

# Phân tích động lực học vi sai cầu sau ô tô tải nhẹ LF3070G1

## Dynamics analysis of active rear axle differential on light truck LF3070G1

Nguyễn Quang Thái<sup>1</sup>  
PGS.TS Đào Duy Trung<sup>3</sup>

Ths Lê Hoàng Anh<sup>2</sup>  
TS Nguyễn Thanh Quang<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Student of Kettering University, USA. Student ID: 702026526

Email: [nguyenquangthai.tm@gmail.com](mailto:nguyenquangthai.tm@gmail.com)

<sup>2</sup>Khoa Cơ khí Chế tạo máy, Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Vĩnh Long, 73, Nguyễn Huệ, Vĩnh Long.

Email: [anhhl@vnlute.edu.vn](mailto:anhhl@vnlute.edu.vn)

<sup>3</sup>Viện Nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công Thương, số 4 Phạm Văn Đồng, Hà Nội

[trungdd@narime.gov.vn](mailto:trungdd@narime.gov.vn)

<sup>4</sup>Khoa Cơ khí Động lực, Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Hưng Yên, Khoái Châu, Hưng Yên.

Email: [quangamk@gmail.com](mailto:quangamk@gmail.com)

**Báo cáo tóm tắt:** Bài báo trình bày mô hình không gian phân tích động lực học cụm vi sai cầu sau chủ động ô tô tải nhẹ có xét đến ảnh hưởng của ma sát tại các bộ phận của cơ cấu vi sai trong trường hợp có khóa vi sai và không khóa vi sai bằng các phương trình cơ học. Sử dụng phần mềm Matlab để giải và tìm ra được ảnh hưởng của hệ số cản mặt đường đến động lực học vi sai. Từ đó xác định được điều kiện hoạt động của xe trên các mặt đường giao thông, đường nông nghiệp, đường lâm nghiệp hoặc những loại đường khác nhau.

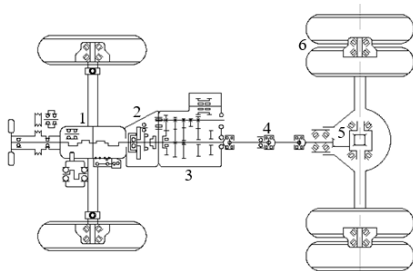
**Từ khóa:** Ô tô tải, vi sai cầu sau chủ động, động lực học.

**Abstract:** The article analyzes the dynamics of light truck's active rear axle differential via 3-D operational model. Frictions and other resistive forces (i.e. drag, inertial resistance, inclined-plane resistance) are considered. Traditional methods include using the principles of mechanics and solutions to system of linear ordinary differential equations. Numerical solutions to nonlinear ordinary differential equations are obtained using Matlab programming. Finally, the effect of friction coefficients on the differential dynamics, thus operating conditions of vehicle on normal roads<sup>4</sup>, farm roads and forest roads is investigated.

**Keywords:** Light truck, differential, dynamics.

### 1. Mở đầu

Hệ thống truyền lực tải gồm các cụm ly hợp, hộp số cơ khí, trục các đăng, cầu chủ động và vi sai, hình 1.1. Nhờ có mômen xoắn truyền tới bánh xe chủ động và lực kéo tiếp tuyến làm cho xe ô tô chuyển động.



Hình 1.1 Hệ thống truyền lực xe ô tô tải nhẹ LIFAN LF3070G1

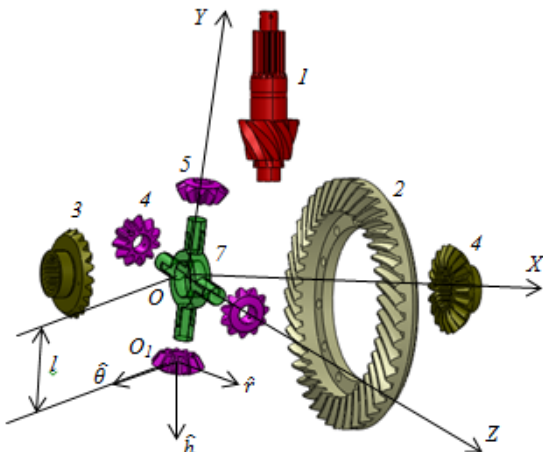
1. Động cơ; 2. Ly hợp ma sát khô; 3. Hộp số cơ khí; 4. Trục các đăng; 5. Cầu sau chủ động; 6. Bánh xe chủ động

Cầu sau chủ động có cặp bánh răng truyền lực chính thuộc loại hypoid, các bánh răng trong cụm vi sai là các bánh răng côn răng thẳng. Mômen xoắn chủ động từ động cơ đến trục của bánh răng chủ động M1 truyền đến cặp bánh răng hypoid và cơ cấu vi sai sẽ phân chia mômen ra hai bánh xe chủ động M4, M5. Nhờ có sự hoạt động của cơ cấu vi sai nên các mô men trên hai bánh xe chủ động sẽ khác nhau để phù hợp với lực cản trên mặt đường làm cho xe hoạt động bình thường và các bánh răng không bị hỏng hóc.

