

Nghiên cứu xác định độ đàn hồi hướng kính của lốp ô tô bằng phương pháp phần tử hữu hạn

■ PGS. TS. NGUYỄN THÀNH CÔNG

Trường Đại học Giao thông vận tải

■ THS. NGUYỄN VĂN HIỆP

Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải

TÓM TẮT: Bài báo trình bày nội dung nghiên cứu xác định độ đàn hồi hướng kính của lốp ô tô bằng phương pháp phần tử hữu hạn. Sử dụng phần mềm mô phỏng số Ansys tính toán mức độ biến dạng của lốp có kí hiệu 195/65R15 88H chịu các mức áp suất khác nhau ở chế độ tải trọng tĩnh, từ đó xác định độ cứng của lốp. Kết quả cho thấy độ cứng của lốp phụ thuộc vào áp suất lốp. Phương pháp này giúp xác định được đặc tính làm việc của lốp, đồng thời giúp giảm thời gian công sức cũng như chi phí trong quá trình thiết kế.

TỪ KHÓA: Lốp ô tô, phần tử hữu hạn, tính toán bền, độ cứng lốp, phần mềm Ansys.

ABSTRACT: This article presents a research on determination of tire vertical stiffness of automobile based on Finite Elements Method. The deformation grade of 195/65R15 88H tire is determined using ANSYS software under different pressure levels at static load, to calculate the vertical stiffness of automotive tires. The results show that the vertical stiffness of the tire depends on the tire pressure. This method helped to determine performance characteristics tires and improved quality and decreased time to design

KEYWORDS: Automotive tires, finite elements, calculation of durability, tire stiffness, ansys software.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Lốp ô tô là một thành phần thiết yếu, chúng đảm nhiệm nhiều chức năng quan trọng trong quá trình vận hành ô tô như: chịu tải trọng, truyền lực, tạo độ êm dịu và duy trì hướng chuyển động. Để đáp ứng yêu cầu của các tính năng trên lốp được yêu cầu đủ cứng để chịu được tải trọng thẳng đứng hay các thành phần lực cắt tạo ra giữa lốp và mặt đường, đồng thời lốp xe cũng cần phải đủ mềm để hấp thụ được các chấn động do bề mặt đường tác động lên xe trong quá trình chuyển động tạo độ êm dịu [1]. Do đó, để thực hiện được yêu cầu trên lốp ô tô có cấu tạo phức

tạp bao gồm nhiều lớp có chất liệu khác nhau được liên kết lại thể hiện trong Hình 1.1.

Trong quá trình nghiên cứu, sản xuất và chế tạo lốp xe một chủng loại lốp được thiết kế phát triển ra cần được kiểm tra để xác định đặc tính của lốp có phù hợp với yêu cầu hay không [2]. Các hình thức kiểm tra được các nhà nghiên cứu và thiết kế phát triển để đo biến dạng ở các trạng thái tĩnh và động trong phòng thí nghiệm hoặc trên hiện trường thử nghiệm. Tuy nhiên, việc kiểm tra thử nghiệm lốp mất nhiều thời gian và công sức. Với sự phát triển công nghệ tính toán mô phỏng trên máy tính rút ngắn quá trình thiết kế kiểm tra lốp, các phương pháp tiên tiến đã được nghiên cứu phát triển, trong đó phương pháp phân tích phần tử hữu hạn (FEA) chiếm ưu thế. Việc nghiên cứu sử dụng các phần mềm mô phỏng dựa trên nền tảng FEA được sử dụng rộng rãi nhằm tạo môi trường mô phỏng ảo, giúp các nhà nghiên cứu kiểm tra chất lượng, tối ưu thông số của kết cấu trước khi đưa ra sản xuất và thử nghiệm [3,4]. Nghiên cứu tính toán xác định độ đàn hồi hướng kính hay độ cứng hướng kính bằng phương pháp phần tử hữu hạn giúp các nhà phát triển lốp xác định được đặc tính làm việc của lốp, đồng thời giúp giảm thời gian công sức cũng như chi phí trong quá trình thiết kế.



