



PHÂN TÍCH DAO ĐỘNG RIÊNG HỆ TRỤC - BÁNH RĂNG HỘ SỐ CƠ KHÍ Ô TÔ BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHẦN TỬ HỮU HẠN

Ngô Văn Thanh^{1*}, Nguyễn Thành Công¹, Nguyễn Tiến Hán², Vũ Văn Thuyết³

Tóm tắt: Bài báo tiến hành phân tích dao động riêng của hệ trục- bánh răng hộ số cơ khí ô tô bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Mục đích của bài báo là xây dựng mô hình truyền động của hệ trục-bánh răng hộ số rồi tiến hành loại trừ các bậc tự do phụ thuộc để chuyển bài toán từ hệ bánh răng nhánh tương đương với trục một dãy. Trên cơ sở mô hình tương đương một dãy, ta tính toán được tần số dao động tự do, dạng dao động riêng và các điểm nút nguy hiểm nhằm tránh các hiện tượng cộng hưởng và hỏng hóc có thể xảy ra trong khi vận hành.

Từ khóa: Dao động xoắn; hộ số cơ khí; phần tử hữu hạn; dạng dao động riêng; điểm nút.

An analysis of specific vibration of automobile transmission by finite element method

Abstract: This paper is to present modal analysis of vibration of a shaft-gears system in automobile transmission by finite element method (FEM). The purpose of this work is to create a transmission model of the shaft-gears system and then the “dependent” degrees are eliminated so that the gear-branched system equivalent to a straight-geared system. Based on the straight-geared system, natural frequencies, mode shapes and nodes on the shaft are determined to avoid resonant, damage within operating speed.

Keywords: Torsional vibration; automobile transmission; finite element; mode shape; node.

Nhận ngày 10/5/2017; sửa xong 12/6/2017; chấp nhận đăng 23/6/2017
Received: May 10, 2017; revised: June 12, 2017; accepted: June 23, 2017



1. Đặt vấn đề

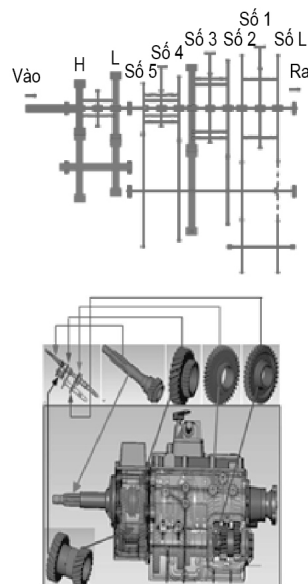
Dao động xoắn là một trong các nguyên nhân gây ra các hư hỏng nghiêm trọng xảy ra trong các trục truyền động như gãy trục khuỷu của động cơ, trục của hộ số. Trên ô tô, các hệ thống trục có thể gây ra các dao động xoắn như: bản thân trục khuỷu; toàn bộ hệ thống truyền công suất bao gồm trục khuỷu, bánh đà, ly hợp, hệ thống bánh răng và trục trong hộ số, trục truyền động, các trục của cầu sau và các bánh xe là những thứ thường gây ra nhiều vấn đề nhất. Với lộ trình nội địa hóa những sản phẩm công nghiệp ô tô Việt Nam, việc sản xuất hộ số ô tô là cần thiết, cùng với các nghiên cứu về thiết kế, công nghệ gia công, công nghệ nhiệt luyện. Để sản phẩm hoàn chỉnh đạt chất lượng cao cần phải tiến hành nghiên cứu về mặt dao động, đặc biệt là dao động xoắn của hệ bánh răng hộ số cơ khí. Trong bài báo này, tác giả lựa chọn phương pháp phần tử hữu hạn (FEM) để tiến hành tính toán dao động xoắn của hệ bánh răng hộ số cơ khí trên xe tải 3T [1] (Hình 1).