### 2. Xây dựng hệ phương trình vi phân động lực học của vi sai

#### 2.1 Xác định các lực suy rộng

Hệ tọa độ tổng thể và hệ tọa độ vật của cơ cấu vi sai được mô tả trên hình 1.2.



**Hình 1.2 Hệ tọa độ của cụm vi sai cầu sau**  
 1) Bánh răng quả dứa, 2) Bánh răng vành chậu,  
 3) Bánh răng bán trục trái, 4) Bánh răng bán trục  
 phải, 5) Bánh răng hành tinh, 6) Vỏ hộp vi sai,  
 7) Trục chữ thập.

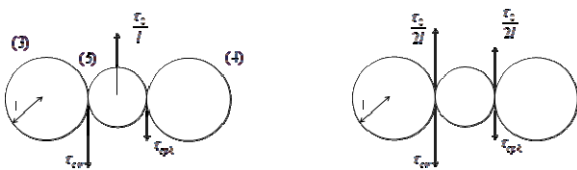
Ta chọn hệ tọa độ tổng thể OXYZ gắn với thân cầu, hệ tọa độ cực  $O_1r\theta h$  gắn với bánh răng hành tinh, cách tâm O một khoảng  $l$ .

Do chuyển động của các chi tiết trong cụm vi sai xe LF3070G1 chỉ bao gồm các chuyển động quay, suy ra ta có công thức tính các lực suy rộng dưới dạng momen xoắn theo công thức (1.1).

$$Q_j = \sum \vec{r}_i \cdot \frac{\partial \vec{\varphi}_i}{\partial q_j} \quad (1.1)$$

Khi bánh răng vành chậu (2) được truyền mô men xoắn từ trục quả dứa (1), mô men sẽ truyền ra 2 bán trục thông qua vỏ vi sai và bánh răng hành tinh (5). Lực gây ra sẽ tác động vào trục bánh răng hành tinh (6) và gây ra momen xoắn

$\frac{\tau_0}{2}$  lên mỗi bánh răng bán trục (hình 1.2)



**Hình 1.2 Tác động của  $\tau_0$  lên bánh răng bán trục**

i) Lực suy rộng gắn với  $\varphi_3$ :

$$Q_{\varphi_3} = \left( \frac{\tau_0}{2} - \tau_{ctr} \right) - \tau_{mstr} \quad (1.2)$$

ii) Lực suy rộng gắn với  $\varphi_4$ :

$$Q_{\varphi_4} = \left( \frac{\tau_0}{2} - \tau_{cph} \right) - \tau_{mstr} \quad (1.3)$$

**2.2 Xác định hàm Lagrange và dùng phương trình Lagrange để viết phương trình động lực học cụm vi sai**

Giả thiết  $\dot{\varphi}_3 > 0$ ;  $\dot{\varphi}_4 > 0$ . Do thế năng của hệ không đổi, ta có hàm Lagrange (1.4).

$$L = T \quad (1.4)$$

Công thức tính động năng tổng quát cho hệ N vật theo công thức (1.5).

$$T = \sum_{i=1}^N \int \frac{1}{2} dm_j v_i^j \cdot v_i^j \quad (1.5)$$

$$= \sum_{i=1}^N \left( \frac{1}{2} m_i v_i^j \cdot v_i^j + \frac{1}{2} \omega_i^j \cdot \vec{H}_i^j \right)$$

Từ đó ta có thể tính động năng của những chi tiết quay quanh 1 trục (1.6).

$$T_1 = \frac{1}{2} \dot{\varphi}_{1,x} (-j) \cdot (I_1^{yy} \dot{\varphi}_{1,x} (-j)) \quad (1.6)$$

$$= \frac{1}{2} I_1^{yy} \dot{\varphi}_{1,x}^2 = \frac{1}{2} I_1^{yy} \frac{(\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4)^2}{4C_1^2}$$

Đối với bánh răng hành tinh (5) quay quanh 2 trục, ta có (1.7).

