

Đánh giá ảnh hưởng của tải trọng đến đặc tính của thanh ổn định ngang trên ô tô

■ TS. PHẠM TẮT THẮNG; PGS. TS. VŨ VĂN TẤN^(*); TRẦN MẠNH QUÂN

Trường Đại học Giao thông vận tải

■ ThS. ĐỖ TRỌNG TÚ

Trường Đại học Điện lực

Email: ^(*)vvttan@utc.edu.vn

TÓM TẮT: Thanh ổn định ngang là một bộ phận quan trọng của hệ thống treo trên ô tô có tác dụng nâng cao tính ổn định chuyển động của ô tô khi quỹ đạo chuyển động thay đổi hoặc mặt đường ở hai bên bánh xe khác nhau. Bài báo tập trung nghiên cứu đánh giá đặc tính của thanh ổn định ngang khi tải trọng tác động lên hai đầu thanh khác nhau. Trước tiên, mô-men chống xoắn của thanh được xác định dựa trên cơ sở của một thanh có kết cấu cơ bản. Sau đó, phương pháp phần tử hữu hạn được sử dụng để phân tích đặc tính của thanh thông qua phần mềm HYPERMESH. Kết quả mô phỏng và đánh giá khi tải trọng tác động lên hai đầu thanh ở ba chế độ 3.000 N, 12.000 N và 21.000 N đã cho thấy sự thay đổi chuyển vị của thanh một cách rõ rệt. Kết quả nghiên cứu này là cơ sở để có thể xác định các thông số tối ưu của thanh ổn định ngang trong các chế độ chuyển động khác nhau của ô tô.

TỪ KHÓA: Thanh ổn định ngang, độ cứng chống xoắn, phương pháp phần tử hữu hạn, phần mềm HYPERMESH, chuyển vị.

ABSTRACT: The anti-roll bar is a critical component of a vehicle's suspension system, designed to enhance the vehicle's stability when its motion trajectory changes or when road surface irregularities affect the two wheels differently. This paper focuses on evaluating the characteristics of the anti-roll bar under different loads applied to both ends of the bar. Firstly, the torsional moment of the bar is determined based on the structure of a basic bar. Then, the finite element method (FEM) is employed to analyze the bar's properties using HYPERMESH software. Simulation results and evaluations under three load conditions 3,000 N, 12,000 N and 21,000 N show significant changes in the bar's displacement. This research serves as a foundation for determining the optimal parameters of the anti-roll bar across different driving conditions of the vehicle.

KEYWORDS: Anti-roll bar, torsional stiffness, finite Element Method (FEM), HYPERMESH software, displacement.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Thanh ổn định ngang còn được gọi là thanh cân bằng hay thanh chống lật là một bộ phận quan trọng trong hệ thống treo của ô tô, bao gồm cả ô tô con, ô tô du lịch và ô tô tải [1, 2]. Thanh này có nhiệm vụ giảm độ nghiêng của thân xe khi xe quay vòng, giúp xe ổn định hơn, đặc biệt là khi di chuyển ở tốc độ cao hoặc khi tải trọng trên xe không đồng đều. Thanh ổn định ngang được kết nối với các thành phần khung gầm khác thông qua 4 vị trí. Hai trong số này là ống lót cao su, thông qua đó thanh ổn định ngang được gắn vào khung sườn của phương tiện giúp nó có thể xoay tự do trong ống lót. Hai vị trí còn lại là đầu của thanh ổn định ngang được liên kết với hệ thống treo hoặc cầu xe thông qua mối ghép bu-lông [3].

