



PHÂN TÍCH CÁC TRẠNG THÁI CHỊU TẢI CỦA BỘ NHÍP LÁ TRÊN HỆ THỐNG TREO Ô TÔ DƯỚI TÁC DỤNG CỦA TẢI TRỌNG KẾT HỢP

Nguyễn Thiết Lập^{1*}, Tạ Thị Thanh Huyền²

Tóm tắt: Trong các tính toán thông thường, người ta chỉ quan tâm đến tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bộ nhíp. Tuy nhiên, trên thực tế, ngoài tải trọng thẳng đứng, bộ nhíp còn có thể chịu cả lực ngang, lực dọc (phanh, kéo) và mô men xoắn ngang. Khi bộ nhíp chịu tải trọng kết hợp thì biến dạng và ứng suất sẽ thay đổi, có thể gây nguy hiểm đến khả năng làm việc của các lá nhíp cũng như các tai nhíp. Bài báo này sử dụng mô hình phần tử hữu hạn để mô phỏng, phân tích tình trạng chịu tải của các lá nhíp dưới tác dụng của các tải trọng khác nhau, qua đó có thể đánh giá những vùng nguy hiểm của bộ nhíp trên hệ thống treo.

Từ khóa: Phân tích; mô phỏng; hệ thống treo; nhíp lá; phần tử hữu hạn.

An analysis of combined loading modes of automotive suspension leaf spring

Abstract: In common calculations, we often concerned about the vertical load acting on the leaf spring. However, in fact, besides of the vertical load, spring can withstand the horizontal force, vertical force (braking force, traction), and torque. When the suspension is loaded by combined forces, deformation and stress will be changed, and they could endanger the work capacity of the leaf springs, as well as links of spring. This paper uses finite element method to simulate and analyze the state of deformation and stress of the leaf spring under the effect of different loads, which can assess the danger zones of the spring on the suspension.

Keywords: Analysis; modeling; suspension system; leaf spring; FEM.

Nhận ngày 10/5/2017; sửa xong 13/6/2017; chấp nhận đăng 23/6/2017
Received: May 10, 2017; revised: June 13, 2017; accepted: June 23, 2017



1. Đặt vấn đề

Để tính toán, thiết kế bộ nhíp lá cho hệ thống treo ô tô nói chung, ô tô buýt nói riêng, người ta thường áp dụng một số giả thiết để đơn giản hóa quá trình tính toán. Việc kiểm tra bền bộ nhíp thường sử dụng các phương pháp đơn giản hóa như đường cong chung, tải trọng tập trung, ứng suất phân bố đều. Thông số được quan tâm nhất là ứng suất tại mặt cắt chính giữa của bộ nhíp. Trên thực tế, trong quá trình làm việc, một số lá nhíp bị gãy ở những vị trí khác nhau do quá tải cục bộ. Việc mô phỏng trạng thái tải trọng trong từng lá nhíp sẽ giúp cho việc đánh giá độ bền tĩnh và độ bền mỏi được chính xác hơn, qua đó có thể tối ưu kết cấu của bộ nhíp.

Những năm gần đây, các nhà nghiên cứu trên thế giới đã sử dụng các mô hình phần tử hữu hạn (PTHH) để mô phỏng bộ nhíp lá trên ô tô. Aher V.K. và Sonawane P.M. [1] đã nghiên cứu, phân tích các kết cấu nhíp lá phức tạp sử dụng trong các hệ thống treo trên các phương tiện thương mại loại nhẹ trên phần mềm Ansys, bằng phương pháp phân tích tải trọng tĩnh và động. Harinath Gowd G. và Venugopal Goud E. [2] đã mô phỏng trạng thái chịu tải của các lá nhíp, đặc biệt là tại các gối đỡ. Các nghiên cứu này đều mô phỏng ở chế độ tải trọng thẳng đứng. Baviskar A.C et al. [3] đã nghiên cứu các dạng hỏng thường gặp của bộ nhíp, đồng thời phân tích lực, ứng suất trên nhíp khi chịu tải có kể đến ứng suất do bu lông lắp ghép gây ra. Meghavath Peerunaik et al. [4] đã mô phỏng trạng thái chịu tải của bộ nhíp dưới tác dụng của tải trọng tĩnh thẳng đứng có các giá trị khác nhau và nghiên cứu mô hình dao động riêng của bộ nhíp. Tương tự, Pankaj Saini et al. [5] đã ứng dụng Ansys để phân tích ứng suất trong các lá nhíp trên ô tô tải nhẹ.