$$T_5 = \frac{1}{2} I_5^{hh} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_5^{xx} \dot{\varphi}_{5,x}^2 \quad (1.7)$$

Hoặc cụ thể hơn ta cũng có thể xét động học của các điểm (phần tử) của bánh răng hành tinh (5).

$$\vec{r}_{p/0} = \vec{r}_r + \vec{r}_l$$

$$\Rightarrow \dot{\vec{r}}_{p/0} = \dot{\vec{r}}_r + \dot{\vec{r}}_l + r \dot{\theta} \hat{\theta} = \dot{\vec{n}} + r \dot{\theta} \hat{\theta} \quad (1.8)$$

$$\text{Với: } \dot{\vec{n}} = (\dot{\varphi}_{5,x} \hat{i}) \times (nl) = \dot{\varphi}_{5,x} n(\hat{i} \times \hat{l})$$

$$\Rightarrow T_5 = \int dm (\dot{\vec{r}}_{p/0} \cdot \dot{\vec{r}}_{p/0})$$

$$= \int dm (r^2 \dot{\theta}^2 + \dot{\varphi}_{5,x}^2 n^2) \quad (1.9)$$

$$= \frac{1}{2} I_5^{hh} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_5^{xx} \dot{\varphi}_{5,x}^2$$

$$= \frac{1}{2} I_5^{hh} C_2^2 \frac{(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3)^2}{4} + \frac{1}{2} I_5^{xx} \frac{(\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4)^2}{4}$$

Sau khi khai triển ta được (1.10).

$$(\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4)^2 = \dot{\varphi}_3^2 + \dot{\varphi}_4^2 + 2\dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_4$$

$$\text{và } (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3)^2 = \dot{\varphi}_4^2 + \dot{\varphi}_3^2 - 2\dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_4 \quad (1.10)$$

Nhóm hệ số của  $(\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4)^2$  và  $\dot{\varphi}_3 \dot{\varphi}_4$  ta thu được biểu thức của hàm Lagrange (1.11).

$$L = T$$

$$\left[ \frac{1}{8} \frac{I_1^{yy}}{C_1^2} + \frac{1}{8} (I_2^{xx} + 4I_3^{xx} + I_5^{xx} + I_6^{xx} + I_7^{xx}) + \frac{1}{8} C_2^2 I_5^{44} \right] \left( \dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4 \right)^2$$

$$+ \left[ \frac{1}{4} \frac{I_1^{yy}}{c_1^2} + \frac{1}{4} (I_2^{xx} + I_5^{xx} + I_6^{xx} + I_7^{xx}) - \frac{1}{4} c_2^2 \cdot I_5^{44} \right] \left( \dot{\varphi}_3 \cdot \dot{\varphi}_4 \right)_{3,4/6}^{ms} = \mu_{3,4/6} \cdot R_{Sa} \frac{\tau_0}{2R_p} \cdot \tan \alpha \cos \delta \times$$

$$= A(\varphi_3^2 + \varphi_4^2) + B(\dot{\varphi}_3 \cdot \dot{\varphi}_4) \quad (1.11)$$

$$\times \left( \frac{\cos(\delta_2 + \delta'_0) \sin(\delta_2 - \delta'_0) - (\delta_2 - \delta'_0)}{\sin(\delta'_0 + \delta_2) \sin(\delta'_0 - \delta_2)} \right) \quad (1.18)$$

Sử dụng phương trình Lagrange loại 1 (1.12)

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = Q_j \quad (1.12)$$

Ta viết được hệ phương trình động lực học cụm vi sai xe LF 3070G1 theo công thức (1.13).

$$\begin{cases} 2A \ddot{\varphi}_3 + B \ddot{\varphi}_2 = \left( \frac{\tau_0}{2} - \tau_{ctr} \right) - \tau_{mstr} (=K_1) \\ B \ddot{\varphi}_3 + 2A \ddot{\varphi}_4 = \left( \frac{\tau_0}{2} - \tau_{phr} \right) - \tau_{msph} (=K_2) \end{cases} \quad (1.13)$$

Hay viết dưới dạng ma trận (1.14).

$$\begin{bmatrix} 2A & B \\ B & 2A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_3 \\ \ddot{\varphi}_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_1 \\ K_2 \end{Bmatrix} \quad (1.14)$$

**Nhận xét:** - Gia tốc góc của 2 bán trục  $\left( \ddot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_4 \right)$  phụ thuộc tuyến tính vào momen xoắn

đầu vào  $\tau_0$  và momen xoắn cân 2 bên  $\tau_{ctr}, \tau_{cph}$ .

