

Khảo sát sự phân bố mô men trong cụm vi sai cầu sau chủ động ô tô tải nhẹ

Analysis of torque distribution in differential of light truck active rear axle

Ths Lê Hoàng Anh¹ Nguyễn Quang Thái²
PGS.TS Đào Duy Trung³ TS Nguyễn Thanh Quang⁴

¹Khoa Cơ khí Chế tạo máy, Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Vĩnh Long, 73, Nguyễn Huệ, Vĩnh Long.

Email: anhhl@vlute.edu.vn

²Student of Kettering University, USA. Student ID: 702026526

Email: nguyenquangthai.tm@gmail.com

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

trungdd@narime.gov.vn

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

Email: quangamk@gmail.com

Báo cáo tóm tắt: Sự thay đổi mô men phân bố ra các bánh xe chủ động phụ thuộc vào giá trị mô men ma sát. Nói cách khác mômen phân bố ra các bánh xe chủ động là một hàm của mô men ma sát. Trong bài báo này đã phân tích ảnh hưởng của ma sát đến sự phân bố mô men ra hai bán trục ô tô, phân tích các ma sát trong bộ vi sai và đưa ra mô hình tính toán các giá trị ma sát này trong vi sai cầu sau chủ động và tiến hành khảo sát ma sát trong vi sai với sự hỗ trợ của phần mềm Ansys Workbench.

Từ khóa: Mô men phân bố, vi sai, ma sát, Ansys Workbench.

Abstract: The change in the torque distribution to the active wheels depends on the frictional torque value. In other words, the torque distribution to the active wheels is a function of the frictional torque. This paper analyzes the effect of frictional torque on the torque distribution to the two half-shafts. The paper also considers friction in the differential and provides computational models of friction values in the active rear axle differential. Finally, friction in the differential are analyzed with the support of Ansys Workbench software.

Keywords: Torque distribution, differential, friction, Ansys Workbench.

1. Mở đầu

Cùng với sự phát triển kinh tế xã hội của đất nước, nhu cầu vận chuyển bằng xe tải ngày càng cao trong đó loại xe tải nhẹ có tải trọng 3 tấn có thị phần lớn trên thị trường. Xe ô tô tải được sản xuất lắp ráp trong nước tại một số liên doanh với nước ngoài (Hino, Mitshubishi, Mekong Auto...) và một số doanh nghiệp có vốn đầu tư trong nước (Trường Hải, Vinaxuki, Vinamotor, Veam Motor...).

Với xu hướng: "Phát triển ngành công nghiệp ô tô đồng bộ với sự phát triển hệ thống hạ tầng giao thông", mở ra thời cơ mới cho dòng xe tải nhẹ sản xuất và lắp ráp trong nước có thể mở rộng phạm vi hoạt động, nâng cao chức năng sử dụng trên nhiều loại đường giao thông khác

nhau. Để góp phần giúp cho nhà sản xuất đưa vào sản xuất thực tiễn, cần nghiên cứu động lực học các bộ phận của xe nhằm tăng tính năng kéo bám của xe. Thực tế cho thấy sự thay đổi mô men phân bố ra các bánh xe chủ động phụ thuộc vào giá trị mô men ma sát. Nói cách khác mômen phân bố ra các bánh xe chủ động M_{bx} là một hàm của mô men ma sát. Bài báo tập trung khảo sát sự phân bố mô men trong cụm vi sai cầu sau chủ động trên xe tải nhẹ LIFAN LF3070G1.

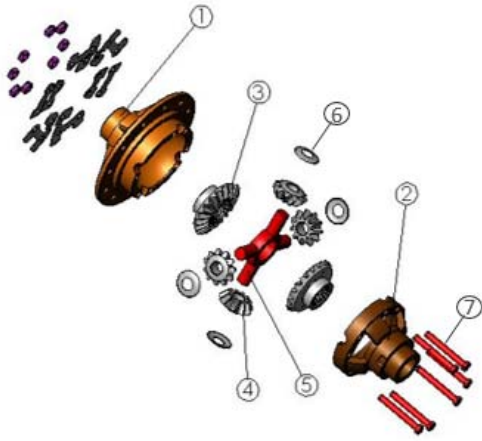
2. Nội dung nghiên cứu

2.1 Kết cấu cụm vi sai cầu sau xe tải

Bộ vi sai nằm trong truyền lực chính cầu sau xe tải gồm: hai nửa vỏ vi sai 1, 2; hai bánh răng bán trục 3; bốn bánh răng hành tinh 4; trục chữ thập 5; các đệm tựa lưng cho các bánh răng 6. Các bánh răng vi sai quay trên trục chữ thập và quay

cùng vỏ vi sai.