Hình 1.1: Cấu tạo lốp ô tô

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TÍNH TOÁN LỐP Ô TÔ

2.1. Cơ sở phân tích phần tử hữu hạn

Phân tích tĩnh ứng xử của một phần tử trong lưới FEA được xác định theo:

$$\{F^e\} = [K^e] \cdot \{\delta^e\} \quad (1)$$

Trong đó: $\{F^e\}$ - Vector tải trọng nút; $[k^e]$ - Ma trận độ cứng của phần tử và $\{\delta^e\}$ - Vector chuyển vị của phần tử. Các lực và chuyển vị độc lập này được xác định dựa trên hệ tọa độ Đề Các và có các thành phần theo hướng x, y và z, sao cho tại nút i, các chuyển vị nút là u_i, v_i, w_i và các lực đặt tại nút là F_{xi}, F_{yi} và F_{zi} .

Các phần tích tĩnh cũng có thể được sử dụng để mô phỏng trong miền thời gian, nhưng trước hết phải đạt được trạng thái cân bằng của cấu trúc bằng phép lặp trước khi các biến số của phần tử cục bộ được tính toán. Định luật thứ hai của Newton có thể được biểu diễn dưới dạng ma trận như sau:

$$[M] \cdot \{\ddot{\delta}\} + [K] \cdot \{\delta\} = \{F_{ex}\} \quad (2)$$

Trong đó: $[M]$ - Ma trận khối lượng; $\{\delta^e\}$ và $[F_{ex}]$ lần lượt là gia tốc nút và vector ngoại lực. Trong phân tích tĩnh cấu trúc các bước tính tăng từ bước n đến bước n+1. Phân tích tĩnh cấu trúc lặp lại để công thức (2) được thỏa mãn nhờ trạng thái cân bằng của nội lực (bên trái) với các ngoại lực (bên phải) là:

$$[M] \cdot \{\ddot{\delta}\}_{n+1} + [K] \cdot \{\delta\}_{n+1} = \{F_{ex}\}_{n+1} \quad (3)$$

Phân tích theo thời gian thường dùng phương pháp sai phân hữu hạn dựa trên gia tốc trung bình, do đó gia tốc và chuyển vị nút có quan hệ qua công thức:

$$\frac{\{\delta\}_{n+1} - 2 \cdot \{\delta\}_n + \{\delta\}_{n-1}}{\Delta t^2} = \frac{\{\ddot{\delta}\}_{n+1} - 2 \cdot \{\ddot{\delta}\}_n + \{\ddot{\delta}\}_{n-1}}{4} \quad (4)$$

Bằng cách thay thế công thức (4) vào công thức (3), các chuyển vị có thể được xác định:

$$\left[\frac{4[M]}{\Delta t^2} + [K] \right] \{\delta\}_{n+1} = \{F_{ex}\}_{n+1} + \frac{4[M]}{\Delta t^2} \quad (5)$$

$$(2\{\delta\}_n - \{\delta\}_{n-1}) + [M](2\{\ddot{\delta}\}_n + \{\ddot{\delta}\}_{n-1})$$

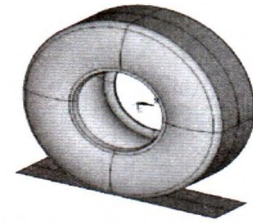
Trong đó: Δt - Bước nhảy thời gian. Các chuyển vị ở bước n + 1 là một hàm của các chuyển vị và gia tốc ở bước nhảy thời gian trước đó.

2.2. Xây dựng mô hình tính toán

Căn cứ vào các chủng loại lốp được sản xuất và sử dụng để lắp ráp trên ô tô tại Việt Nam lựa chọn loại lốp hơi có kí hiệu 195/65R15 88H để xây dựng mô hình phần tử hữu hạn và tính bền. Lốp xe có thông số kích thước và thông số kỹ thuật như Bảng 2.1.

Bảng 2.1. Các thông số cơ bản của lốp xe

Thông số	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
Đường kính ngoài	D	690	mm
Đường kính vành danh nghĩa	d	380	mm
Áp suất tiêu chuẩn	p	320	kPa
Khả năng chịu tải/ bánh xe	P	560	kg
Cấp tốc độ của lốp	H	260	km/h



Hình 2.1: Mô hình hình học lốp xe



Hình 2.2: Mô hình tiếp xúc giữa bề mặt tang trống và lốp

Sử dụng phần mềm Ansys dựa trên nền tảng phương pháp phần tử hữu hạn để xây dựng mô hình tính toán của lốp. Chọn phương pháp xây dựng mô hình hình học như trên Hình 2.1, sau đó chia lưới để tạo mô hình phần tử hữu hạn. Do tính đối xứng của mô hình lốp, mô hình hình học lốp xe được xây dựng là mô hình 1/8 và sử dụng các điều kiện biên đối xứng để giảm thời gian tính toán như trong Hình 2.2.