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

²ThS, Khoa Cơ khí, Trường Đại học Giao thông vận tải.

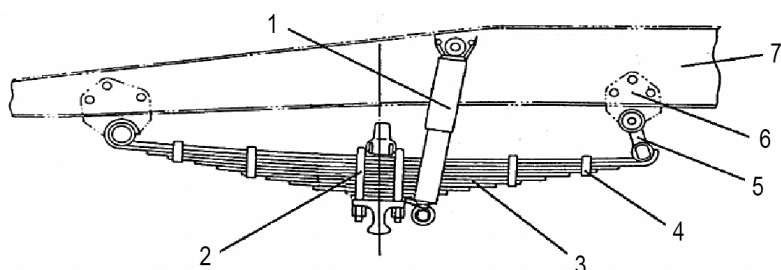
*Tác giả chính. E-mail: thietlap.nguyen@utc.edu.vn.

Các nghiên cứu trước đây thường chỉ đề cập trường hợp bộ nhíp chịu tải thẳng đứng. Tuy nhiên, trên thực tế, trong các điều kiện làm việc khác nhau, bộ nhíp ô tô còn chịu tác dụng của các dạng tải trọng khác nhau. Trong bài báo này, trên cơ sở các kết quả của nghiên cứu trước đây [6], nhóm tác giả sử dụng mô hình phần tử hữu hạn để tính toán, mô phỏng sự phân bố ứng suất và biến dạng trong bộ nhíp lá trên ô tô buýt, tương ứng với các chế độ tải trọng khác nhau (tải trọng kết hợp), qua đó đánh giá khả năng chịu tải của các lá nhíp.

2. Xây dựng mô hình phần tử hữu hạn của bộ nhíp

2.1 Mô hình kết cấu bộ nhíp trên ô tô

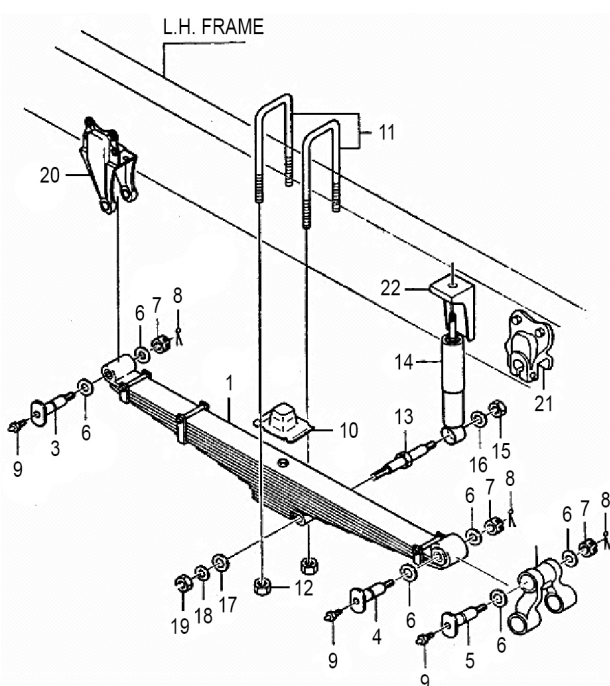
Để xây dựng mô hình nghiên cứu bộ nhíp, ta xem xét hệ thống treo trước của ô tô buýt BS090 với kết cấu nhíp lá hình elip, có giảm chấn thủy lực ống lồng tác động kép như hình vẽ dưới đây (Hình 1). Ngoài ra, để lắp ghép bộ nhíp, người ta có sử dụng thêm các chi tiết như vòng kẹp, quang nhíp, quang treo, giá đỡ,...