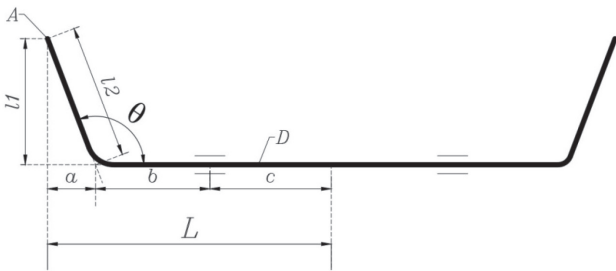
Trong các nghiên cứu trước đây, Mohammad Durali và Ali Reza Kassaiezadeh [2] đã nghiên cứu và đề xuất mục tiêu chính của việc sử dụng thanh chống lật là giảm thiểu hiện tượng lật ngang của phương tiện khi có sự thay đổi của tải trọng bên. Pravin Bharane, Kshitijit Tanpure và Ganesh Kerkal [4] đã sử dụng Ansys để tính toán độ cứng khi lật, khối lượng, độ biến dạng và ứng suất. Khi quay vòng mô-men xoắn làm hệ thống treo bên trong giãn ra và hệ thống treo bên ngoài bị nén, dẫn đến hiện tượng lật thân xe. Các công trình [5, 6] trình bày chiến lược tối ưu hóa độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang dựa trên thuật toán di truyền để cải thiện độ cứng chống xoắn cũng như đặc tính dao động góc lắc ngang. Bài toán áp dụng phương pháp phần tử hữu hạn cũng được sử dụng phổ biến trong việc đánh giá độ bền và độ cứng vững của cụm chi tiết trong hệ thống treo trên ô tô tải [7]. Bằng sự hỗ trợ của phần mềm ANSYS, [8-10] đã tính toán và ước lượng sự hư hỏng và tuổi bền của thanh ổn định ngang sau quá trình khai thác 100.000 km dựa trên khối lượng và độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang. Nghiên cứu [11] đánh giá tác động của độ cứng chống xoắn và ứng suất trong thanh chống lật ngang khi chiều dài thanh thay đổi, thông qua phân tích cấu trúc tổng quát bằng phần mềm CATIA V5. Các thử nghiệm mô phỏng vị trí hỏng hóc và nghiên cứu thêm về độ cứng và độ dày của cao su trong bạc lót trong [12]. Kết quả nghiên cứu cho thấy rằng việc sử dụng cao su mềm và bạc lót dày giúp giảm ứng suất, cải thiện tuổi thọ mô phỏng lên đến 21%.

Mục đích của quá trình thiết kế thanh ổn định ngang

đều nhằm đạt được độ cứng chống xoắn cần thiết giúp cải thiện độ ổn định và hiệu suất làm việc của hệ thống mà không vượt quá giới hạn cơ học của thanh. Trong nghiên cứu này, thanh ổn định ngang được khảo sát dựa trên sự thay đổi các thông số kết cấu như đường kính của thanh, vị trí ống lót và tải trọng tác dụng. Kết quả của bài toán là các giá trị đầu ra như chuyển vị và ứng suất của thanh, từ đó tính toán được độ cứng chống xoắn và nhận biết vùng làm việc tối ưu của thanh ổn định ngang.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH TOÁN HỌC THANH ỔN ĐỊNH NGANG

Theo hình dáng tiêu chuẩn, độ cứng chống xoắn của thanh ổn định ngang và độ lệch tại hai đầu thanh chịu ảnh hưởng dưới tác dụng của một tải trọng, mô-đun đàn hồi của vật liệu chế tạo, các khoảng cách cánh tay đòn, đường kính ngoài của thanh ổn định ngang. Tuy nhiên, các công thức này chỉ áp dụng cho các thanh có hình dạng tiêu chuẩn, được thể hiện trong Hình 2.1.



Hình 2.1: Hình dạng và kích thước vật lý ổn định ngang kiểu chữ U [1]

Tải trọng F được đặt tại điểm A theo phương thẳng vuông góc với mặt phẳng trang với chiều có thể hướng đi vào hoặc đi ra bên ngoài trang. Độ cứng chống xoắn của thanh được tính như sau:

$$K_R = \frac{P.L^2}{2f_A} \tag{1}$$

Trong đó:

f_A - Độ dịch chuyển tại điểm A:

$$f_A = \frac{P}{3.E.I} [l_1^3 - a^3 + L/2(a+b)^2 + 4l_2^2(a+b)] \tag{2}$$

G - Mô-đun đàn hồi cắt:

$$\approx f_A = \frac{F.L^3}{3.E.I} + \frac{F.r^2}{G.I} \tag{3}$$

Với μ là hệ số poisson tương ứng với từng loại vật liệu. Trong cấu trúc của thanh ổn định ngang lựa chọn làm bằng vật liệu thép có $\mu = 0,3$ tại hai gối cao su nối thanh ổn định ngang với khung phương tiện ta chọn $\mu = 0,45$.