2. Xây dựng mô hình phần tử hữu hạn

2.1 Mô hình phần tử hữu hạn hộ số cơ khí

Từ mô hình nguyên lý của hộ số ta thiết lập mô hình tương đương tính toán dao động của hệ bánh răng hộ số như Hình 2. Ta xét trường hợp hộ số đang ở tay số 1, hai cặp bánh răng ăn khớp và truyền công suất là



Hình 1. Mô hình hộ số cơ khí xe tải 3T

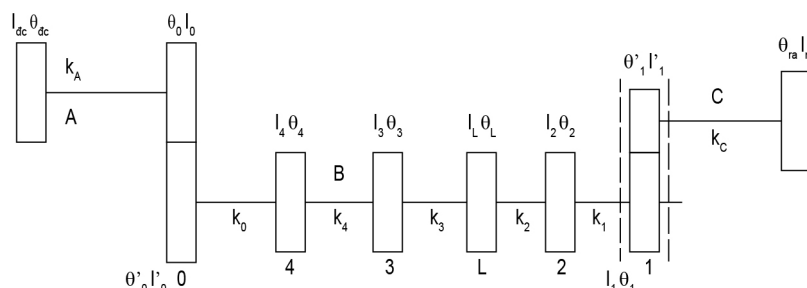
¹TS, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải.

²TS, Khoa Công nghệ ô tô, Trường Đại học Công nghiệp.

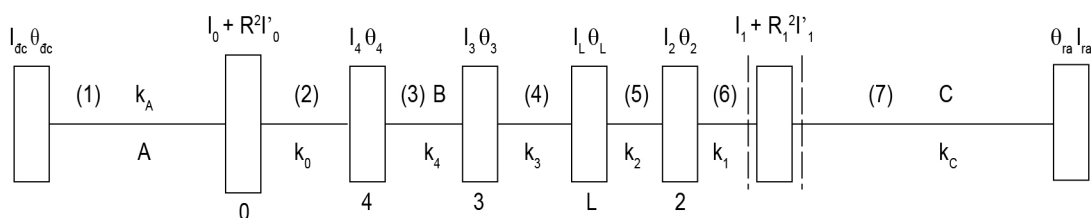
³TS, Khoa Khai thác và sửa chữa xe máy, Trường Cao đẳng và công nghệ kỹ thuật ô tô.

*Tác giả chính. E-mail: ngovanthanh@utc.edu.vn.

cặp (0,0') là bánh răng chủ động và bánh răng trên trục trung gian, cặp (1,1') là cặp bánh răng ăn khớp ở tay số 1. Sau khi loại trừ các bậc tự do ràng buộc của cặp bánh răng (0,0') và cặp bánh răng (1,1') ta còn lại 8 bậc tự do [2,3]. Ở đây ta xét $q = \{\theta_{dc}, \theta_0, \theta_2, \theta_3, \theta_L, \theta_1, \theta_{ra}\}^T$ là véc tơ các bậc tự do còn lại của hệ tương đương (Hình 3) dùng để tính bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Trên cơ sở đó ta xây dựng ma trận độ cứng và ma trận khối lượng các phần tử (các phần tử được đánh số từ (1), (2)...(7)). Các thông số về mô men quán tính và độ cứng các phần tử của hệ được cho trong Bảng 1.



Hình 2. Mô hình hệ bánh răng ăn khớp ở tay số 1



Hình 3. Mô hình phần tử hữu hạn

Bảng 1. Các thông số hệ dao động

Bánh răng		Trục	
Mô men quán tính (I)	Giá trị ($\times 10^{-2} \text{kg.m}^2$)	Độ cứng trục (k)	Giá trị ($\times 10^4 \text{Nm/rad}$)
I_{dc}	264,64	k_A	1,28
I'_0	30,32	k_0	1,35
I_0	45,50	k_1	1,32
I_1	60,70	k_2	1,33
I'_1	54,51	k_3	1,33
I_2	68,12	k_4	1,35
I_3	59,86	k_C	1,26
I_4	48,79		
I_L	73,25		
I_{ra}	195,98		

Phương trình dao động tự do của hệ viết dưới dạng ma trận như sau [4,5]:

$$[I]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = 0 \quad (1)$$

trong đó: $[I]$ là ma trận khối lượng; $[C]$ là ma trận độ cản; $[K]$ là ma trận độ cứng; $\{\theta\}$ là véc tơ chứa các bậc tự do của hệ, ở đây là véc tơ các góc xoắn.

