{end} \end{cases} \quad (3.1)$$

Với: $d_1 = 1,0$ (m): chiều dài bậc; $d_2 = 0,05$ (m): chiều cao bậc

t_{start} : thời điểm khi bánh xe bắt đầu cán bậc.

$t_{end} = 0,5d_1/v$: thời điểm tại đó bánh xe rời khỏi bậc.

Bên cạnh đó, mặt đường mấp mô ngẫu nhiên được mô tả dưới dạng hàm *sin*, các thông số khoảng cách 2 đỉnh mấp mô d_1 và sai lệch độ mấp mô giữa vị trí cao nhất và thấp nhất của mặt đường d_2 được thể hiện trên Hình 2 (b)

Hàm toán học tuần hoàn *sin* để mô tả [1,3], được xác định như sau (3.2):

$$T = \frac{d_1}{v}; \omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi v}{d_1}; y = Y \sin \omega t = \frac{d_2}{2} \sin \frac{2\pi v}{d_1} t$$

Trong đó: T : chu kỳ (s); ω : tần số góc (rad/s); Y : biên độ hàm tuần hoàn mô tả mấp mô mặt đường hay hàm kích động (m).

Biên dạng mấp mô mặt đường được thể hiện tuần hoàn theo phương trình (3.2) với các thông số tham khảo theo [7], $d_1 = 6$ (m); $d_2 = 0,02$ (m).

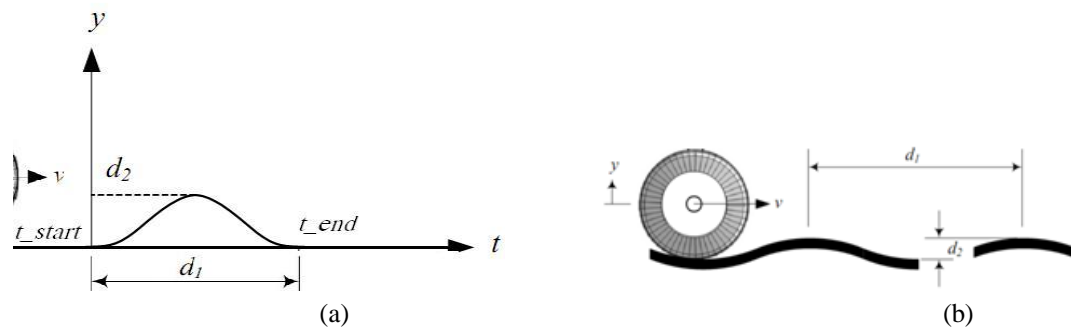
4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

4.1 Tần số tự nhiên và dạng dao động

Giải hệ dao động tự do đối với hệ dao động tự do có 7DOF, Hình 1, có 7 tần số dao động tự nhiên w_i và 7 dạng dao động ứng với 7 vectơ u_i . Kết quả tần số dao động tự nhiên w_i , cho phép ta đánh giá vùng cộng hưởng của hệ dao động, và vectơ dạng dao động u_i cho ta mối quan hệ dao động giữa các hệ tọa độ suy rộng khác nhau của hệ, tương ứng với u_i .

Để có thể xác định dao động của thân xe thân xe, ta cần khảo sát các giá trị động học theo hệ tọa độ suy rộng là: x, φ, θ .

Vì vậy, tiến hành xác định vị trí giá trị lớn nhất trong mỗi vectơ u_i có hệ tọa độ tương ứng nêu trên, đó chính là thành phần có khả năng dao động lớn nhất trong hệ thống tại mỗi giá trị của tần số dao động tự nhiên tương ứng w_i . Kết quả được thể hiện ở Bảng 2.

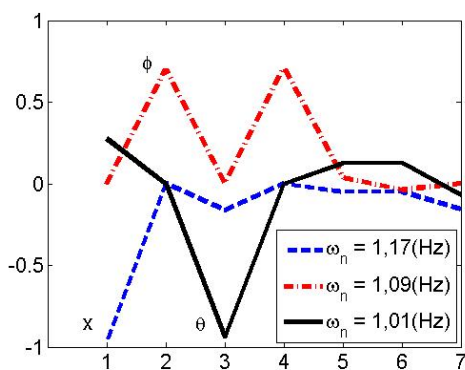


Hình 2. Biên dạng mặt đường mô tả bằng bán bình phương hàm sin (a) và mô hình ô tô chuyển động trên mặt đường mấp mô ngẫu nhiên với vận tốc v