Các bánh xe chủ động gắn chặt với bán trục được lắp then hoa với bánh răng bán trục. Sơ đồ cấu tạo chi tiết cụm vi sai xe tải nhẹ trình bày trên hình 1.1.



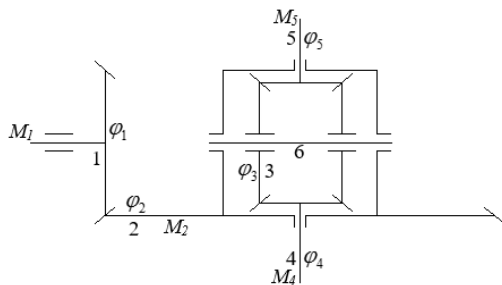
Hình 1.1 Cấu tạo cụm vi sai cầu sau chủ động ô tô tải nhẹ

1. Nửa trong vỏ vi sai; 2. Nửa ngoài vỏ vi sai; 3. Bánh răng bán trục; 4. Bánh răng hành tinh; 5. Trục chữ thập; 6. Đệm chống xoay; 7. Bu lông

2.2 Ảnh hưởng của ma sát trong cụm truyền lực chính và vi sai cầu sau đến phân bố mô men ra hai bán trục xe tải nhẹ LF3070G1

2.2.1. Ma sát trong bộ vi sai

Khi không xét đến hiệu suất của ly hợp, hộp số, trục các đăng. Xét bài toán mô men được phân bố đến trục chủ động của truyền lực chính là M_1 . Từ mô men trên trục của bánh răng chủ động M_1 thông qua cặp bánh răng hypoid của truyền lực chính và cơ cấu vi sai mô men sẽ được phân chia ra hai bánh xe chủ động bên trái và bên phải là M_4, M_5 . Từ đó ta có mô hình nghiên cứu động lực học vi sai xe tải LF3070G1 như hình 2.1



1. Bánh răng chủ động; 2. Bánh răng bị động và vỏ vi sai; 3. Bánh răng vi sai; 4. Bánh răng bán trục trái; 5. Bánh răng bán trục phải; 6. Trục chữ thập

Hình 2.1 Mô hình cầu sau và vi sai xe tải LF3070G1

Trong đó: φ_1 chuyển vị góc của bánh răng chủ động, φ_2 chuyển vị góc của bánh răng bị động và

vỏ vi sai, φ_3 chuyển vị góc của bánh răng hành tinh, φ_4 chuyển vị góc của bánh răng bán trục trái, φ_5 chuyển vị góc của bánh răng bán trục phải. M_1, M_2, M_4, M_5 lần lượt là mô men xoắn trên trục chủ động, trục bị động, bánh răng bán trục trái và bánh răng bán trục phải.

Từ mô hình nghiên cứu khi truyền mô men xoắn từ trục bánh răng chủ động, mô men xoắn M_1 sẽ bị tổn hao do ma sát trong truyền lực chính và hệ thống vi sai do đó mô men xoắn ở bánh xe chủ động sẽ nhỏ hơn mô men xoắn của trục chủ động. Như vậy, sự thay đổi mô men phân bố ra các bánh xe chủ động phụ thuộc vào giá trị mô men ma sát. Nói cách khác mô men phân bố ra các bánh xe chủ động M_{bx} là một hàm của mô men ma sát: $M_{bx} = M_k = f(M_i^{ms})$. Từ hệ phương trình vi phân mô tả động lực học hệ vi sai khi có xét đến ma sát trong hệ vi sai:

$$\begin{cases} M_1 \frac{a_1}{2} - M_{Ctr} - M_1^{ms} \frac{a_1}{2} - M_2^{ms} \frac{1}{2} \pm 2M_3^{ms} a_2 \pm M_4^{ms} = \\ \left(\frac{I_1 a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} + I_4 + 2I_3 a_2^2 \right) \ddot{\varphi}_4 + \left(\frac{I_1 a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} - 2I_3 a_2^2 \right) \ddot{\varphi}_5 \\ M_1 \frac{a_1}{2} - M_{Cph} - M_1^{ms} \frac{a_1}{2} - M_2^{ms} \frac{1}{2} \pm 2M_3^{ms} a_2 \pm M_5^{ms} = \\ \left(\frac{I_1 a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} - 2I_3 a_2^2 \right) \ddot{\varphi}_4 + \left(\frac{I_1 a_1^2}{4} + \frac{I_2}{4} + I_4 + 2I_3 a_2^2 \right) \ddot{\varphi}_5 \end{cases} \quad (1)$$

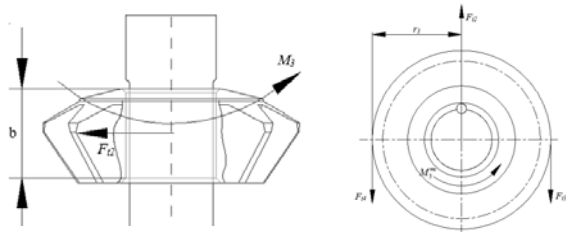
Với $M_1^{ms}, M_2^{ms}, M_3^{ms}, M_4^{ms}, M_5^{ms}$ lần lượt là mô men ma sát trên trục chủ động, mô men ma sát trên trục bánh răng vi sai, mô men ma sát trên trục bánh răng bán trục trái và phải. Ta có mô men phân bố ra bán trục trái M_4 và bán trục phải M_5 :

$$\begin{cases} M_4 = F_{t4} \cdot r_4 - M_{Ctr} - M_4^{ms} = I_4 \ddot{\varphi}_4 \\ M_5 = F_{t5} \cdot r_5 - M_{Cph} - M_5^{ms} = I_5 \ddot{\varphi}_5 \end{cases} \quad (2)$$

F_{t3}, F_{t4} : là lực ăn khớp tiếp tuyến của bánh răng vi sai với bánh răng bán trục phải và trái M_{ctr}, M_{cph} : là mô men cản trên trục bánh răng bán trục trái và phải. Từ biểu thức (2), (3) ta thấy rằng hàm phân bố mô men ra các bán trục là hàm của mô men ma sát. Do đó để tính toán mô men phân bố ra các bán trục ta cần tính toán giá trị các mô men ma sát trong hệ thống vi sai. Khi không xét đến ma sát trong cụm truyền lực chính, xét ma sát trong hệ thống vi sai gồm: Ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập $M_{ht/tr}^{ms}$, ma sát bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng $M_{ht/d}^{ms}$, ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai $M_{bt/d}^{ms}$. Sau đây ta sẽ xét cụ thể từng thành phần ma sát trên.

2.2.2 Ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập

Mô hình tính toán mô men ma sát và lực ăn khớp khi bánh răng vi sai quay quanh trục chữ thập là bài toán ma sát trượt trong khớp quay như hình 2.2



Hình 2.2 Mô hình ma sát và lực ăn khớp khi bánh răng vi sai quay quanh trục chữ thập

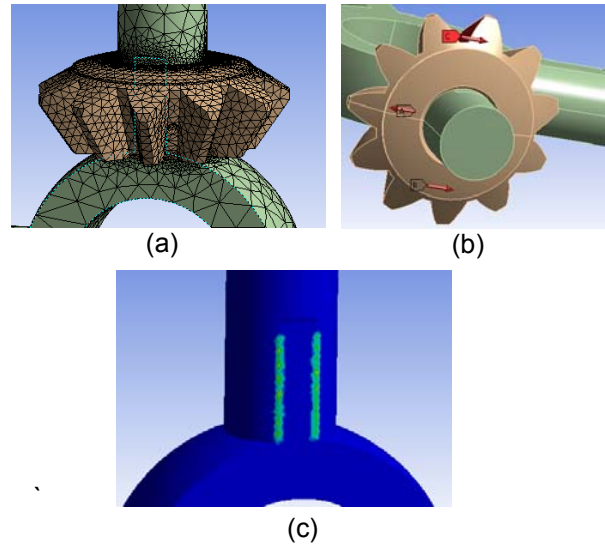
Với M_3 là mô men quay bánh răng vi sai; b Bề dày bánh răng vi sai; F_{t2} lực vô vi sai tác dụng lên trục chữ thập. Bề mặt trục và lỗ trục bánh răng vi sai sẽ tiếp xúc nhau theo cung tròn $AB = \beta$. Giả sử áp lực tiếp xúc bề mặt trục và lỗ trục bánh răng vi sai phân bố theo hàm $p(\alpha)$ nào đó trong cung tiếp xúc β . $M_{ht/tr}^{ms}$ là mô men ma sát khi tiếp xúc giữa bề mặt trục chữ thập và lỗ trục bánh răng vi sai:

$$M_{ht/tr}^{ms} = \int_{\beta} dM_{ht/tr}^{ms} dS \quad (4)$$

$$= \int_{\beta} \mu b r_s^2 p(\alpha) d\alpha = \mu b r_s^2 \int_{\beta} p(\alpha) d\alpha$$

Trong đó μ là hệ số ma sát. Từ biểu thức (4) để tính mô men ma sát này cần xác định hàm phân bố áp lực tiếp xúc giữa bề mặt trục và lỗ trục bánh răng vi sai $p(\alpha)$. Việc xác định hàm $p(\alpha)$ theo phương pháp lý thuyết truyền thống gặp nhiều khó khăn do vấn đề tiếp xúc là một trong những bài toán phi tuyến hết sức phức tạp. Tuy nhiên, với sự xuất hiện của máy tính và sự tiến bộ vượt bậc của kỹ thuật tính toán, có thể áp dụng phần mềm phần tử hữu hạn (PTHH) để thiết kế mô phỏng các bài toán ma sát do tiếp xúc và Ansys Workbench là một phần mềm PTHH mạnh trong lĩnh vực này. Do đó, trong bài báo này chọn phần mềm Ansys Workbench để phân tích và khảo sát ma sát do tiếp xúc trong hệ thống vi sai cầu sau ô tô tải nhẹ LG3070G1.

Mô hình phân tích PTHH bài toán này như hình 2.3a. Các lực tác dụng và ràng buộc lên mô hình phân tích PTHH hình 2.3b. Kết quả chạy chương trình như hình 2.3c.



Hình 2.3 Mô hình PTHH và kết quả phân tích ma sát giữa bánh răng hành tinh và trục chữ thập

Từ kết quả phân tích ta có hàm phân bố áp lực

$$\Rightarrow p(\alpha) = -0.12\alpha^2 + 2.24\alpha + 20.88 \quad (5)$$

Thế vào (4) ta tính mô men ma sát $M_{ht/tr}^{ms}$:

$$M_{ht/tr}^{ms} = \mu b r_s^2 \int_{\beta} p(\alpha) d\alpha$$

$$= \mu b r_s^2 \int_0^{\frac{\pi}{15}} (-0.12\alpha^2 + 2.24\alpha + 20.88) d\alpha$$

Với

$$\mu = 0.2; b = 0.028m; r_s^2 = 0.0137m^2$$

$$\Rightarrow M_{ht/tr}^{ms} = 1.3N.m \quad (7b)$$

2.2.3 Ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng

Để tính toán mômen ma sát giữa này, ta cần lập các biểu thức tính lực trong quá trình ăn khớp giữa bánh răng hành tinh và bánh răng bán trục. α là góc ăn khớp, δ là nửa góc côn chia; X_{ht} là lực trong quá trình ăn khớp của bánh răng hành tinh tác dụng lên đệm tựa lưng, dưới tác dụng của X_{ht} đệm tác dụng lên lưng bánh răng hành tinh áp lực P_{ht}^l . X_{ht} được tính theo biểu thức (9):

$$\begin{cases} F_{t3} + F_{t4} = F_{t2} \\ F_{r3} = F_{r4} \\ (F_{t3} + F_{t4}) \operatorname{tg} \alpha \sin \delta = X_{ht} \end{cases}$$

Trong đó:

F_{t4}, F_{t3} là lực vòng tiếp tuyến; F_{r4}, F_{r3} là lực hướng tâm; F_{a4}, F_{a3} là lực pháp tuyến trong ăn khớp bánh răng nón răng thẳng giữa bánh răng hành tinh và bánh răng bán trục. α là góc ăn khớp, δ là nửa góc côn chia; X_{ht} là lực trong quá trình ăn khớp của bánh răng hành tinh tác dụng lên đệm tựa lưng, dưới tác dụng của X_{ht} đệm tác dụng lên lưng bánh răng hành tinh áp lực P_{ht}^l . X_{ht} được tính theo biểu thức (9):