L - Một nửa chiều dài của thanh ổn định ngang:

$$L = a + b + c \tag{4}$$

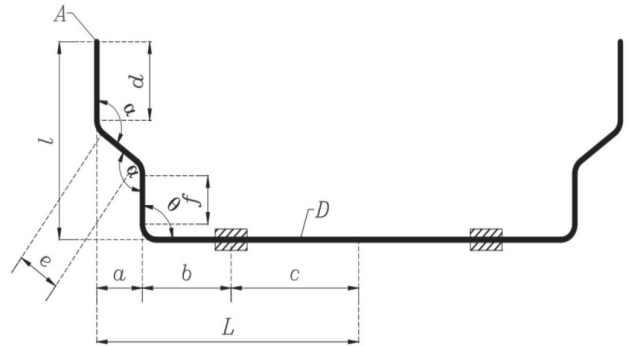
I - Mô-men quán tính của thanh:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \tag{5}$$

Với D là đường kính ngoài của thanh; E - Mô-đun đàn hồi của vật liệu, E = 210.000 MPa

Nếu coi a = 0, khi đó $l_1 = l_2$, khi đó rời lực F từ điểm A về trọng tâm của thanh ổn định ngang, thu được 3 thành phần: Lực F, mô-men xoắn T = F.l₁ và mô-men uốn M = F.L.

Gọi điểm A là điểm đặt lực và O là gốc ứng với tâm mặt cắt của nửa thanh ổn định ngang và a, b, c, d, e, f là độ dài các đoạn như hình dưới ta có:



Hình 2.2: Hình dạng thanh ổn định ngang dùng trong khảo sát Công thức tính góc bo:

$$\cos \alpha = \frac{L^2 + d^2 - e^2}{2.L.d} \tag{6}$$

$$\cos \theta = \frac{d^2 + e^2 - f^2}{2.d.e} \tag{7}$$

$$\frac{L}{\sin(\alpha)} = \frac{d}{\sin(\theta)} \tag{8}$$

Độ lệch chuyển vị của thanh nghiên cứu:

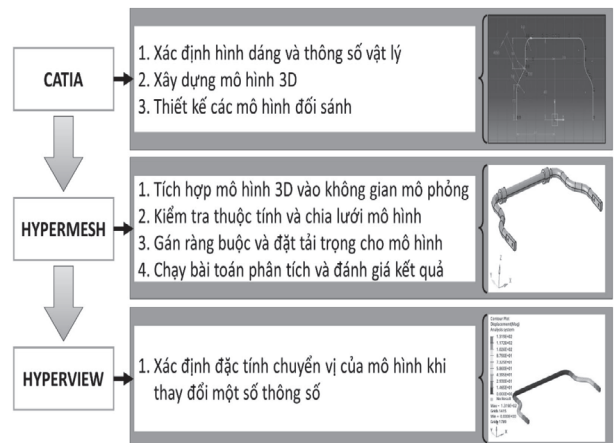
$$f_{A2} = \frac{F.L^3}{3.E.I} + \frac{F.f(\alpha).r^2}{G.J} \tag{9}$$

Trong đó: $f(\alpha) = \frac{2\alpha}{\pi}$ - Hàm mô tả sự ảnh hưởng của góc

α . Khi α thay đổi, giá trị hàm này cũng thay đổi và nếu $\alpha = 90^\circ$ ($f(\alpha) = 1$). Khi đó, phương trình (9) trở về phương trình (3) của thanh chữ U cơ bản.

3. MÔ PHỎNG THANH ỔN ĐỊNH NGANG BẰNG HYPERMESH

Phần này mô tả chi tiết các quy trình được áp dụng trong phân tích phần tử hữu hạn của thanh ổn định ngang sử dụng phần mềm HYPERMESH. Quá trình phân tích bao gồm ba giai đoạn chính: Tạo mô hình và chia lưới; gán các điều kiện biên và lựa chọn dạng bài toán và cuối cùng là khảo sát kết quả phân tích.



Hình 3.1: Quy trình phân tích đặc tính của thanh ổn định ngang

Mục tiêu chính của quá trình phân tích là xác định độ lệch chuyển vị của thanh ổn định ngang trong các trường hợp tải trọng khác nhau. Các giá trị này sau đó được sử dụng để làm căn cứ tính toán độ cứng chống xoắn của thanh theo phương trình (1), từ đó xác định tải trọng tối đa mà thanh ổn định có thể chịu đựng tại các vị trí quan trọng.