Trên cơ sở của mô hình phần tử hữu hạn (Hình 3) ta xây dựng được ma trận khối lượng $[I]$, ma trận độ cứng $[K]$ như sau:

$$[I] = \begin{bmatrix} I_{dc} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_0 + R_0^2 I'_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_L & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_1 + R_1^2 I'_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{ra} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Ma trận độ cứng tổng thể [K]:

$$[K] = \begin{bmatrix} k_A & -k_A & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_A & k_A + R_0^2 k_0 & R_0 k_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_0 k_0 & k_0 + k_4 & -k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_4 & k_4 + k_3 & -k_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_3 & k_3 + k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_2 & k_2 + k_1 & -k_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_1 & k_1 + R_1^2 k_C & R_1 k_C \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_1 k_C & k_C \end{bmatrix} \quad (3)$$

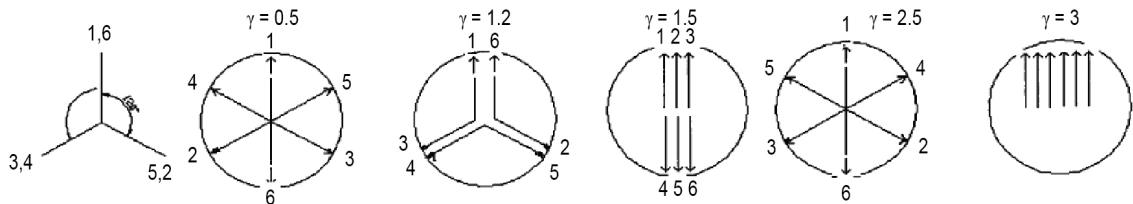
trong đó: $R_0 = 43/22$, $R_1 = 6,54$ là tỷ số truyền của cặp bánh răng số $(0,0')$ và số $(1,1')$.

2.2 Phân tích tác động từ mô men xoắn của động cơ

Khi động cơ làm việc sinh ra lực khí thể, lực quán tính của các chi tiết chuyển động. Các lực này thay đổi theo góc quay trục khuỷu và cũng là nguồn động lực gây nên dao động xoắn của hộp số. Lực quán tính và lực khí thể của động cơ là những lực có trị số lớn và thay đổi theo chu kỳ nên mang tính chất va đập. Mô men của những lực này là mô men kích thích tác động lên hệ thống truyền lực nói chung và hộp số nói riêng. Mô men từ động cơ có thể biểu diễn dưới dạng hàm số như sau [6].

$$T = T_0 + \sum T_\gamma \sin(\gamma \omega t + \alpha_\gamma) \quad (4)$$

trong đó: T_0 là mô men trung bình; ω là tốc độ góc của động cơ; γ là cấp điều hòa, động cơ 2 kỳ $\gamma = 1, 2, 3, \dots$; động cơ 4 kỳ $\gamma = 0,5, 1, 1,5, 2, 2,5, \dots$; T_γ là biên độ mô men điều hòa cấp γ ; α_γ là pha ban đầu của mô men điều hòa cấp γ .