Hình 1. Hệ thống treo nhíp lá trên ô tô buýt BS090

1 - Giảm chấn; 2 - Quang nhíp; 3 - Lá nhíp; 4 - Vòng kẹp; 5 - Quang treo; 6 - Giá đỡ; 7 - Khung xe

Phương án lắp ráp bộ nhíp lên ô tô được thể hiện như Hình 2. Hai bên tai nhíp được bắt với khung xe thông qua hai chốt 3 và 5 là một chi tiết định vị được làm từ thép hợp kim cứng và bền, được bắt chặt và cố định bởi bộ đai ốc đệm nổi (6, 7, 8, 9), và được nối lên khung xe thông qua tấm đỡ 20, 21, hạn chế chuyển động của nhíp theo phương ngang xe. Tai trước của nhíp quay quanh chốt 3 và được cố định bởi cơ cấu vít 9, đai ốc và vòng đệm 6, 7. Tấm đỡ 21 được bắt cứng vào khung xe đảm bảo độ ổn định trong quá trình hoạt động. Tai sau được nối với tay quay 2, chuyển động tròn xoay xung quanh chốt 5 được lắp chặt với tấm đỡ 22. Chuyển động của nhíp đối với tấm chốt 5 là chuyển động song phẳng. Giảm chấn thủy lực 14 được kết nối với nhíp qua chốt 13, và bắt vào khung xe thông qua tấm đỡ 21. Khi xiết chặt nhíp lại, phần giữa hai quang nhíp trở thành khối cứng, không tham gia biến dạng đàn hồi. Gối nhíp trước được nối trực tiếp với khung xe bằng chốt cố định, bị hạn chế 5 bậc tự do. Gối nhíp sau được nối với khung xe chốt di động, bị hạn chế 4 bậc tự do.



Hình 2. Phương án lắp ráp bộ nhíp lên ô tô

Bộ nhíp khảo sát có các thông số như Bảng 1.

Bảng 1. Chiều dài của các lá nhíp

STT lá nhíp	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Chiều dài lá nhíp (mm)	1400	1400	1260	1100	940	780	620	550	430	350

Bảng 2. Các thông số kết cấu của bộ nhíp

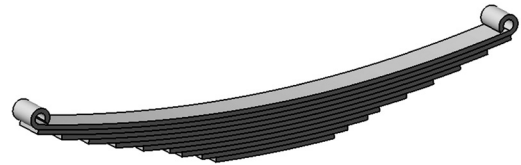
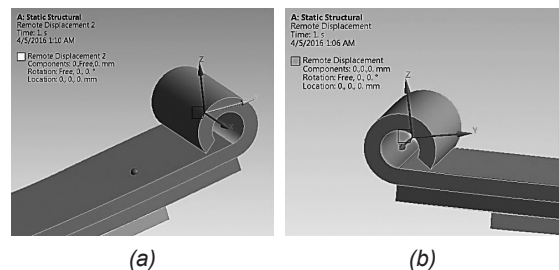
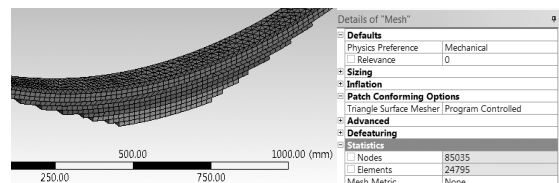
Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
Chiều dày trung bình các lá nhíp	h_{tb}	mm	13
Bề dày lá nhíp	b	mm	90
Độ võng tĩnh	f_{ts}	mm	150
Đường kính chốt nhíp	d_c	mm	30
Khoảng cách giữa 2 bu-lông quang nhíp	d	mm	100

2.2 Mô hình phần tử hữu hạn bộ nhíp trên ô tô

Với các thông số đầu vào đã được cho trong Bảng 1 và Bảng 2, ta thiết lập mô hình hình học dạng 3D cho bộ nhíp trên phần mềm CATIA (Hình 3).

Thiết lập các điều kiện biên như sau: Dựa trên kết cấu của bộ nhíp, ta thấy gối phía trước được liên kết với khung ô tô bằng chốt ngang, khống chế 5 bậc tự do. Bậc tự do không bị khống chế là bậc quay quanh trục x. Gối phía sau được liên kết dạng gối di động, khống chế 4 bậc tự do, hai bậc tự do không bị khống chế là bậc quay quanh trục x và dịch chuyển theo trục y (Hình 4).