Thực hiện xây dựng mô hình phần tử hữu hạn cho lốp lựa chọn kiểu phần tử SOLID185. Phần tử SOLID185 được sử dụng để tạo mô hình 3-D cho các cấu trúc rắn. Nó được xác định bởi 8 nút có ba bậc tự do, tại mỗi nút gồm các chuyển vị tịnh tiến và các chuyển vị xoay theo các hướng trục x, y và z. Phần tử SOLID185 được định nghĩa để mô phỏng cho mô hình có các tính chất vật liệu về độ dẻo, độ đàn hồi, độ cứng ứng suất, độ võng lớn và khả năng biến dạng lớn. Đồng thời, nó cũng có khả năng tạo công thức hỗn hợp để mô phỏng các biến dạng của vật liệu đàn hồi gần như không thể nén được và vật liệu siêu đàn hồi hoàn toàn không thể nén được.

Trạng thái mặt tang trống được mô hình hóa ở trạng thái cứng tuyệt đối. Do vậy, mặt tang trống không cần phải đưa thêm các thông số khác như chiều cao hay bề rộng. Do có tính chất đối xứng, vì vậy chúng ta chỉ chọn phân tích mô hình giống như trong Hình 2.2. Để xây dựng điều kiện tiếp xúc giữa bề mặt lốp ô tô và tang trống cho bài toán lựa chọn phần tử TARGE170 để mô hình hóa bề mặt tang trống và sử dụng phần tử CONTA174 để mô hình hóa bề mặt lốp do tính tương thích với mô hình 3D thể hiện như trong Hình 2.2.

Vật liệu lốp xe sử dụng mô hình cao su Mooney-Rivlin [5] có tính chất vật liệu thể hiện trong Bảng 2.2.

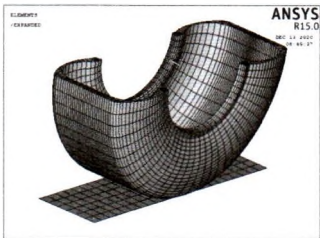
Bảng 2.2. Tính chất vật liệu mô hình cao su Mooney-Rivlin.

Tính chất vật liệu	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
Mô-đun đàn hồi	E	300	MPa
Hệ số poát-xông	v	0,49967	

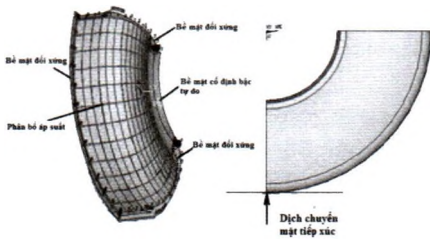
Hằng số đặc trưng cho mức năng lượng biến dạng	C10	0,293	MPa
Hằng số đặc trưng cho mức năng lượng biến dạng	C01	0,177	MPa

Thực hiện việc gán kiểu phần tử SOLID18, CONTA174, TARGE170 và vật liệu cho mô hình hình học, thông qua việc chia lưới mô hình xây dựng được mô hình phần tử hữu hạn kết cấu lốp xe như *Hình 2.3*.

Ngoài ra, để tăng cứng cho thành phần lốp tương đương với sự ảnh hưởng của các lớp thành phần cấu tạo lốp sử dụng phần tử Reinforcement cho phần thành bên và cho thành phần bề mặt tiếp xúc với tang trống.



Hình 2.3: Mô hình phần tử hữu hạn kết cấu lốp xe và tang trống



Hình 2.4: Mô hình đặt tải và điều kiện biên lên lốp xe

2.3. Phương án đặt tải

- Trong mô hình đặt vào toàn bộ bề mặt trong của lốp một giá trị áp suất với các mức áp suất lần lượt là: 17 PSI, 23PSI và 35 PSI.

- Khi xe đẩy tải thì có khối lượng là 1.730 (kg). Giả thiết khối lượng tác dụng lên bánh xe được chia đều cho 4 bánh, do đó phản lực tại mỗi bánh xe khi xe ở trạng thái tĩnh là: $17300/4 = 4325$ (N). Đặt điều kiện tải là độ dịch chuyển của mặt đất đảm bảo tạo ra phản lực 4325 tại vùng tiếp xúc giữa bánh xe với mặt phẳng.