Hình 4. Giản đồ véc tơ mô men điều hòa ứng với các γ khác nhau

Hình 4 là giản đồ véc tơ quay của các mô men của các xi lanh ứng với cấp điều hòa γ khác nhau. Từ Hình 4 có thể thấy, khi $\gamma = 3$ thì tất cả các véc tơ mô men đều cùng phương, tất cả các xi lanh đều sinh mô men tác động lên hệ trục của hộp số. Khi $\gamma = 0,5; 1; 1,5; 2; 2,5$ tổng các véc tơ mô men của các xi lanh bằng 0, nghĩa là các mô men của các xi lanh sẽ triệt tiêu nhau, không gây ra mô men tác động lên hệ trục. Từ đó có thể rút ra, các cấp điều hòa là bội số của 3 thì véc tơ mô men của các xi lanh là cùng phương, khi đó tất cả các xi lanh đều sinh ra mô men tác động lên hệ trục của hộp số. Trong các mô men của các xi lanh, tại thời điểm bất kỳ luôn có một mô men kích thích chính, cấp điều hòa thấp nhất của mô men chính thường đóng vai trò quan trọng gây ra hiện tượng cộng hưởng trong phạm vi tốc độ làm việc của động cơ. Cấp điều hòa thấp nhất của mô men kích thích chính trong một chu kỳ làm việc của động cơ được tính theo công thức sau:

$$\frac{2Z}{\tau} \quad (5)$$

trong đó: z là số xi lanh; τ là số kỳ.

Khi tần số của mô men kích động từ động cơ bằng tần số dao động riêng của hộp số thì sẽ xảy ra hiện tượng cộng hưởng. Tức là:

$$\gamma \omega = f \quad (6)$$

$$\text{hoặc: } \gamma \frac{\pi n}{30} = f \rightarrow n = \frac{30f}{\gamma \pi} \quad (7)$$

trong đó: f là tần số dao động riêng của hệ bánh răng hộp số (Hz); n là tốc độ động cơ.

3. Kết quả và thảo luận

3.1 Tần số dao động tự do và dạng dao động riêng

Sử dụng phần mềm Matlab để tính toán tần số dao động tự do và dạng dao động riêng của cơ hệ, kết quả tính toán 8 tần số dao động tự do của hệ là ω (rad/s): 0; 36,10; 79,87; 134,49; 176,77; 205,67; 251,68; 300,51. Trong đó, tần số dao động thứ nhất $\omega = 0$ tương ứng cơ hệ cứng tuyệt đối (rigid body), thực chất trường hợp này ta thường không quan tâm đến. Bảng 2 là dạng dao động riêng tương ứng (mode shapes) của hệ tương đương, (véc tơ riêng của bài toán tìm trị riêng và véc tơ riêng của ma trận độ cứng và ma trận khối lượng).

Hình 5 là các dạng dao động riêng tương ứng với các véc tơ riêng trong Bảng 2. Dạng riêng thứ 0 hệ cứng tuyệt đối nên biên độ góc xoắn là như nhau tại các trục. Dạng riêng thứ 1 có một điểm nút giữa bánh răng số 3 và bánh răng lùi (L). Dạng riêng thứ 2 có hai nút, nút thứ nhất tại trục chủ động, nút thứ hai tại điểm gần cuối của trục trung gian. Dạng riêng 3 có ba nút, một nút tại trục chủ động, một nút tại trục trung gian và một nút tại trục ra. Dạng riêng thứ 4 có 4 nút, một nút ở trục chủ động, hai nút ở trục trung gian và một nút tại trục ra. Điểm nút là điểm mà góc xoắn thay đổi từ âm sang dương và ngược lại. Tại đây là những vị trí xảy ra nguy hiểm của hệ trục cần phải lưu ý khi tính toán thiết kế và chế tạo. Hình 6 là góc xoắn θ_{dc} và θ_1 theo thời gian. Có thể thấy, các dao động này là dao động điều hòa có biên độ góc xoắn rất nhỏ, trong điều kiện hoạt động bình thường của hộp số thì ứng suất do mô men xoắn tác dụng lên hệ trục bánh răng là tương đối nhỏ.