Mô hình 3D của thanh ổn định ngang được tạo ra bằng phần mềm CATIA và tích hợp vào phần mềm HYPERMESH. Trong quá trình này, các lỗi hình học như sự tiếp xúc không hoàn chỉnh giữa các bề mặt và độ kín của mô hình cần được kiểm tra và điều chỉnh. Sau khi mô hình đã được kiểm tra, quá trình chia lưới phần tử hữu hạn được thực hiện nhằm tạo ra một mô hình thanh ổn định ngang dạng số học chi tiết hơn. Chia lưới có vai trò quan trọng trong việc xác định độ chính xác của phân tích, khi mật độ lưới cao sẽ cải thiện độ chính xác nhưng đồng thời cũng tăng thời gian tính toán.

Mô hình được phân tích sử dụng hai loại vật liệu: Thép cho thanh ổn định và cao su cho các ống lót. Các tính chất vật liệu được lựa chọn dựa trên các quy chuẩn chế tạo. Trong quá trình phân tích, khoảng cách từ tâm ống lót đến mặt cắt nửa thanh ổn định ngang được lựa chọn $c=200$ mm. Cùng với đó, đường kính của thanh ổn định ngang được lựa chọn $D=32$ mm để đánh giá ảnh hưởng của kích thước đường kính mặt cắt đến chuyển vị của thanh ổn định ngang.

Thanh ổn định ngang được gắn với khung gầm của xe thông qua hai ống lót cao su và các bộ phận của hệ thống treo. Tại các vị trí kết nối này, thanh có thể xoay tự do trong ống lót, tuy nhiên bị hạn chế di chuyển theo phương ngang và phương dọc. Khi xe vào cua hoặc nghiêng do điều kiện vận hành, một đầu của thanh sẽ chịu lực kéo xuống trong khi đầu còn lại chịu lực kéo lên. Tải trọng áp dụng cho thanh ổn định ngang là sự dịch chuyển tương đối giữa hai đầu thanh kết nối với các bộ phận của hệ thống treo, dẫn đến sự xuất hiện của các lực uốn và xoắn.

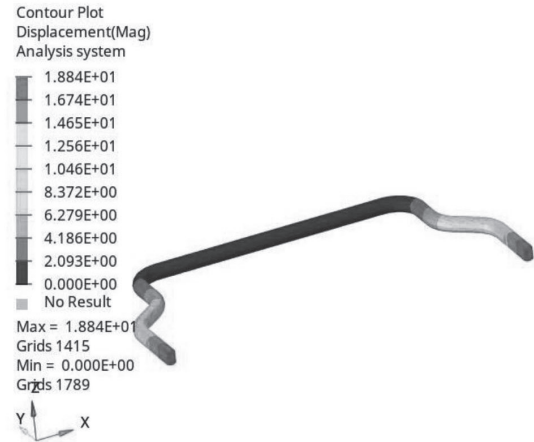
Sau khi gán các điều kiện biên và tải trọng, bài toán phân tích được giải quyết thông qua các thuật toán của phần mềm, từ đó thu được các kết quả về chuyển vị và các thông số quan trọng khác phục vụ cho việc đánh giá khả năng làm việc của thanh ổn định ngang trong các điều kiện tải trọng khác nhau.