Các lá nhíp được coi là có bán kính cong giống nhau, luôn ôm sát nhau và không bị xô ngang trong quá trình làm việc, các giả thiết này tương tự nghiên cứu của Meghavath Peerunaik et al. [4]. Chọn phương pháp chia lưới tự động. Sử dụng phương pháp rời rạc hóa để khảo sát riêng bộ nhíp, chia lưới dạng phần tử đàn hồi với số nút là 85035 nút và số phần tử là 24795 phần tử (Hình 5). Thuộc tính của vật liệu khai báo như sau: Vật liệu chế tạo nhíp là thép lò xo 65Si₂Mn; Mô đun đàn hồi: $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$; Hệ số Poisson: $\nu = 0,3$; Ứng suất bền cho phép: $[\sigma]_b = 950 \text{ MPa}$.

**Hình 3.** Mô hình 3D của bộ nhíp BS090**Hình 4.** Định nghĩa liên kết tại nhíp phía trước (a) và phía sau (b)**Hình 5.** Chia lưới phần tử trên mô hình 3D

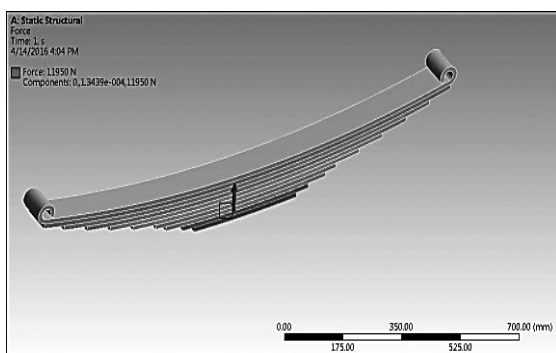
3. Mô phỏng trạng thái chịu tải của các lá nhíp

Để tính toán và đánh giá kết cấu người ta thường khảo sát chế độ tải trọng tĩnh. Ta khảo sát chế độ tải trọng tĩnh trong một dải tải trọng tương ứng với sự thay đổi trọng lượng chuyên chở trên xe buýt. Trong phần này, trước tiên, chúng ta sẽ xét các trường hợp tải trọng tác dụng thẳng đứng với các giá trị khác nhau tương ứng với 3 trạng thái chất tải của ô tô (không tải, 50% tải, đầy tải); tiếp theo, sẽ phân tích trạng thái chịu tải trọng kết hợp khi đầy tải. Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên nhíp được tính từ sự phân bố của khối lượng được treo lên cầu trước, chia đều cho 2 bên bánh xe $Z_{t1} = 11950 \text{ N}$, $Z_{t2} = 17400 \text{ N}$, $Z_{t3} = 23100 \text{ N}$ [6]. Tải trọng xoắn vặn được xét trong trường hợp một bánh xe không tiếp đất, khối lượng được treo cầu trước coi như đặt phía trên điểm giữa cầu trước, gây mô men xoắn bên nhíp còn lại với cánh tay đòn là $B/2$. Trường hợp phanh chỉ xét tại giới hạn bám với gia tốc phanh cực đại, lực phanh trên mỗi bánh xe trước là 14437 N. Lực ngang chỉ xét trong trường hợp xe mất ổn định ngang khi quay vòng.

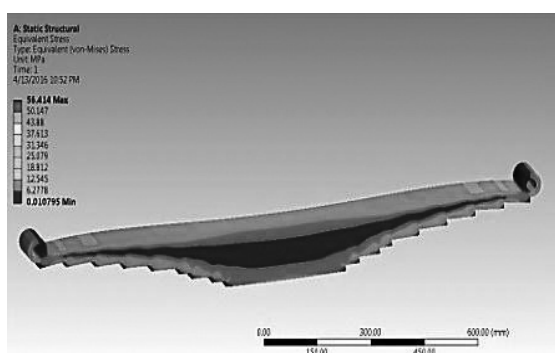
3.1 Chế độ tải trọng thẳng đứng

a) Trường hợp ô tô không tải: $Z_{t1} = 11950 \text{ N}$ (theo thông số của ô tô BS090 [6])

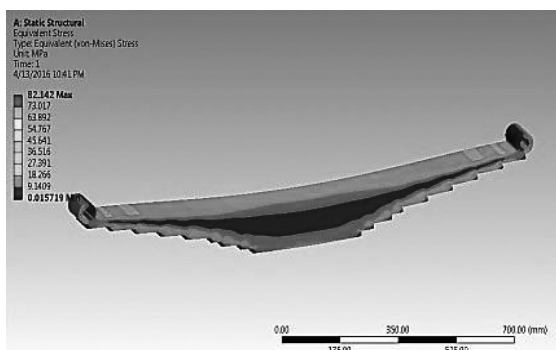
Khảo sát ứng suất, biến dạng của bộ nhíp trong điều kiện tải trọng tĩnh $Z_{t1} = 11,95 \text{ kN}$. Trường hợp bộ nhíp chịu tải trọng thẳng đứng, có thể coi nhíp là một dầm chịu uốn thuần túy. Tải trọng tĩnh lớn nhất tác dụng lên nhíp được quy về lực tại tâm đối xứng của bộ nhíp như Hình 6.