Bảng 2. Tổng hợp tần số dao động tự nhiên và hệ tọa độ tương ứng.

| Stt | $f_n(\text{Hz})$ | Vị trí giá trị cực đại của u_i | Hệ tọa độ tương ứng |
|-----|------------------|----------------------------------|-----------------------------|
| 1 | 8.53 | 7 | x_3 |
| 2 | 11.05 | 6 | x_2 |
| 3 | 1.16 | 1 | x |
| 4 | 1.01 | 3 | θ |
| 5 | 11.05 | 5 | x_1 |
| 6 | 4.72 | 4 | φ_{xra} |
| 7 | 0.59 | 2 | φ |

Ba dạng dao động thứ 3, 7, 4 cho ta giá trị lớn nhất của thông số động học theo hệ tọa độ x, φ, θ , tương ứng lần lượt với từng tần số dao động tự nhiên của hệ như Bảng 2, được thể hiện ở Hình 3. Tất cả các giá trị tần số tự nhiên của hệ có giá trị gần bằng 1(Hz), điều này tương ứng khi xe chuyển động với vận tốc khoảng $v=d_1f_n$, hay tần số lực kích động trùng tần số tự nhiên của hệ sẽ cho ta các giá trị dao động cực đại.



Hình 3. Các dạng dao động thứ: 3, 7, 4

4.2 Dao động của thân xe:

4.2.1 Trường hợp một bánh xe cầu trước cán mấp mô bán bình phương hàm sin($d_1 = 1, d_2 = 0,05\text{m}$):

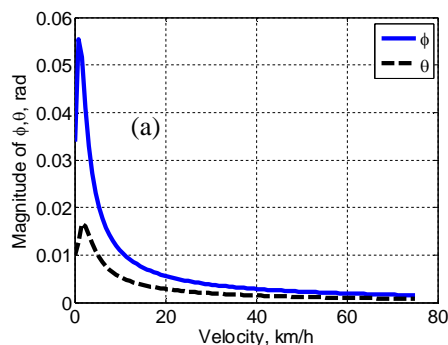
Một bánh xe cầu trước bị kích động do tiếp xúc với bậc cao, hay giá trị lực kích động do biên dạng mặt đường có độ lớn bậc y_1 gây ra. Giải hệ phương trình (2.2) với y_1 , biên dạng bậc hình bán bình phương hàm sin (3.1), giá trị $d_1 = 1(\text{m})$ và $d_2 = 0,05(\text{m})$;

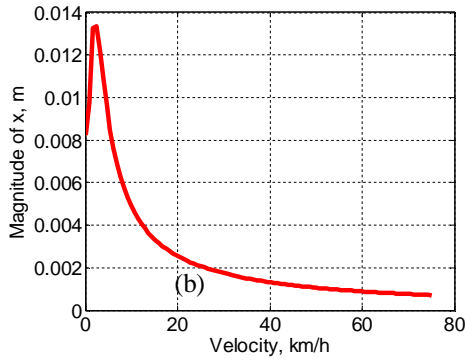
Và: $y_2 = y_3 = y_4 = 0(\text{m})$.

Khảo sát tần số lực kích động từ 0÷5(Hz), trong phạm vi xung quanh vùng tần số tự nhiên, $f_n \approx 1(\text{Hz})$, tương đương vận tốc $v=0\div 10(\text{km})$. Giá trị biên độ cực đại dao động của thân xe, (x) theo tần số lực kích động được thể hiện ở Hình 4 (a).