- Phần lốp tiếp xúc với vành bánh xe được cố định các bậc tự do và đặt điều đối xứng cho các bề mặt.

Mô hình đặt tải trọng lên lốp xe được thể hiện ở *Hình 2.4*.

3. TÍNH TOÁN ĐỘ ĐÀN HỒI HƯỚNG KÍNH CỦA LỐP Ô TÔ

Độ cứng hướng kính của lốp phụ thuộc vào giá trị áp suất tương ứng của lốp. Mỗi một giá trị áp suất ta sẽ tính ra được phản lực tác dụng lên vành lốp và biến dạng của lốp ô tô.

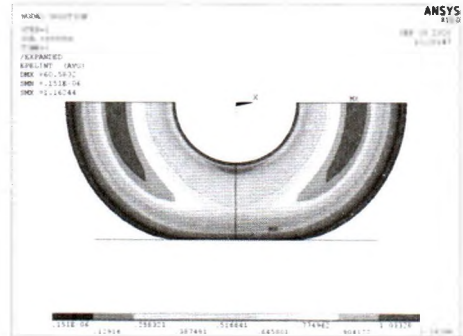
Kết quả tính toán mô phỏng biến dạng của lốp ô tô: Phân bố biến dạng và chuyển vị của các nút phần tử ở mức áp suất 17 PSI trên *Hình 3.1* và *Hình 3.2*, ở mức áp suất 23 PSI trên *Hình 3.3* và *Hình 3.4*, ở mức áp suất 35 PSI trên *Hình 3.5* và *Hình 3.6*.

Độ cứng theo phương hướng kính của lốp được xác định như công thức 6:

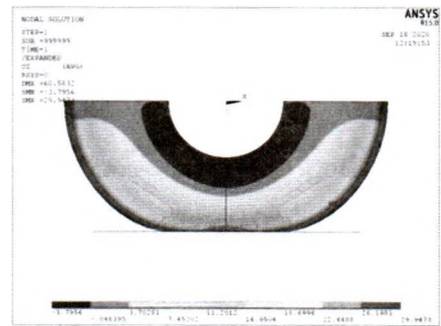
$$K = F/\delta \tag{6}$$

Trong đó: K - Độ cứng hướng kính của lốp, N/m; F - Lực tác dụng lên lốp, N; δ - Biến dạng lớn nhất theo phương tác dụng lực, m.

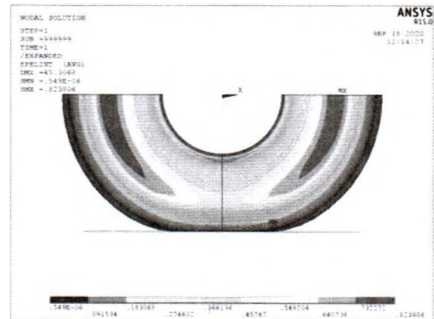
Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa phản lực tác dụng lên vành lốp và biến dạng của lốp ô tô được thể hiện ở *Hình 3.7*.