4. KẾT QUẢ MÔ PHỎNG VÀ ĐÁNH GIÁ

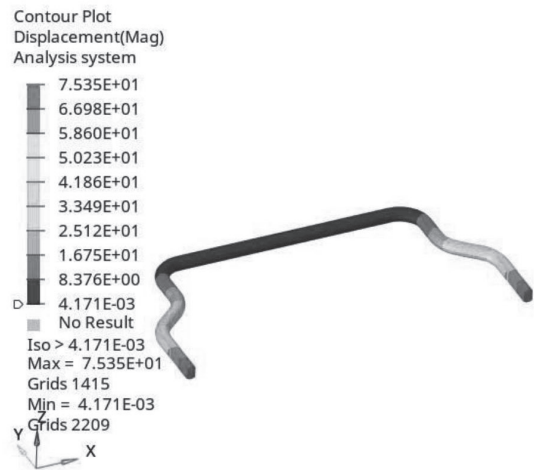
Hình 4.1 biểu diễn chuyển vị của thanh ổn định ngang khi giá trị tải trọng đặt vào điểm A của thanh ổn định ngang $F=3.000$ N, trong khi đó Hình 4.2 và Hình 4.3 biểu diễn chuyển vị của thanh ổn định ngang khi giá trị tải trọng đặt vào điểm A của thanh ổn định ngang lần lượt là $F=12.000$ N và $F=21.000$ N. Theo đặc tính của thanh ổn định ngang, giá trị lực F đặt vào hai đầu thanh ổn định có độ lớn bằng nhau, có phương song song với nhau và hướng ngược chiều nhau.

Nhận thấy rằng, khi tăng tải trọng lên hai đầu của thanh ổn định ngang thì chuyển vị của hai đầu mút này

càng tăng. Nếu tải trọng đặt lên thanh ổn định là 3.000 N thì chuyển vị tương đối của hai đầu thanh là 18,84 mm (Hình 4.1), trong khi đó nếu đặt tải trọng là 12.000 N và 21.000 N thì chuyển vị của thanh ổn định ngang lần lượt là 75,35 mm và 131,90 mm (tương ứng tại Hình 4.2 và Hình 4.3).



Hình 4.1: Chuyển vị của thanh ổn định ngang khi tải trọng $F=3.000$ N



Hình 4.2: Chuyển vị của thanh ổn định ngang khi tải trọng $F=12.000$ N



Hình 4.3: Chuyển vị của thanh ổn định ngang khi tải trọng $F=21.000$ N

Ngược lại, với hai đầu mút của thanh ổn định, phần trọng tâm của thanh ổn định ngang, nơi gần hơn với hai ống lót cao su gần như không có sự thay đổi về chuyển vị. Khi tăng tải trọng, mức độ biến dạng tăng lên trên toàn bộ thanh. Vùng giữa của thanh có thể không chịu trực tiếp tác động của lực lớn, nhưng nó vẫn chịu tác động từ phản lực hoặc bị lan truyền tải trọng từ các vùng lân cận. Với lực tác dụng lớn hơn, thậm chí những phần trước đây không bị ảnh hưởng cũng sẽ xuất hiện sự biến dạng, dẫn đến giá trị tối thiểu không bằng 0. Cụ thể, khi đặt tải trọng cho thanh ổn định ngang $F=3.000\text{ N}$ và $F=21.000\text{ N}$, phần dịch chuyển của tâm thanh ổn định ngang là 0 mm . Trong khi đó, khi chất tải $F=12.000\text{ N}$ lên hai đầu thanh thì chuyển vị của tâm lúc này là $0,004\text{ mm}$.

Tại các vị trí trọng yếu bo cung góc α và θ nhận thấy rằng đều cũng bị ảnh hưởng khi tác dụng tải trọng lên hai đầu thanh ổn định ngang trong cả 3 trường hợp. Khi các vị trí trọng yếu càng gần với đầu mút A thì chuyển vị càng lớn và ngược lại với các vị trí xa đầu mút A. Khi tải trọng tác dụng là $F=3.000\text{ N}$, chuyển vị tại vị trí trọng yếu góc α nằm trong khoảng $6 - 10\text{ mm}$, trong khi đó khi lực $F=12.000\text{ N}$ thì chuyển vị này nằm trong khoảng $25 - 41\text{ mm}$, với $F=21.000\text{ N}$ thì chuyển vị này trong khoảng $43 - 73\text{ mm}$. Các chuyển vị xung quanh phạm vi góc θ có khoảng chuyển vị nhỏ hơn trong khoảng $2 - 4\text{ mm}$, $4 - 8\text{ mm}$, $1,4 - 3\text{ mm}$ tương ứng khi lực F tác dụng lần lượt là 3.000 N , 12.000 N , 21.000 N .