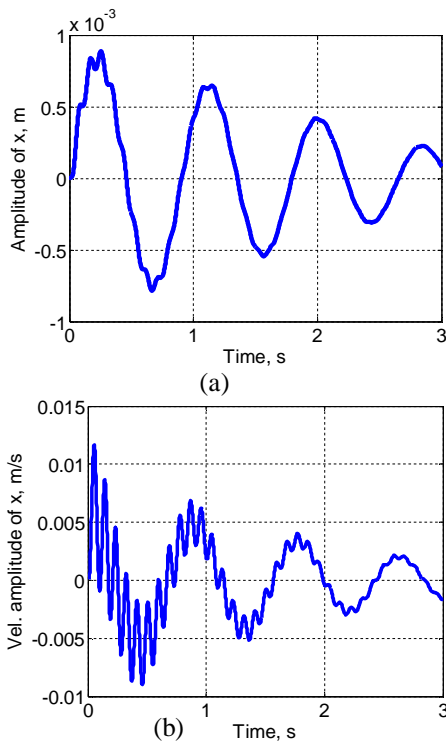
Giá trị x cực đại thu được, Hình 4(a), tương ứng giá trị tần số $f = f_n = 1,16(\text{Hz})$, do điều kiện cộng hưởng. Biên độ gia tốc góc chuyển động xoay quanh trục Ox, Oy của thân xe lần lượt là φ và θ được thể hiện ở Hình 4(b).

Biên độ gia tốc góc φ đạt giá trị cực đại tại $v = 0,86 \text{ km/h}$, tương ứng vùng cộng hưởng với $f_n=0,59(\text{Hz})$; Biên độ gia tốc góc θ đạt giá trị cực đại tại $v = 1,6 \text{ km/h}$, tương ứng vùng cộng hưởng với $f_n= 1,01(\text{Hz})$;





Hình 4. Biên độ dao động x (a) và biên độ dao động φ (b) , θ theo vận tốc



Hình 5. Biên độ dao động x (a) và vận tốc dao động \dot{x} (b) theo thời gian. Biên độ dao động x , vận tốc dao động \dot{x} , gia tốc dao động \ddot{x} theo thời gian, tại vận tốc $v = 60\text{km/h}$, thể hiện ở Hình 5 (a), 5(b), 6(a).

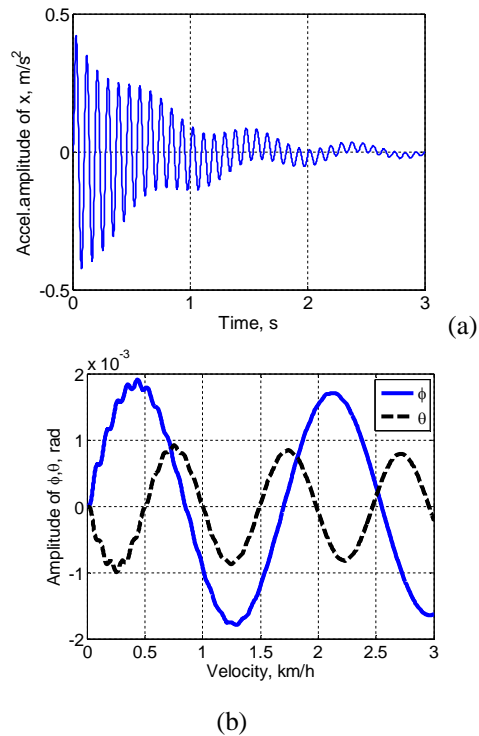
Biên độ dao động biến thiên theo chu kỳ sin, giá trị tuyệt đối cực đại xảy ra sau thời gian $t = 0.25\text{(s)}$, là thời điểm khi bánh xe đã rời khỏi mấp mô.

Vận tốc dao động \dot{x} đạt giá trị lớn nhất là $0,01\text{ m/s}$ tại thời điểm $t = 0,05\text{s}$.

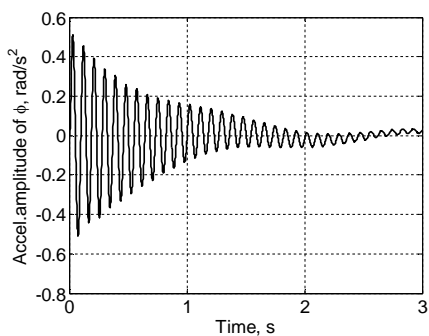
Vận tốc dao động \dot{x} đạt giá trị lớn nhất là $0,01\text{ m/s}$ tại thời điểm $t = 0,05\text{s}$.

Biên độ dao động φ, θ theo thời gian, tại vận tốc 60km/h , thể hiện ở Hình 6 (b).