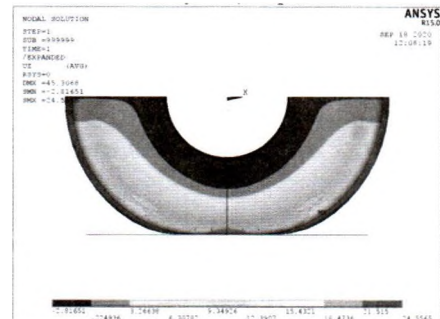
Hình 3.1: Biến dạng ở áp suất 17 PSI



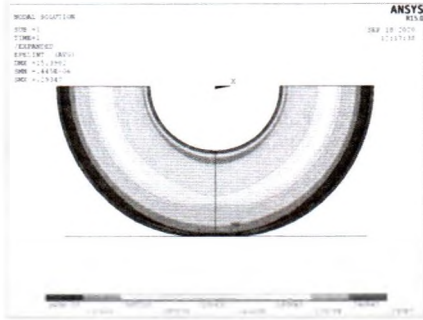
Hình 3.2: Chuyển vị ở áp suất 17 PSI



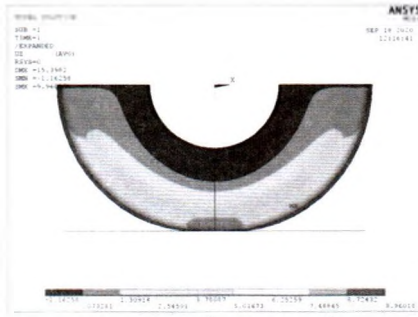
Hình 3.3: Biến dạng ở áp suất 26 PSI



Hình 3.4: Chuyển vị ở áp suất 26 PSI



Hình 3.5: Biến dạng ở áp suất 35 PSI

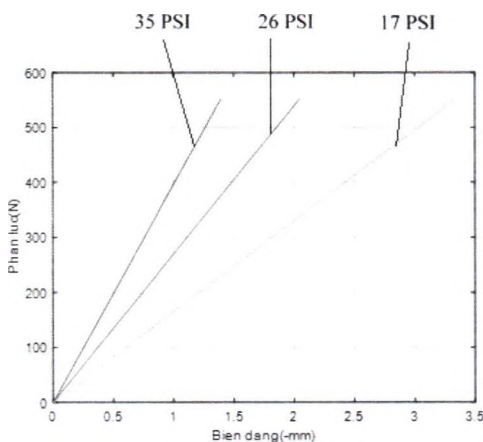


Hình 3.6: Chuyển vị ở áp suất 35 PSI

Căn cứ vào kết quả tính toán mô phỏng ta xác định được các giá trị độ cứng hướng kính của lốp ô tô ở các mức áp suất khác nhau như trong Bảng 3.1.

Bảng 3.1. Giá trị độ cứng hướng kính của lốp

STT	PSI	PASCAL	Phản lực (N)	Biến dạng (-mm)	Độ cứng K (N/m)
1	35	0,2413165	4325	11,77231	395823,0271
2	26	0,1792637	4325	17,27821	269689,3702
3	17	0,1172109	4325	28,23130	165056,1731



Hình 3.7: Đồ thị quan hệ giữa biến dạng và phản lực

4. KẾT LUẬN

Lốp ô tô là linh kiện quan trọng của ô tô trong việc đảm bảo khả năng truyền lực, khả năng chịu tải, tạo độ êm dịu và duy trì hướng chuyển động. Đánh giá đặc tính của lốp được đặc biệt quan tâm nhằm đảm bảo chất lượng,

tính êm dịu và an toàn cho ô tô khi tham gia giao thông. Qua kết quả tính toán có thể thấy mối quan hệ giữa biến dạng và tải trọng, được chỉ ra trong Bảng 3.1 và Hình 3.7 khi lốp chịu mức tải trọng 43255 (N). Độ cứng của lốp giảm khi áp suất trong lốp giảm dẫn tới trạng thái biến dạng lớn, độ cứng lốp thấp. Đây là nguyên nhân làm thay đổi đáng kể hình dạng lốp và thay đổi một số đặc tính làm việc của ô tô hoặc gây hỏng lốp trong quá trình làm việc.

Tài liệu tham khảo

[1]. R.A. Ridha, M. Theves (1994), *Advances in Tire Mechanics*, Rapra Review Report, 113.
 [2]. Đặng Việt Hà, Lê Đình Nam (2018), *Nghiên cứu, xác định độ bền lốp hơi bằng phương pháp thực nghiệm*, Tạp chí GTVT, 9.
 [3]. S.S. Biris et al. (2011), *Fem Model to Study the Influence of Tire pressure on Agricultural Tractor Wheel Deformations*, Engineering for Rural Development, Jelgava, 26-27.
 [4]. R. K. Taylor, L. L. Bashford, M. D. Schrock (2000), *Methods for measuring vertical tire stiffness*, Transactions of the ASAE, 43, 1415-1419.
 [5]. Xiangqiao Yan, Youshan Wang, Xijin Feng (1 July 2002), *Study for the endurance of radial truck tires with finite element modeling*, Mathematics and Computers in Simulation, vol.59, Issue 6, pp.471-488.

Ngày nhận bài: 20/6/2021

Ngày chấp nhận đăng: 11/7/2021

Người phản biện: TS. Khương Thị Hà

PGS. TS. Nguyễn Văn Cường