5. KẾT LUẬN

Bài báo trình bày kết quả phân tích bằng phương pháp phần tử hữu hạn về ảnh hưởng của các thông số thiết kế thanh ổn định ngang trên ô tô. Kết quả mô phỏng cho thấy rằng, việc tăng tải trọng lên đầu thanh ổn định ngang trong khi giữ nguyên giá trị thông số đường kính mặt cắt ngang dẫn đến sự tăng độ chuyển vị. Bên cạnh đó, các vùng vị trí xung quanh ống lót gần trọng tâm của thanh ổn định ngang gần như không có sự thay đổi về độ chuyển vị. Phương pháp phân tích phần tử hữu hạn được thiết lập dựa trên phần mềm HYPERMESH có thời gian tính toán ngắn và cho phép thực hiện các phép lặp nhanh chóng sau khi thay đổi các thông số đầu vào mang đến một phương pháp hiệu quả và thuận lợi trong việc tìm kiếm giải pháp tối ưu cho thiết kế thanh ổn định ngang. Các hướng nghiên cứu tiếp theo là phát triển bài toán khảo sát các ảnh hưởng của cánh tay đòn, các loại vật liệu khác nhau để đưa ra đặc tính chống xoắn của thanh ổn định ngang trên các phương tiện giao thông đường bộ.

Tài liệu tham khảo

- [1]. K. Hubert and A. Kumar (2005), *Anti-roll stability suspension technology*, SAE Technical Papers, no.724, doi: 10.4271/2005-01-3522.
- [2]. M. Durali and A. R. Kassaiezadeh (2002), *Design and*

software base modeling of anti-roll system, SAE Technical Papers, no.724, doi: 10.4271/2002-01-2217.

- [3]. K. A. N. (June, 2016), *Design and Analysis of Antiroll Bars for Automotive Application*.

- [4]. P. Bharane, K. Tanpure and G. Kerkal (2014), *Optimization of Anti-Roll bar using Ansys Parametric Design Language (APDL)*, International Journal of Engineering Research and General Science, vol.2, no.5, pp.699-706.

- [5]. Y. Li, Z. Chen, M. Hou, and T. Guo (Dec., 2023), *Multi-objective optimization design of anti-roll torsion bar using improved beluga whale optimization algorithm*, Railway Sciences, vol.3, no.1, pp.32-46, doi: 10.1108/RS-10-2023-0037.

- [6]. M. M. Topaç, H. E. Enginar and N. S. Kuralay (2011), *Reduction of stress concentration at the corner bends of the anti-roll bar by using parametric optimisation*, Mathematical and Computational Applications, vol.16, no.1, pp.148-158, doi: 10.3390/mca16010148.

- [7]. M. M. Topaç, H. Günel and N. S. Kuralay (Jul., 2009), *Fatigue failure prediction of a rear axle housing prototype by using finite element analysis*, Engineering Failure Analysis, vol.16, no.5, pp.1474-1482, doi: 10.1016/j.engfailanal.2008.09.016.

- [8]. P. S. Gugliya, Y. R. Jaiswal and A. B. Chhajed (2015), *Analysis of Anti-Roll bar to Optimize the Stiffness*, no.2349, pp.2-4.

- [9]. Bankar Harshal (2014), *Finite Element Analysis of Anti-Roll Bar to Optimize the Stiffness of the Anti-Roll Bar and the Body Roll*, Ijmer, vol.4, no.5, pp.11-23, [Online]. Available: http://www.ijmer.com/papers/Vol4_Issue5/Version-3/IJMER-45031123.pdf.

- [10]. P. Bharane, K. Tanpure, A. Patil and G. Kerkal (2014), *Design, Analysis and Optimization of Anti-Roll Bar*, vol.4, no.9, pp.137-140.

- [11]. A. K. Yachkal, N. K. Nath and S. Khan (Sep., 2020), *Analyses of the Effect of Clamping Distance on Stress and Roll Stiffness of Anti Roll Bar*, International Journal of Applied Engineering Research, vol.15, no.9, p.906, doi: 10.37622/IJAER/15.9.2020.906-910.

- [12]. M. Cerit, E. Nart and K. Genel (Jul., 2010), *Investigation into effect of rubber bushing on stress distribution and fatigue behaviour of anti-roll bar*, Engineering Failure Analysis, vol.17, no.5, pp.1019-1027, doi: 10.1016/j.engfailanal.2010.01.009.

Ngày nhận bài: 02/10/2024

Ngày nhận bài sửa: 18/10/2024

Ngày chấp nhận đăng: 20/11/2024