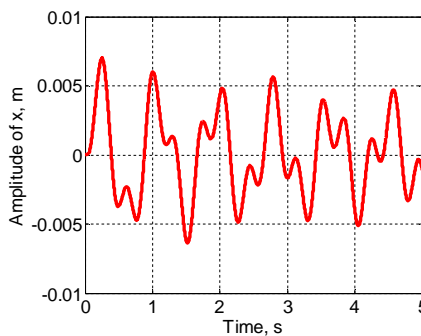
Biên độ gia tốc $\ddot{\varphi}, \ddot{\theta}$ giảm gần bằng 0 sau thời gian khoảng 3s kể từ thời điểm bánh xe bắt đầu cán mấp mô, được thể hiện ở hình 7(a) và 7(b).



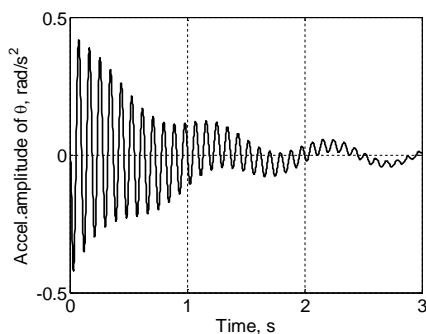
Hình 6. Gia tốc dao động \ddot{x} (a) và biên độ dao động φ, θ (b) theo thời gian



(a)

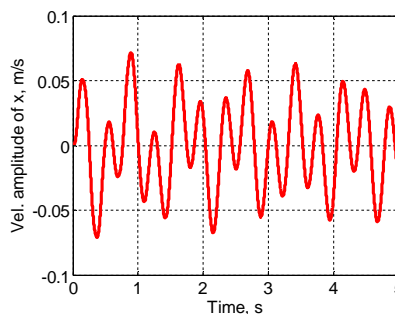


(b)



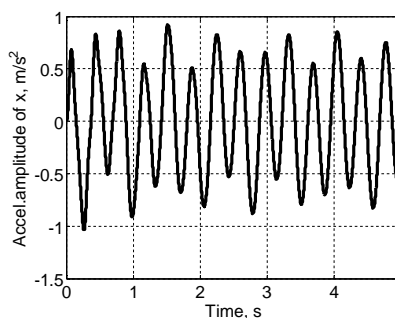
(b)

Hình 8. Biên độ dao động x theo vận tốc(a) và biên độ dao động x theo thời gian



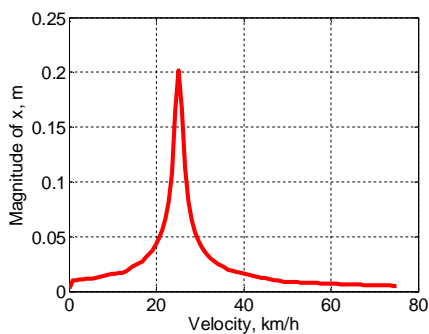
(a)

Hình 7. Biên độ gia tốc $\ddot{\varphi}$ (a) và biên độ gia tốc $\ddot{\theta}$ theo thời gian



(b)

4.2.2 Trường hợp xe chạy trên đường mấp mô ngẫu nhiên hình sin: ($v = 60\text{km/h}$)



(a)

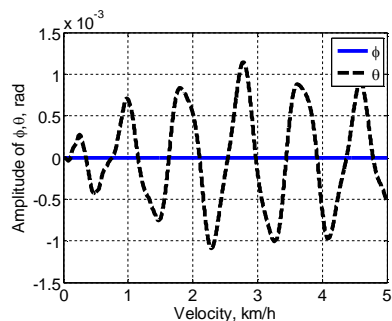
Hình 9. Vận tốc dao động \dot{x} (a) và gia tốc dao động \ddot{x} (b) theo thời gian

Biên độ dao động x , vận tốc dao động \dot{x} , gia tốc dao động biến thiên theo xung nhịp 2,5s theo thời gian, tại vận tốc 60km/h, thể hiện ở Hình 8(b), 9(a), 9(b).

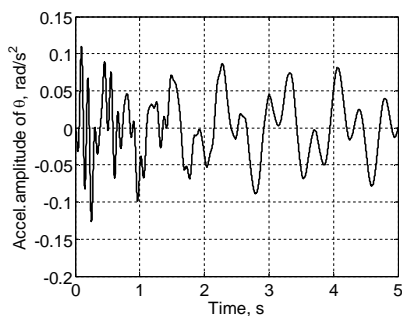
Biên độ dao động φ , θ theo thời gian, tại vận tốc 60km/h, thể hiện ở Hình 10(a).

