XÁC ĐỊNH MỘT SỐ THÔNG SỐ CỦA ĐẶC TÍNH LỰC KÉO CỦA MÁY KÉO BÁNH XÍCH KHI LÀM VIỆC TRÊN ĐỊA HÌNH DỐC DỌC

Đỗ Tuấn Anh, Đinh Bá Bách, Đặng Thị Tố Loan
Trường Đại học Lâm nghiệp

https://doi.org/10.55250/jo.vnuf.2023.1.113-121

TÓM TẮT

Bài báo này trình bày kết quả nghiên cứu lý thuyết xây dựng mối quan hệ giữa các hệ số cản lăn, hệ số bám của máy kéo bánh xích với tỷ số giữa áp lực trung bình và cho phép của động cơ khi làm việc trên địa hình dốc dọc. Đây là hai trong số các thông số được nghiên cứu xây dựng phương trình tính mà không cần sử dụng phép lặp số học và có thể áp dụng trong thực tế. Các thông số đã nghiên cứu bao gồm: khả năng chịu tải của đất dưới tác động của động cơ bánh xích, phụ thuộc vào tính chất vật lý và cơ học của đất, có tính đến độ dốc; chiều sâu của vết lún; áp lực trung bình và cho phép của động cơ bị giới hạn bởi độ sâu vết lún; hệ số cản lăn của xe di chuyển trên dốc; hệ số bám của bánh xích với bề mặt đất, có tính đến sự suy yếu của đất khi làm việc. Các thông số này giúp lựa chọn thiết bị khai thác phù hợp với điều kiện độ dốc và loại đất khác nhau. Lý thuyết động lực học máy kéo, cơ học đất và các kết quả nghiên cứu cùng lĩnh vực trước kia đã được tham khảo áp dụng.

Từ khoá: địa hình dốc, hệ số bám, hệ số cản lăn, khai thác gỗ, máy kéo bánh xích.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay khai thác thác gỗ được đánh giá là hiệu quả nếu đảm bảo được các tiêu chí về kinh tế và môi trường. Để đảm bảo hiệu quả kinh tế, cần giảm các chi phí tiêu thụ và cần tăng khối lượng khai thác thác. Bên cạnh đó, khai thác cũng cần đảm bảo ít tác động đến môi trường đặc biệt là môi trường đất, các cây con và khí phát thải. Điều này phụ thuộc rất lớn vào hệ thống máy móc, thiết bị được lựa chọn.

Ở nhiều quốc gia có hoạt động lâm nghiệp phát triển, những công cụ vận chuyển lâm sản đã được sử dụng, từ lắp đặt đường cáp đến máy kéo có trang bị tời, cũng như tời tự hành với nhiều kích cỡ khác nhau. Sử dụng các máy móc, thiết bị hiện đại có thể trở thành hướng đi triển vọng, quan trọng nhằm phát triển các quy trình công nghệ khai thác ở điều kiện Việt Nam.

Hệ số số bám và hệ số cản lăn là hai trong số các thông số đặc trưng cho khả năng chuyển động của máy kéo. Các hệ số này được sinh ra ở vùng tiếp xúc giữa dải xích và mặt đường. Nếu như hệ số bám quá nhỏ thì dải xích có thể bị trượt quay khi momen xoắn lớn truyền từ động cơ đến dải xích, lúc đó máy kéo sẽ không thể tiến về phía trước được. Bên cạnh đó, các hệ số này cho phép tính toán tiêu hao năng lượng trong quá trình vận hành máy khai thác. Tuy nhiên, việc tính toán các hệ số này trong thực tế còn gặp khó khăn do các phương trình toán học còn phức tạp, tính ứng dụng chưa cao. Do đó, xây dựng các phương trình đơn giản hơn, thuận tiện hơn là cần thiết và có ý nghĩa thực tiễn.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Phương pháp kế thừa tài liệu

Nghiên cứu đã thu thập, tham khảo, chọn lọc các tài liệu chuyên khảo và những nghiên cứu cùng lĩnh vực trước đó về động lực học máy kéo bánh xích làm cơ sở nghiên cứu lý thuyết.