- Nếu chỉ tính riêng từ cụm vi sai trở đi,  $I_1^{yy} = 0$ .

### 3. Giải phương trình động lực học cụm vi sai và đánh giá kết quả

Theo [6] momen xoắn do ma sát xuất hiện trong cụm vi sai bao gồm:

$\tau_{5/3,4}^{ms}$  Momen xoắn do ma sát giữa bánh răng hành tinh (5) và 2 bánh răng bán trục (3), (4)

$\tau_{5/7}^{ms}$  Momen xoắn do ma sát giữa bánh răng hành tinh (5) và trục chủ thập (7)

$\tau_{5/6}^{ms}$  Momen xoắn do ma sát giữa bánh răng hành tinh (5) và vỏ vi sai (6)

$\tau_{3,4/6}^{ms}$  Momen xoắn do ma sát giữa bánh răng bán trục (3) hoặc (4) với vỏ vi sai (6).

Cụ thể:  $\tau_{5/4,4}^{ms} = (1 - \eta_{5/3,4}) \tau_0 \quad (1.15)$

$$\tau_{5/7}^{ms} = \mu_{5/7} \cdot \frac{\tau_0}{2R_S} \cdot \frac{d_{ax}}{2} \quad (1.16)$$

$$\tau_{5/6}^{ms} = \mu_{5/6} \cdot R_{Sa} \frac{\tau_0}{2R_p} \cdot \tan \alpha \sin \delta \times$$

$$\times \left( \frac{\cos(\delta_1 + \delta_0) \sin(\delta_1 - \delta_0) - (\delta_1 - \delta_0)}{\sin(\delta_0 + \delta_1) \sin(\delta_0 - \delta_1)} \right) \quad (1.17)$$

Với  $\eta_{5/3,4}$  - Hiệu suất truyền lực giữa (5) và (3), (4)

$\mu_{i/j}$  - Hệ số ma sát Comlomb giữa i và j

Giả sử momen xoắn đầu vào  $\tau_0$  là hằng số và momen do mát ở các ổ bi giá đỡ bán trục là bằng 0, ta có thể khảo sát 2 trường hợp của lực cân 2 bán trục:

i)  $\tau_{ctr} = \tau_{cph} =$  hằng số

ii)  $\tau_{ctr} = f(\varphi_3, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_3, \varphi_4, \dot{\varphi}_4, \ddot{\varphi}_4)$

và  $\tau_{cph} = g(\varphi_3, \dot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_3, \varphi_4, \dot{\varphi}_4, \ddot{\varphi}_4)$

**a) Trường hợp cân 2 bên là hằng số:**

$$\begin{bmatrix} 2A & B \\ B & 2A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_3 \\ \ddot{\varphi}_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_1 \\ K_2 \end{Bmatrix} = \text{hằng số}$$

$$\Rightarrow \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_3 \\ \ddot{\varphi}_4 \end{Bmatrix} = \frac{1}{4A^2 - B^2} \begin{bmatrix} 2A & -B \\ -B & 2A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} K_1 \\ K_2 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} \dot{\varphi}_3(t) \\ \dot{\varphi}_4(t) \end{Bmatrix} = \frac{1}{4A^2 - B^2} \begin{bmatrix} 2Ak_1 - Bk_2 \\ -Bk_1 - 2Ak_2 \end{bmatrix} t + \begin{Bmatrix} \dot{\varphi}_3(0) \\ \dot{\varphi}_4(0) \end{Bmatrix}$$

Và

$$\begin{Bmatrix} \varphi_3(t) \\ \varphi_4(t) \end{Bmatrix} = \frac{1}{4A^2 - B^2} \begin{bmatrix} 2Ak_1 - Bk_2 \\ -Bk_1 - 2Ak_2 \end{bmatrix} \cdot \frac{t^2}{2} +$$

$$+ \begin{Bmatrix} \dot{\varphi}_3(0) \\ \dot{\varphi}_4(0) \end{Bmatrix} t + \begin{Bmatrix} \varphi_3(0) \\ \varphi_4(0) \end{Bmatrix} \quad (1.19)$$

\* Nhận xét: Chuyển vị góc  $\varphi_3(t), \varphi_4(t)$  là một hàm bậc 2 phù hợp với điều kiện gia tốc góc  $\ddot{\varphi}_3(t), \ddot{\varphi}_4(t)$  không đổi.