Biên độ dao động chỉ có giá trị trong trường hợp chịu xoắn, một bánh xe cán mấp mô, hình 6(b); Và bằng 0 trong trường hợp chịu uốn, xe chạy trên đường mấp mô, do điều kiện biên tác dụng trong mô hình tính toán, điều này cho thấy tính đối xứng dọc trục Ox trong các thông số kỹ thuật của xe về kích thước và khối lượng, Hình 10(a).

Gia tốc biến thiên theo xung nhịp trong khoảng 1,8(s), Hình 10(b).



(a)



(b)

Hình 10. Biên độ dao động φ , θ và biên độ gia tốc $\ddot{\theta}$ theo thời gian

5. KẾT LUẬN

Mô hình động lực học dao động toàn xe 3D được xây dựng bằng phương pháp Lagrange dựa trên thực tế đặc trưng kết cấu xe cơ sở SYM T880. Dao động của thân xe được khảo sát trong trường hợp một bánh xe cầu trước chuyển động qua mấp mô được biểu diễn dưới dạng bán bình phương hàm sin và khi xe di chuyển trên mặt đường mấp mô ngẫu nhiên được mô tả bằng hàm sin.

Kết quả cho thấy:

- Giá trị biên độ các thông số dao động đạt cực trị tại vùng tần số cộng hưởng.

- Cực trị biên độ gia tốc đạt được ngay tại thời điểm bánh xe rời khỏi mấp mô.

- Giá trị biên độ dao động chỉ có giá trị trong trường hợp thân xe chịu xoắn, một bánh xe cán mấp mô, và bằng 0 trong trường hợp thân xe chịu uốn, khi cầu trước/cầu sau hoặc cả bốn bánh xe đồng thời cán mấp mô, điều này cho thấy tầm quan trọng của tính đối xứng dọc trục Ox trong các thông số kỹ thuật của xe về kích thước và khối lượng

- Các thông số tính toán trong quá trình nghiên cứu, cũng như kết quả tính toán mô phỏng rất cần thiết phải được kiểm chứng bằng thực nghiệm. Đây là hạn chế chung về cơ sở vật chất hiện nay của nước ta.

Vibration analysis of a light truck by 3d dynamic vehicle vibration model

- Truong Hoang Tuan¹
- Tran Huu Nhan²
- Tran Quang Lam²

¹ Mekong University

² Automotive Engineering Department, Faculty of Transportation Engineering, Ho Chi Minh University of Technology

ABSTRACT

Vehicle vibration calculations play significant and extremely important role, and is based mainly help to assess the stability, vertical dynamic safe, smooth during vehicle's operation. Full car vibration simulation model (3D) is used to conduct research. The required parameters are determined on the available SYM T880 car. Calculation results are analyzed in both time

and frequency domain, helping more comprehensive assessment of vertical dynamic characteristics of T880 truck in particular as well as the basis of reference to conduct model, vibration evaluation of other kind of vehicles, contribute to improving the quality of vehicle design is more comfortable and safer.

Keywords: vehicle vibration, vehicle dynamic, full car vibration model (3D)

REFERENCES

- [1]. Reza N. Jazar (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*, Springer.
- [2]. Michael Blundell, Damian Harty (2004), *Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, Elsevier.
- [3]. Julian Happian-Smith (2002), *An Introduction to Modern Vehicle Design*, Butterworth-Heinemann.
- [4]. John C. Dixon, PhD, F.I.Mech.E., F.R.Ae.S (2009) *Suspension Geometry and Computation*, John Wiley & Sons Ltd.
- [5]. H. Keith Brewer et al "The Pneumatic Tire" – NHTSA, 2/2006
- [6]. The MathWorks Inc. (1999) *Using Simulink: Dynamic System Simulation for Matlab – Modeling – Simulation – Implementation*.
- [7]. S. H. Sawant, Mrunalinee V. Belwalkar, Manorama A. Kamble, Pushpa B. Khot & Dipali D. Patil (2012), "Vibrational Analysis of Quarter Car Vehicle Dynamic System Subjected to Harmonic Excitation by Road Surface" Undergraduate Academic Research Journal (UARJ), Volume-1, Issue-1, pp. 2278 – 1129
- [8]. Devendra, CRC Press (2010), *Modeling and Simulation of Systems using Matlab and Simulink*, Taylor and Francis.