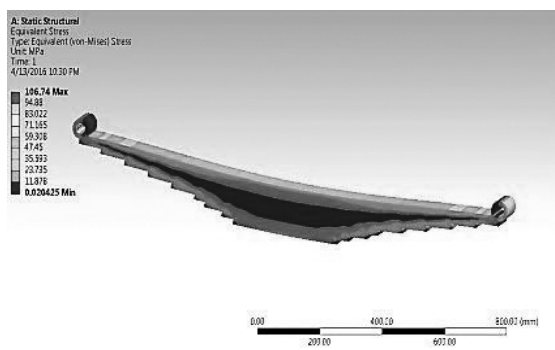
**Hình 6. Mô phỏng tải trọng thẳng đứng
Zt1 = 11,95 kN**



**Hình 7. Ứng suất Von-Mises trên bộ nhíp
ứng với tải trọng Zt1**



**Hình 8. Ứng suất Von-Mises trên bộ nhíp
ứng với tải trọng Zt2**



**Hình 9. Ứng suất Von-Mises trên bộ nhíp
ứng với tải trọng Zt3**

Kết quả tính toán biến dạng của bộ nhíp trong điều kiện tải trọng Zt1 có với giá trị lớn nhất là $\delta_{2max} = 0,669$ mm tại vị trí giữa bộ nhíp. Trạng thái phân bố ứng suất tương đương được tính theo thuyết bền thứ IV - ứng suất Von-Mises như Hình 7. Ứng suất lớn nhất do tải trọng tĩnh gây ra trong bộ nhíp là 56,414 MPa tại tai nhíp phía trước. Biến dạng đàn hồi tương đối của bộ nhíp có giá trị lớn nhất 0,028% cũng tại tai nhíp phía trước.

b) Trường hợp ô tô chở nửa tải Zt2 = 17400 N

Chuyển vị lớn nhất trong trường hợp này đạt $\delta_{2max} = 0,974$ mm. Trạng thái phân bố ứng suất tương đương được tính theo thuyết bền thứ IV - ứng suất Von-Mises, được thể hiện như Hình 8. Ứng suất lớn nhất do tải trọng tĩnh gây ra trong bộ nhíp là 82,142 MPa tại tai nhíp phía trước. Biến dạng đàn hồi tương đối của bộ nhíp có giá trị lớn nhất 0,036% cũng xuất hiện tại tai nhíp phía trước.

c) Trường hợp ô tô chở đầy tải Zt3 = 23100 N

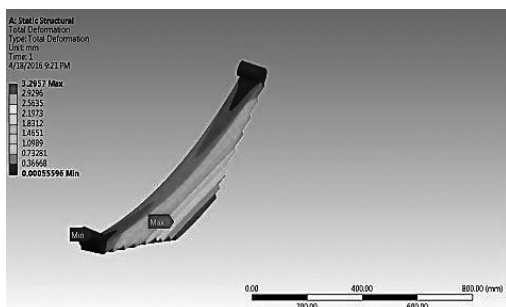
Kết quả tính toán biến dạng của bộ nhíp trong điều kiện tải trọng Zt3 có giá trị lớn nhất là $\delta_{2max} = 1,266$ mm. Trạng thái phân bố ứng suất tương đương được tính theo thuyết bền thứ IV - ứng suất Von-Mises, thể hiện trên Hình 9. Ứng suất lớn nhất do tải trọng tĩnh gây ra trong bộ nhíp là 383,2 MPa tại tai nhíp phía trước. Biến dạng tương đối có giá trị lớn nhất 0,053% tại tai nhíp phía trước.