**b) Trường hợp cân 2 bên biến thiên:**

Trong trường hợp có cân không khí, cân lên dốc và cân quán tính khi xe có gia tốc thì momen xoắn cân ở mỗi bánh xe là:

$$\tau_c = \frac{1}{2}(\tau_f + \tau_w + \tau_i + \tau_j) \quad (1.20)$$

Trong đó:

Cản lăn ở bánh xe:  $\tau_f = k \cdot \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha_0$

Cản do không khí:  $\tau_w = Wv^2 =$

$$WR_0^2 \left( \frac{\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4}{2} \right)^2$$

Cản do lên dốc:  $\tau_i = m \cdot g \cdot \sin \alpha_0$

$$\text{Cản do quán tính: } \tau_j = m \delta a = m \delta \left( \frac{\ddot{\varphi}_3 + \ddot{\varphi}_4}{2} \right)$$

Khi đó mô men xoắn trong hệ tọa độ suy rộng sẽ được viết bằng công thức (1.20).

$$Q_j = \sum \tau_i \cdot \frac{\partial \varphi_i}{\partial q_j} \quad (1.20)$$

Momen xoắn do ma sát:

$$Q^{ms} = Q_{\varphi_3}^{ms} = Q_{\varphi_3} \left| \tau_{\frac{5}{3,4}}^{ms} + Q_{\varphi_3} \left| \tau_{\frac{5}{7}}^{ms} + \right. \right. \quad (1.21)$$

$$\left. + Q_{\varphi_3} \left| \tau_{\frac{5}{6}}^{ms} + Q_{\varphi_3} \left| \tau_{\frac{5}{3,4}}^{ms} \right. \right.$$

$$\text{Với: } Q_{\varphi_3} \left| \tau_{\frac{5}{3,4}}^{ms} = -4\tau_{\frac{5}{3,4}}^{ms} \cdot \hat{i} \cdot \frac{\partial \varphi_2 \cdot \hat{i}}{\partial \varphi_3} = -4\tau_{\frac{5}{3,4}}^{ms}$$

$$Q_{\varphi_3} \left| \tau_{\frac{5}{7}}^{ms} = -4\tau_{\frac{5}{7}}^{ms} \cdot \hat{h} \cdot \frac{\partial \theta \cdot \hat{h}}{\partial \varphi_3} = -2C_2 \tau_{\frac{5}{7}}^{ms}$$

$$\left( \text{do } |\theta| = \frac{c_2}{2} |\varphi_4 - \varphi_3| \right) + \text{hằng số}$$

$$Q_{\varphi_3} \left| \tau_{\frac{5}{6}}^{ms} = -4\tau_{\frac{5}{6}}^{ms} \cdot \hat{h} \cdot \frac{\partial \theta \cdot \hat{h}}{\partial \varphi_3} = -2C_2 \tau_{\frac{5}{6}}^{ms}$$

$$Q_{\varphi_3} \left| \tau_{\frac{5}{3,4}}^{ms} = -2\tau_{\frac{5}{3,4}}^{ms} \cdot \hat{i} \cdot \frac{\partial \varphi_3 \cdot \hat{i}}{\partial \varphi_3} = -2\tau_{\frac{5}{3,4}}^{ms}$$

Tương tự, nếu ta có momen xoắn cản ở mỗi bánh xe trong hệ tọa độ suy rộng (1.22) và (1.23)..

$$Q_{\varphi_3}^c = -\frac{1}{2} mg(k\mu \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0) - \frac{m\delta'}{4} (\ddot{\varphi}_3 + \ddot{\varphi}_4) - \frac{WR_0^2}{8} (\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4)^2 \quad (1.22)$$

$$Q_{\varphi_4}^c = -\frac{1}{2} mg(k\mu \cos \alpha_0 + \sin \alpha_0) - \frac{m\delta'}{4} (\ddot{\varphi}_3 + \ddot{\varphi}_4) - \frac{WR_0^2}{8} (\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4)^2 \quad (1.23)$$

Phương trình động lực học cụm vi sai xe LF3070G1 lúc này là (1.24).

$$\begin{cases} A' \ddot{\varphi}_3 + B' \ddot{\varphi}_4 + D_1 (\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4)^2 = D_2^{tr} \\ B' \ddot{\varphi}_3 + A' \ddot{\varphi}_4 + D_1 (\dot{\varphi}_3 + \dot{\varphi}_4)^2 = D_2^{ph} \end{cases} \quad (1.24)$$

Đặt

$$\dot{\varphi}_3 = z_1, \quad \dot{\varphi}_4 = z_2$$

Ta viết được phương trình vi phân động lực học cụm vi sai dưới dạng ma trận:

$$\begin{bmatrix} A' & B' \\ B' & A' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_1 \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_2^{tr} - D_1(z_1^2 + z_2^2) \\ D_2^{ph} - D_1(z_1^2 + z_2^2) \end{bmatrix} \quad (1.25)$$