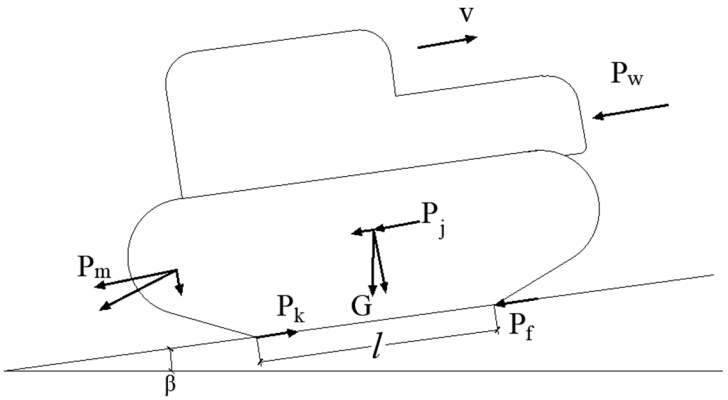
2.2. Phương pháp nghiên cứu lý thuyết

Dựa vào lý thuyết ô tô máy kéo, xác định được các thông số ảnh hưởng đến quá trình làm việc của máy kéo; xác định các phụ thuộc của hệ số cản lăn và hệ số bám bao gồm kích thước bề mặt tiếp xúc của dải xích với mặt đất, độ sâu vết lún và áp lực của động cơ lên đất. Dựa vào lý thuyết về cơ học đất, xác định được các tính chất cơ lý của đất, các trạng thái ứng suất – biến dạng của đất, cường độ chống cắt của đất; xác định được các yếu tố có ảnh hưởng đến khả năng chịu tải của đất trong đó có lực liên kết riêng và góc nội ma sát của hạt đất. Từ đó xác định hàm mục tiêu và các tham số phụ thuộc. Sử dụng phương pháp bình phương nhỏ nhất để tìm giá trị các tham số phụ thuộc sao cho hàm đạt cực tiểu và biểu diễn qua các phương trình gần đúng có độ tin cậy cao.

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Trong quá trình hoạt động của máy kéo bánh xích, toàn bộ thân máy sẽ chuyển động tịnh tiến,

và một số thực hiện chuyển động quay. Chyển động xảy ra do sự tương tác của các lực tác động lên máy kéo. Động lực của máy được tạo bởi động cơ máy kéo. Các lực sau tác động lên máy kéo bánh xích (Hình 1):



Hình 1. Sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo khi lên dốc

- Lực kéo tiếp tuyến P_k.

- Lực cản: lực cản lăn P_f (có xét đến sự biến dạng của bề mặt đất), lực cản lên dốc P_i (là lực thành phần của trọng lượng G theo phương song song với mặt đường), lực cản không khí P_w, lực cản kéo ở móc kéo P_m, lực cản quán tính P_j.

- Trọng lượng toàn bộ máy kéo G.

- Phản lực pháp tuyến của mặt đường tác dụng lên máy kéo.

Để cho máy kéo có thể chuyển động được mà không bị trượt quay thì lực kéo tiếp tuyến sinh ra ở vùng tiếp xúc giữa dải xích và mặt đường phải lớn hơn hoặc bằng tổng các lực cản chuyển động, nhưng phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám giữa dải xích với mặt đường:

$$P_f \pm P_i + P_w \pm P_j + P_m \le P_k \le P_\varphi \quad (1)$$

Trong lý thuyết ô tô máy kéo người ta thường dùng khái niệm lực cản tổng cộng của đường P_φ bằng tổng lực cản lăn và lực cản lên dốc:

$$P_\varphi = P_f \pm P_i \quad (2)$$

3.1. Xác định hệ số cản lăn

Khi máy kéo chuyển động trên mặt đường sẽ có lực cản lăn tác dụng song song với mặt đất và ngược chiều chuyển động tại vùng tiếp xúc giữa dải xích và mặt đường. Lực cản lăn phát sinh là do biến dạng của dải xích và đường, do sự tạo thành vết dải xích trên đường và do sự ma sát ở bề mặt tiếp xúc với đường. Chuyển động của máy kéo trên mặt đất có liên quan đến chi phí năng lượng cơ học để làm biến dạng đất, liên quan đến độ trượt của dải xích, có liên quan đến độ bám dính của đất và dải xích, và cũng liên quan đến lực kéo của máy. Chi phí năng lượng để làm biến dạng bề mặt đất phụ thuộc vào kích thước của vết lún và khả năng chịu tải của đất [1]:

$$A_f = lb\int_0^h pdh \quad (3)$$

Trong đó:

l là chiều dài vết lún;

b là chiều rộng trung bình của phần tiếp xúc dải xích với đất;

p là áp lực trung bình của máy kéo lên đất;

h là độ sâu vết lún.