3.2 Chế độ tải thẳng đứng kết hợp xoắn vặn

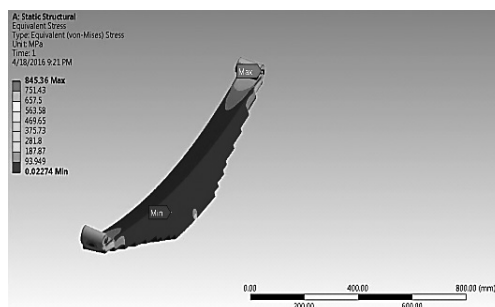
Trong quá trình chuyển động, phụ thuộc vào độ mấp mô của mặt đường mà hai bánh xe không còn nằm trên cùng 1 mặt phẳng mặt đường (thân xe nghiêng so với mặt đường). Do các bánh xe ở độ cao khác nhau gây ra hiện tượng nhíp bị xoắn vặn. Xét trường hợp mô men xoắn tác dụng lên một bên hệ thống treo:

$$M_x = G \cdot \frac{1}{2} B = 6798,3 \cdot \frac{1}{2} 2050 = 7161100 \text{ (N.mm)}$$

Đặt mô men xoắn vặn vào vị trí nối với cầu xe. Thực hiện phân tích kết cấu nhíp ta xác định được biến dạng tổng lớn nhất của bộ nhíp là 3,2957 mm tại vị trí ở vị trí sát biên của lá nhíp dưới cùng, giữa bộ nhíp (Hình 10a). Trạng thái phân bố ứng suất tương đương được tính theo thuyết bền thứ IV - ứng suất Von-Mises như trên Hình 10b. Ứng suất lớn nhất do tải trọng tĩnh gây ra trong trường hợp này trên bộ nhíp là 845,36 MPa tại tai nhíp phía trước.



(a)



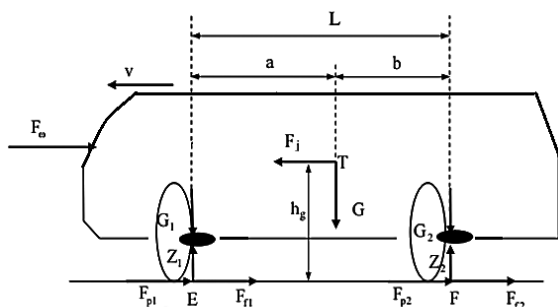
(b)

Hình 10. Biến dạng tổng (a) và ứng suất Von-Mises (b) trên nhíp trường hợp xoắn

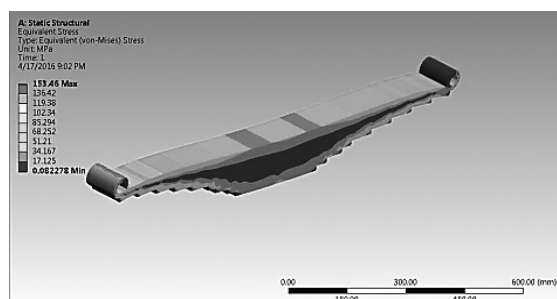
3.3 Chế độ tải thẳng đứng kết hợp phanh

Xét tải trọng lớn nhất trong trường hợp phanh khẩn cấp. Khi đó lực phanh lớn nhất bằng lực bám [7], lực cản không khí F_w và lực cản lăn F_{f1} , F_{f2} là không đáng kể nên có thể bỏ qua (Hình 11). Giả thiết các lực thẳng đứng và lực dọc được đưa về đặt tại vị trí liên kết giữa nhíp và cầu xe.

Biến dạng tổng trong trường hợp phanh lớn nhất là $\delta_{pmax} = 1,657$ mm ở giữa bộ nhíp. Trạng thái phân bố ứng suất tương đương được tính theo thuyết bền thứ IV- ứng suất Von-Mises, thể hiện như trên Hình 12. Ứng suất lớn nhất khi có tải trọng phanh gây ra trong bộ nhíp là 153,46 MPa tại tai nhíp phía trước. Biến dạng đàn hồi tương đối được thể hiện trong Hình 12c, với giá trị lớn nhất là 0,08%. Ứng suất và biến dạng tương đối lớn nhất đều xuất hiện tại tai nhíp phía trước.