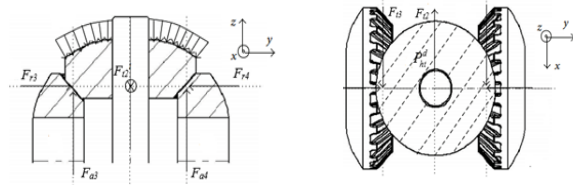
$$X_{ht} = \int_0^{2\pi} \int_{\delta_0}^{\delta_1} P_{ht}^d(\theta, \phi) r_{ht}^2 \cos \theta \sin \theta d\theta d\phi \quad (9)$$

Với δ_1, δ_2 là góc định nghĩa phần hình cầu của lạng bánh răng hành tinh có tiếp xúc với đệm; r_{ht} là bán kính cầu trong của đệm (nơi có tiếp xúc giữa lạng bánh răng hành tinh và đệm). Ta có biểu thức mômen ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm lạng:

$$M_{ht/d}^{ms} = \int_0^{2\pi} \int_{\delta_0}^{\delta_1} \tau_{ht}^d(\theta, \phi) r_{ht}^3 \sin \theta d\theta d\phi \quad (10)$$

$$= \int_0^{2\pi} \int_{\delta_0}^{\delta_1} \mu P_{ht}^d(\theta, \phi) r_{ht}^3 \sin \theta d\theta d\phi$$

Ta có $\tau_{ht}^d(\theta, \phi) = \mu_{ht/d} P_{ht}^d$ là áp lực trượt trên mặt lạng bánh răng hành tinh theo định luật ma sát Coulomb, $\mu_{ht/d}$ là hệ số ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm.



Hình 2.4 Lực ăn khớp trong cặp bánh răng hành tinh và bánh răng bán trục.

Khi vòng đệm còn mới, chế tạo chính xác có thể coi áp lực pháp tuyến phân bố đều $P_{ht}^d(\theta, \phi) = P_{ht}^d$ ta tính được:

$$X_{ht} = 2\pi r_{ht}^2 P_{ht}^d \left(\frac{\cos(2\delta_0) - \cos(2\delta_1)}{4} \right) \quad (9)$$

$$M_{ht/d}^{ms} = \mu_{ht/d} r_{ht} \frac{M_2}{2r_5} \tan \alpha \sin \delta \times \left(\frac{\cos(\delta_1 + \delta_0) \sin(\delta_1 - \delta_0) - (\delta_1 - \delta_0)}{\sin(\delta_0 + \delta_1) \sin(\delta_0 - \delta_1)} \right) \quad (12)$$

Với các số liệu tính toán:

$$F_{t2} = 14 \text{ KN}; \delta_0 = ((12+(10/60))*\pi)/180;$$

$$\delta = ((28+(48/60))*\pi)/180; \delta_1 = ((22+(48/60))*\pi)/180$$

Thế vào (12) ta tính được:

$$M_{ht/d}^{ms} = 5.6132 \text{ N.m}$$

Mô men ma sát trên trục bánh răng vi sai:

$$M_3^{ms} = M_{ht/tr}^{ms} + M_{ht/d}^{ms} = 7 \text{ N.m} \quad (13)$$

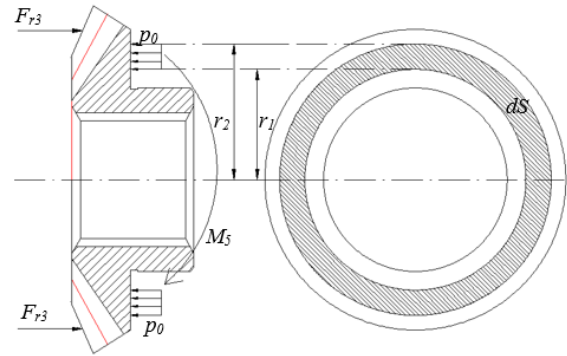
2.2.4 Ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai

Do tính chất đối xứng, nên có thể coi mô men ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai bên trái và bên phải bằng nhau: $M_4^{ms} = M_5^{ms}$. Ma sát giữa lạng bánh răng hành tinh và vỏ vi sai chính

là ma sát khớp quay chặn được mô tả như hình 2.5, trong khớp quay chặn còn mới, chế tạo chính xác có thể coi áp suất là phân bố đều trong toàn bộ diện tích tiếp xúc, giá trị áp suất là p_0 . Phân tích tương tự như trường hợp ma sát giữa bánh răng hành tinh và đệm ta có lực ép lạng bánh răng bán trục vào vỏ vi sai:

$$X_{bt} = F_{t2} \tan \alpha \sin \bar{\delta} \quad (14)$$

Trong đó $\bar{\delta}$ là nửa góc côn chia của bánh răng bán trục



Hình 2.5. Mô hình tính toán ma sát bánh răng bán trục và vỏ vi sai

Mô men ma sát giữa bánh răng bán trục và vỏ vi sai:

$$\Rightarrow M_4^{ms} = \frac{2}{3} \pi \mu p_0 (r_2^3 - r_1^3) \quad (15)$$

Xét cân bằng của trục ta có:

$$p_0 = \frac{X_{bt}}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \quad (16)$$

Thay (16) vào (15) ta có:

$$M_4^{ms} = \frac{2}{3} \mu X_{bt} \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{(r_2^2 - r_1^2)} \quad (17)$$

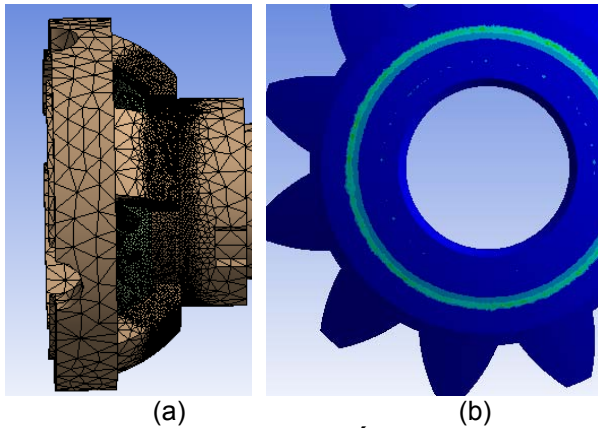
Để tính M_4^{ms} ta cần xác định r_1, r_2 tức và xác định vùng có áp lực tiếp xúc của bánh răng bán trục và vỏ vi sai. Để tính r_1, r_2 ta sử dụng phần mềm Ansys Workbench để mô phỏng vùng có áp lực tiếp xúc bánh răng bán trục và vỏ vi sai. tiến hành chia lưới cho mô hình như hình 2.6a và chạy chương trình phân tích trong Ansys Workbench ta nhận được áp lực tiếp xúc phân bố trên lạng bánh răng bán trục như hình 2.6b. Từ kết quả phân tích ta có $r_1 = 0.079/2 \text{ m}$, $r_2 = 0.092/2 \text{ m}$

Khi phân tích với $F_{t2} = 14 \text{ KN}$ từ (14)

$$\Rightarrow X_{bt} = 2.0563 \text{ KN}$$

Thế vào (17):

$$M_4^{ms} = \frac{2}{3} \mu X_{bt} \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{(r_2^2 - r_1^2)} = 35.2304 \text{ N.m} \quad (18)$$



Hình 2.6. Mô hình PTHH tiếp xúc lưng bánh răng bán trục và vỏ vi sai và kết quả trong phần mềm Ansys

2.3. Tính toán mô men phân bố trên hai bán trục cầu sau vi sai ô tô tải nhẹ LF3070G1

Từ (2), (3) ta có mô men trên bán trục trái M_4 và mô men trên bán trục phải M_5 :

$$\begin{cases} M_4 = F_{t4} \cdot r_4 - M_{Ctr} - M_4^{ms} = I_4 \ddot{\varphi}_4 \\ M_5 = F_{t3} \cdot r_5 - M_{Cph} - M_5^{ms} = I_5 \ddot{\varphi}_5 \end{cases} \quad (19)$$

Với mô men đầu vào $M_1 = 784.7202$ (N.m) ta tính được:

$$F_{t1} = \frac{M_1}{r_1} = 9895.6(N); \quad F_{t2} = \frac{F_{t1} \cdot r_2}{r_r} = 14000(N)$$