Bảng 2. Dạng dao động riêng của hệ (véc tơ riêng)

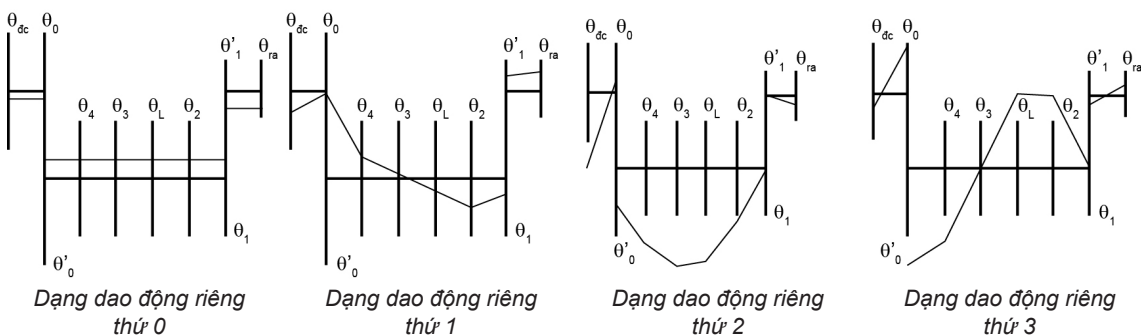
Nút	Dạng 0	Dạng 1	Dạng 2	Dạng 3	Dạng 4	Dạng 5	Dạng 6	Dạng 7
θ_{dc}	-0,78	-0,67	-0,82	-0,19	-0,01	-0,07	0,03	-0,02
θ_0	-0,78	-0,51	0,19	0,51	0,06	0,15	-0,40	0,32
θ'_0	0,15	1,00	-0,36	-1,00	-0,11	-1,00	0,77	-0,62
θ_4	0,15	0,87	-0,81	-0,77	-0,04	0,18	-0,67	0,78
θ_3	0,15	0,70	-1,00	0,20	0,09	0,93	0,21	-1,00
θ_L	0,15	0,48	-0,91	0,99	0,09	-0,26	0,46	0,78
θ_2	0,15	0,23	-0,51	0,78	-0,06	-0,78	-1,00	-0,87
θ_1	0,15	-0,02	0,001	0,02	-0,15	0,02	0,013	0,01
θ'_1	-1,00	0,14	-0,007	-0,14	1,00	-0,16	-0,09	-0,06
θ_{ra}	-1,00	0,18	-0,08	0,08	-0,28	0,03	0,01	0,005

3.2 Phân tích khả năng xảy ra cộng hưởng

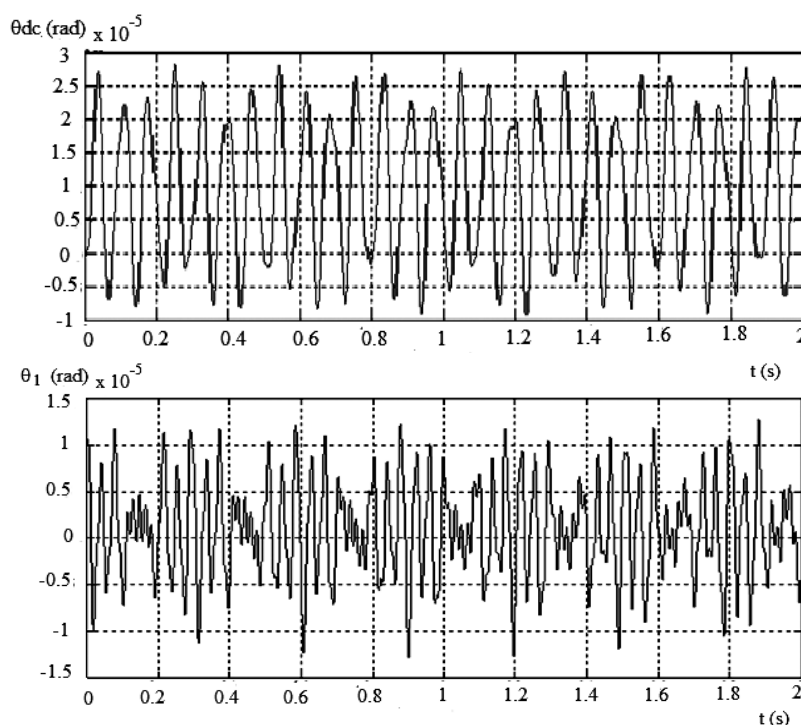
Giả sử hộp số ta đang tính lắp trên ô tô tải có động cơ 4 kỳ, 4 xi lanh. Cấp điều hòa nhỏ nhất gây ra mô men kích động lên hệ trục theo (5) là $\gamma = 2$. Như vậy ta sẽ tính được số vòng quay cộng hưởng đối với hệ bánh răng hộp số như sau tại ba tần số dao động riêng ban đầu như Bảng 3.