Với

$$A' = 2A + \frac{1}{4} m \delta_i$$

$$B' = B + \frac{1}{4} m \delta_i$$

$$D_1 = \frac{I_3 WR_0}{2m}$$

$$D_2^{tr} = \frac{\tau_0}{2} - \frac{1}{2} mgkR_0 \mu_{tr} \cos(\alpha_0) - \frac{I_3 g \sin(\alpha_0)}{R_0} + Q^{ms}$$

$$D_2^{ph} = \frac{\tau_0}{2} - \frac{1}{2} mgkR_0 \mu_{ph} \cos(\alpha_0) - \frac{I_3 g \sin(\alpha_0)}{R_0} + Q^{ms}$$

Do phương trình vi phân trên không "cứng", ta có thể dùng phương pháp Runge-Kutta để giải. Trong Matlab, áp dụng phương trình trên vào

ode45 để giải cho  $z_1(t)$  và  $z_2(t)$ . Sau đó ta có thể dùng (các) phương pháp tính phân rời rạc của hàm  $z_1(t)$  và  $z_2(t)$  (ví dụ như phương

pháp tích phân hình thang trapz) để tìm  $\varphi_3(t)$  và  $\varphi_4(t)$ .

#### 4. Khảo sát động lực học vi sai ô tô tải nhẹ LF3070G1

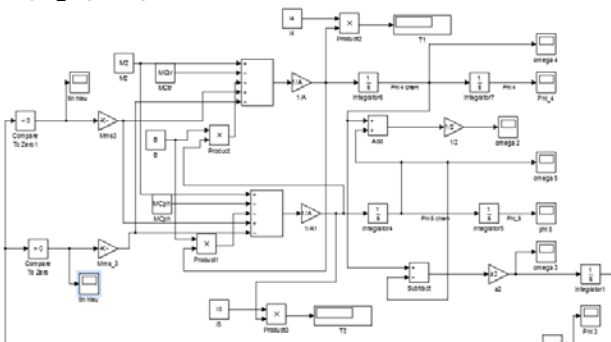
##### 4.1 Phần mềm khảo sát

Để khảo sát động lực học vi sai xe tải LF3070G1 ta có thể dùng nhiều phần mềm khác nhau như phần mềm Mathematica, phần mềm Maple, phần mềm Matlab – Simulink... Ở đây chọn sử dụng phần mềm Matlab – Simulink để khảo sát. Phần

mềm Matlab – Simulink là một công cụ trợ giúp đắc lực và được sử dụng phổ biến hiện nay để giải và mô phỏng hệ phương trình vi phân. Matlab – Simulink là một chương trình lớn trong lĩnh vực toán số với thế mạnh là tính toán và mô phỏng hệ thống. Phần cốt lõi của chương trình bao gồm một số hàm toán, các chức năng nhập/xuất, cũng như các chức năng điều khiển chu trình. Simulink là một chương trình mở rộng của Matlab nhằm mục đích mô hình hóa, mô phỏng và khảo sát các hệ thống động lực học. Mô hình đồ họa trên màn hình Simulink cho phép thể hiện hệ thống dưới dạng sơ đồ tín hiệu và các khối chức năng. Simulink cung cấp cho người dùng thư viện phong phú với các khối chức năng cho các hệ tuyến tính, phi tuyến và gián đoạn. Ưu điểm vượt trội của Simulink là khả năng tích hợp hệ thống mạnh mẽ. Ngày nay Simulink được ứng dụng rộng rãi trong các ngành khoa học khác nhau và nó đã đem lại những kết quả đáng tin cậy cho các công trình nghiên cứu của các nhà khoa học.

#### 4.2 Sơ đồ mô phỏng hệ thống trong Simulink

Từ hệ phương trình vi phân động lực học cụm vi sai xe LF3070G1 ta có sơ đồ Simulink mô phỏng động lực học vi sai như trên hình 1.3.