Từ mục 2.2.2 và 2.2.3 đã tính được mô men ma sát trên trục bánh răng vi sai:

$$M_3^{ms} = M_{ht/tr}^{ms} + M_{ht/d}^{ms} = 7N.m \quad (20)$$

$$F_{t3} = \frac{F_{t2}}{2} + \frac{M_3^{ms}}{2r_3} = 7099.5(N); \quad (21)$$

$$F_{t4} = \frac{F_{t2}}{2} - \frac{M_3^{ms}}{2r_3} = 6900.5(N)$$

M_{Ctr} và M_{Cph} là mô men cản lăn trên bánh xe trái và phải ta có:

$$M_{Ctr} = G_{tr} \cdot f_{tr} \cdot r_b; \quad M_{Cph} = G_{ph} \cdot f_{ph} \cdot r_b \quad (22)$$

G_{tr}, G_{ph} : là trọng lượng xe tác dụng lên bánh xe chủ động, $G_{tr} = G_{ph} = 2550/2$ (Kg).

f_{tr}, f_{ph} : hệ số cản lăn của bánh xe chủ động bên trái và phải, $f_{tr} = f_{ph} = 0.015$. r_b : Bán kính bánh xe chủ động,

$$\Rightarrow M_{Ctr} = M_{Cph} = 191.25(N) \quad (23)$$

Thế (21), (22) và (23) vào biểu thức (2),(3) tính được mô men trên bán trục trái M_4 và mô men trên bán trục phải M_5 :

$$\begin{cases} M_4 = F_{t4} \cdot r_4 - M_{Ctr} - M_4^{ms} = 580.7405(N.m) \\ M_5 = F_{t3} \cdot r_5 - M_{Cph} - M_5^{ms} = 604.0195(N.m) \end{cases} \quad (24)$$

3. Kết luận

Bài báo đã phân tích ảnh hưởng ma sát trong bộ vi sai đến phân bố mô men trên hai bán trục cầu sau vi sai ô tô tải nhẹ LF3070G1. Giá trị mô men phân bố ra các bán trục phụ thuộc vào giá trị mô men ma sát. Nói cách khác mô men phân bố ra bán trục trái và phải là hàm của mô men ma sát:

$$M_4 = M_5 = f(M_i^{ms})$$

Tiến hành khảo sát và tính toán các giá trị ma sát trong vi sai với sự hỗ trợ của phần mềm Ansys: khi mô men đầu vào là mô men trên bánh răng chủ động $M_1 = 784.7202$ (N.m), ta tính được giá trị ma sát giữa bánh răng vi sai với trục chữ thập $M_{ht/tr}^{ms} = 1.3N.m$, mô men ma sát giữa lưng bánh răng hành tinh và đệm tựa lưng $M_{ht/d}^{ms} = 5.6132N.m$, mô men ma sát giữa lưng bánh bán trục và vỏ vi sai $M_4^{ms} = 35.2304N.m$.

Khi mô men đầu vào là mô men trên bánh răng chủ động $M_1 = 784.7202$ (N.m), thông qua các giá trị mô men ma sát, ta tính được mô men phân bố trên bán trục trái $M_4 = 580.7405$ (N.m), mô men phân bố trên bán trục phải là $M_5 = 604.0195$ (N.m)

4. Tài liệu tham khảo

- [1] GS. TSKH Nguyễn Văn Khang, Động lực học hệ nhiều vật, Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật, 2007.
- [2] Admed A. Shabana, Dynamic of multybody systems, Willey publication, 2011.
- [3] 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.
- [4] Nguyễn Phùng Quang, Matlab và Simulink, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2004.
- [5] Đỗ Giao Tiên, Nghiên cứu, thiết kế và chế tạo cụm cầu sau sử dụng cho các loại ô tô tải nhỏ tải trọng đến 3 tấn, Mã số: KC.05.22/06-10
- [6] Wasim Younis, AutoDesk Inventor Simulation 2011, BH Producer, 2011.
- [7] Xiaolin Chen..., Finite Element Modeling and Simulation with Ansys Workbench, CRC Press, 2012.
- [8] David H. Myzaska, "Machines and Mechanisms", Fouth Edition, 2010.