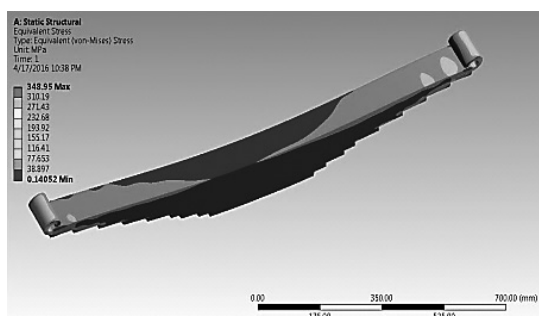
Hình 11. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi phanh



Hình 12. Ứng suất Von-Mises phân bố trên bộ nhíp khi phanh

3.4 Chế độ tải thẳng đứng kết hợp lực ngang

Trong trường hợp xe chạy trên đường vòng, lúc này nhíp chịu tác động của lực kéo ngang ly tâm. Đặt lực Plt vào bộ nhíp tại vị trí liên kết giữa nhíp và cầu xe. Sau khi thực hiện tính toán ta nhận thấy biến dạng tổng trong trường hợp lực ngang $\delta_{pmax} = 1,8082$ mm ở giữa nhíp. Trạng thái phân bố ứng suất tương đương Von-Mises trên bộ nhíp như Hình 13. Ứng suất lớn nhất do tải trọng phanh gây ra trong bộ nhíp là 348,95 MPa tại tai nhíp phía trước. Biến dạng đàn hồi tương đối có giá trị lớn nhất khoảng 0,017%. Ứng suất và biến dạng lớn nhất đều xuất hiện tại tai nhíp phía trước.



Hình 13. Ứng suất Von-Mises phân bố trên bộ nhíp khi có lực ngang



4. Kết luận

Kết quả tính toán, mô phỏng cho thấy sự phân bố ứng suất và biến dạng trong các lá nhíp là khá phức tạp, chúng phụ thuộc chế độ tải trọng tác dụng lên bộ nhíp. Khi chịu tải trọng thẳng đứng, ứng suất cực đại và biến dạng tương đối xuất hiện ở vị trí gối đỡ phía trước. Ứng suất và biến dạng này tăng lên không chỉ do tải trọng thẳng đứng tăng mà còn do có thêm các tải trọng khác tác dụng đồng thời cùng với lực thẳng đứng. Đặc biệt, tác dụng ngang và xoắn vặn có ảnh hưởng lớn đến khả năng chịu đựng của bộ nhíp. Độ biến dạng tổng thể của bộ nhíp đạt giá trị lớn nhất tại vị trí giữa (vị trí lắp với cầu xe). Tuy nhiên, vị trí nguy hiểm của bộ nhíp là tại tai nhíp phía trước. Như vậy, vị trí cần quan tâm khi thiết kế cũng như lúc kiểm tra bền bộ nhíp không chỉ ở khu vực giữa bộ nhíp theo cách tính toán đơn thuần trước đây mà cần quan tâm cả khu vực tai nhíp, mà cụ thể là tai nhíp tại gối cố định.

Tài liệu tham khảo

1. Aher V.K., Sonawane P.M. (2012), "Static And Fatigue Analysis Of Multi Leaf Spring Used In The Suspension System Of LCV", *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2(4):1786-1791.
2. Harinath Gowd G., Venugopal Goud E. (2012), "Static analysis of leaf spring, *International Journal of Engineering Science and Technology*", 4(8):3794-3803.
3. Baviskar A.C., Bhamre V.G., Sarode S.S. (2013), "Design and Analysis of a Leaf Spring for Automobile Suspension System", *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 3(6):406-410.
4. Peerunaik M., Rao T.B., Rao K.N.D.M. (2013), "Static and Modal Analysis of Leaf Spring using FEA", *International Journal of Computational Engineering Research*, 3(4):107-110.
5. Saini P., Goel A., Kumar D. (2013), "Design and Analysis of Composite Leaf spring for Light Vehicles, *International Journal of Innovative Research in Science*", *Engineering and Technology*, 2(5):1-10.
6. Phạm Tuấn Tài, Nguyễn Thiết Lập (2016), *Mô phỏng trạng thái chịu tải của nhíp lá trên hệ thống treo ô tô buýt bằng phương pháp PTHH*, Luận văn thạc sĩ, Đại học Giao thông vận tải.
7. Nguyễn Hữu Cần, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng (2005), *Lý thuyết ô tô, máy kéo*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.