Bảng 3. Ba tốc độ cộng hưởng đầu tiên

Tần số ω (rad/s)	ω_1	ω_2	ω_3
Tốc độ n (vòng/phút)	1083	2396	4034



Hình 5. Bốn dạng dao động riêng đầu tiên của hệ bánh răng hộp số



Hình 6. Góc xoắn θ_{dc} và θ_1 theo thời gian

Đối với ô tô tải, tốc độ động cơ thường trong phạm vi từ 1000-3000vòng/phút, nên ta thấy, trường hợp tại 1083, 2374 vòng/phút là có khả năng xảy ra cộng hưởng trong vùng làm việc của động cơ. Các trường hợp tần số cao nằm ngoài phạm vi tốc độ làm việc nên ta có thể bỏ qua.



4. Kết luận

Dao động của hộp số có ảnh hưởng rất lớn đến tính năng vận hành, tính kinh tế, tuổi thọ và độ ồn của ô tô. Ở nước ta hiện nay, các công trình nghiên cứu về rung ồn hộp số còn chưa nhiều. Trong quá trình phát triển ngành công nghiệp ô tô ở nước ta, việc từng bước sản xuất các sản phẩm trong nước nhằm nội địa hóa là việc làm cần thiết. Do đó, việc nghiên cứu dao động hộp số cơ khí của bài báo sẽ góp phần tạo cơ sở khoa học để từng bước quá trình hoàn thiện việc nghiên cứu, thiết kế tính toán và chế tạo hộp số cơ khí trong nước. Bài báo đã tiến hành phân tích, tính toán dao động xoắn của hệ bánh răng hộp số và đạt được những kết quả cụ thể như sau:

+ Thiết lập mô hình dao động của bánh răng hộp số, sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn đã tính toán được tần số dao động riêng, dạng dao động riêng của hệ bánh răng hộp số.

+ Phân tích tác động của mô men xoắn từ động cơ để tìm được số vòng quay cộng hưởng. Kết quả tính toán đã tìm ra được 3 tần số dao động đầu tiên có thể gây cộng hưởng trong vùng làm việc của ô tô.

Tài liệu tham khảo

1. Quách Hồng Hà (2016), *Nghiên cứu tính toán rung động của hộp số cơ khí*, Luận văn thạc sỹ, Đại học Giao thông vận tải.
2. Wu J.S., Chen C.H. (2001), "Torsional vibration analysis of gear-branched systems by finite element method", *Journal of sound and vibration*, 240(1):159-182.
3. Haigh M.J., Barton D.C., Pennington A. (1991), "Finite Element Simulation of the Interfacial Contact Behavior of an Automotive Gearbox Synchronizer", *Tribology Series*, 18:319-329.
4. Kimotho J.K. (2013), *Modeling and Simulation of Vibrations of a Tractor Gearbox*, PhD Thesis, Jomo Kenyatta University of Agriculture and Technology, Kenya.
5. Genta G. (2005), *Dynamics of rotating systems*, Springer, New York, USA.
6. 任忠伦, et al (2015), "汽车变速器振动特性分析与优化", *北京信息科技大学学报: 自然科学版*, 30(6):54-58.