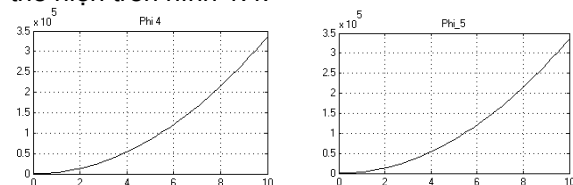
**Hình 1.3. Sơ đồ Simulink mô phỏng động lực học vi sai ô tô tải nhẹ LF3070G1**

#### 4.3 Phân tích kết quả khảo sát động lực học vi sai ô tô tải nhẹ LF3070G1

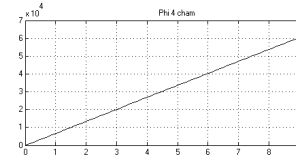
##### 4.3.1 Khảo sát theo hệ số cản mặt đường

Ta tiến hành khảo sát với mô men trên trục chủ động  $M_1=1000$  N.m với hệ số cản khác nhau của mặt đường, trong chuyên đề trình bày khảo sát với 3 hệ số cản của 3 loại đường khác nhau, đường nhựa tốt  $f=0.015$ ; đường đất khô  $f=0.03$  và đường cát  $f=0.2$ , với đầu ra là chuyển vị và vận tốc gốc ở hai bán trục.

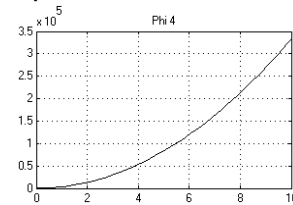
Kết quả khảo sát ảnh hưởng của hệ số cản mặt đường đến chuyển động xe tải LF3070G1 được thể hiện trên hình 1.4.



Chuyển vị của bánh xe bên trái khi chạy trên đường nhựa tốt có hệ số cản  $f = 0.015$ .



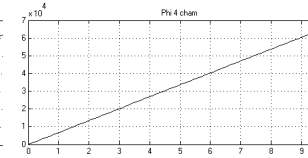
Vận tốc gốc của bánh xe bên trái khi chạy trên đường nhựa tốt có hệ số cản  $f = 0.015$ .



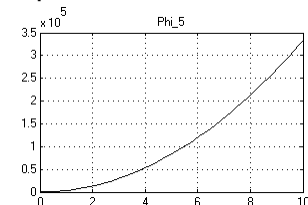
Chuyển vị của bánh xe bên trái khi chạy trên đường đất khô có hệ số cản  $f = 0.03$ .

**Hình 1.4. Các kết quả khảo sát thông số động lực học vi sai theo lực cản tại các bánh xe**

Chuyển vị của bánh xe bên phải khi chạy trên đường nhựa tốt có hệ số cản  $f = 0.015$ .



Vận tốc gốc của bánh xe bên phải khi chạy trên đường nhựa tốt có hệ số cản  $f = 0.015$ .

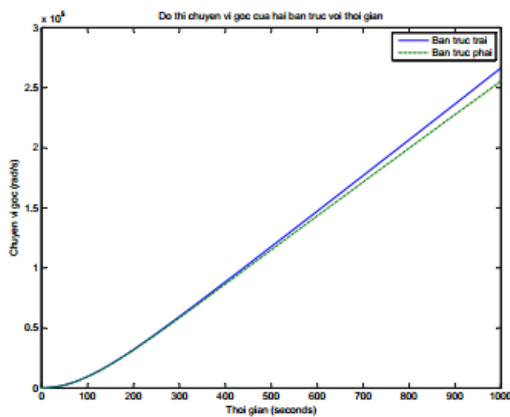


Chuyển vị của bánh xe bên phải khi chạy trên đường đất khô có hệ số cản  $f = 0.03$ .

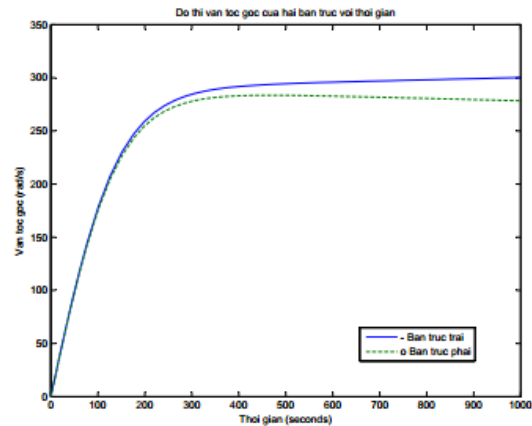
Từ các kết quả của đồ thị, ta thấy rằng khi hệ số cản mặt đường ở 2 bánh xe bằng nhau thì chuyển vị và vận tốc gốc của 2 bánh xe cũng bằng nhau. Khi hệ số cản tăng lên thì giá trị chuyển vị và vận tốc gốc 2 bánh xe giảm đi và ngược lại. Khi hệ số cản ở 2 bánh xe khác nhau, thì ở bánh xe có hệ số cản thấp hơn sẽ có chuyển vị và vận tốc gốc cao hơn bánh xe có hệ số cản cao hơn và ngược lại.

##### 4.3.2 Khảo sát tại các vận tốc chuyển động của xe khác nhau

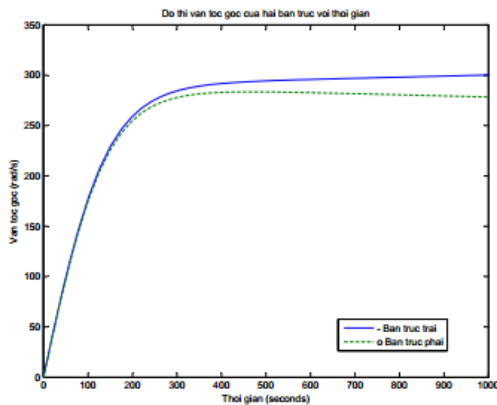
Tại các tay số khác nhau, mô men trên trục chủ động của cầu sau sẽ khác nhau. Sử dụng lập trình trong Matlab ta có thể khảo sát các trường hợp lực cản hai bên bánh xe chủ động bằng nhau (xe chạy thẳng) hoặc khác nhau (xe chuyển hướng chuyển động). Trên hình 1.5 trình bày kết quả khảo sát trường hợp xe chuyển hướng tại tay số 1 (hình 1.5a) và tại tay số 5 (hình 1.5b).



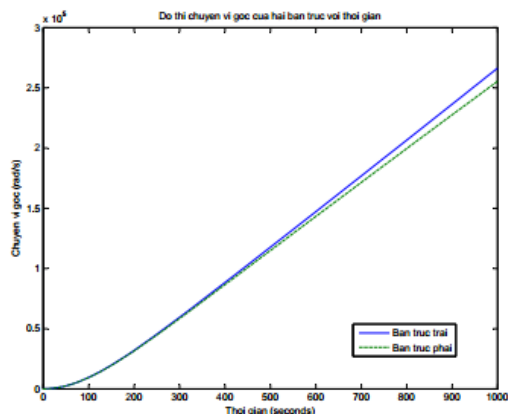
a) Đồ thị chuyển vị góc của hai bán trục bên trái và bên phải theo thời gian tại tay số 1



b) Đồ thị vận tốc góc của hai bán trục bên trái và bên phải theo thời gian tại tay số 5



b) Đồ thị vận tốc góc của hai bán trục bên trái và bên phải theo thời gian tại tay số 1



c) Đồ thị chuyển vị góc của hai bán trục bên trái và bên phải theo thời gian tại tay số 5

**Hình 1.5. Các kết quả khảo sát thông số động lực học vi sai tại các tay số khác nhau**

### 5. Kết luận

Mô hình động lực học hệ thống vi sai cầu sau chủ động xe ô tô tải nhẹ trong trường hợp tổng quát và hệ phương trình vi phân được xây dựng từ hàm Lagrange đã mô tả được đầy đủ các thông số ảnh hưởng đến hệ thống gồm lực chủ động, lực cản, ma sát trong vi sai.

Xây dựng sơ đồ thuật toán trong Matlab và Matlab Simulink mô phỏng và giải bài toán động lực học vi sai trường hợp các vận tốc xe khác nhau (tỷ số truyền hộp số khác nhau) và trường hợp lực cản trên hai bánh xe chủ động bằng nhau và trường hợp lực cản khác nhau. Từ đó xác định được điều kiện hoạt động của xe trên đường giao thông, đường nông nghiệp, đường lâm nghiệp và những loại đường khác nhau nhằm nâng cao chất lượng động lực học của xe ô tô khi hoạt động trên đường.

### 6. Tài liệu tham khảo

- [1] GS. TSKH Nguyễn Hữu Cẩn và tập thể tác giả, Lý thuyết ô tô máy kéo, Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật, 1996.
- [2] Hibbeler, Russell C, *Engineering Mechanics: Dynamic*, 2009
- [3] Williams, J., *Fundamental of Applied Dynamic*, 1995.
- [4] Masayuki Yano, Jame Douglass, George Konidaris, Anthony T Patera, *Math, Numerics, and Programming (for Mechanical Engineers)*, 2004.
- [5] MARC OLLÉ BERNADES, *Torque split between left and right drive shaft over a front wheel drive differential* Master's Thesis in the Mechanical and Automotive Engineering Msc, 2012.
- [6] Gregogy Antoni, *On the Mechanical Friction Losses Occurring in Automotive Differential Gearboxes*, the Scientific World Journal, Volume 2014, Article ID 523281, 11 pages.