Theo [1] ta có lực cản lăn được xác định:

$$P_f = A_f / l = b\int_0^h p(h)dh \quad (4)$$

Để tính tích phân xác định (4) ta cần sự phụ thuộc giải tích p(h). Điều này không thuận tiện đối với các phép biến đổi toán học (rất khó để biểu thị p theo h). Vì vậy, sử dụng biến đổi [2, 3] ta có:

$$b\int_0^h p(h)dh = bhp - b\int_0^p h(p)dh \quad (5)$$

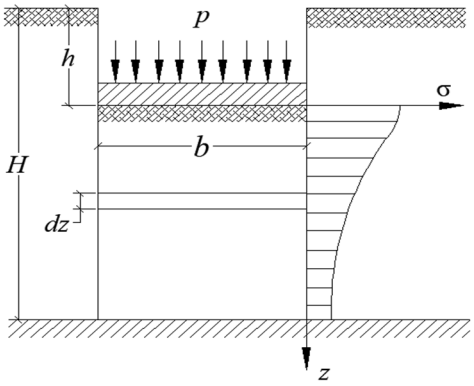
Suy ra lực cản lăn do biến dạng của đất, được xác định:

$$P_f = bhp - b\int_0^p h(p)dh \quad (6)$$

Hệ số cản lăn được xác định theo [1]:

$$\varphi_R = \frac{h}{l} - \frac{1}{pl}\int_0^p h(p)dh \quad (7)$$

trong đó l là chiều dài trung bình của phần dải xích tiếp xúc với đất.



Hình 2. Sơ đồ tính toán độ sâu vết lún

Trong các nghiên cứu trước đây của chúng tôi, đã thu được các công thức tính chiều sâu vết lún như sau [2, 3]:

$$h = \frac{H\left(H + A(3x_1 - 4x_2) - \sqrt{(H + A(x_1 - 4x_2))^2 + 4HAx_1}\right)}{4A(x_1 - 2x_2)}, \quad (8)$$

Với:

$$x_1 = \text{arc}tg\frac{H}{ab\sqrt{1-\frac{Jp}{E}}}, x_2 = \text{arc}tg\frac{H}{2ab\sqrt{1-\frac{Jp}{E}}}, A = \frac{p_s}{p_s - p}.\frac{Jpab}{E\sqrt{1-\frac{Jp}{E}}} \quad (9)$$

Khi không giới hạn chiều dày lớp biến dạng (đối với lớp đất chịu lực yếu), công thức (8) được ước lượng:

$$h_M = \lim_{H\to\infty} h = \text{A}x_1 = \frac{p_s}{p_s - p}.\frac{J\pi pab}{2E\sqrt{1-\frac{Jp}{E}}} \quad (10)$$

Trong đó:

E là mô đun biến dạng tổng của nền đất;

J là hệ số có tính đến tỷ lệ các cạnh của phần tiếp xúc;

A là hệ số tính đến chiều dày lớp đất biến dạng, a là hệ số tính đến độ sâu lan truyền biến dạng trong nền đất;

H là chiều sâu lan truyền biến dạng;

p_s là sức chịu tải của đất.

Dựa vào các kết quả nghiên cứu [2, 4-7], ta được phương trình tính sức chịu tải của đất:

$$p_S = q_s\delta_\beta \quad (11)$$

Trong đó:

$$q_s = 5,22C + \frac{109C + 1,5B}{10000}\varphi^2 \quad (12)$$

$$\delta_\beta = 1 - \frac{56 + \varphi}{10000}\beta \quad (13)$$

Trong đó:

C là lực liên kết của các hạt đất;

φ là góc nội ma sát của các hạt đất;

B là chiều rộng của dải xích.

Bên cạnh đó, dựa trên các kết quả nghiên cứu [2, 4-7], đã chứng minh cho việc đánh giá áp lực cho phép tác động lên đất khi chiều sâu vết lún không quá 0,2 m:

$$p_{adm} = q_s(0,642 + 0,035l_n q_s) \quad (14)$$

Hình 3–5 trình bày kết quả tích phân phương trình (7) ở độ dốc β = 30° đối với các loại đất khác nhau về độ chặt. Các kết quả tính toán được tóm tắt trong Bảng 1.

Bảng 1. Hệ số cản lăn của máy kéo bánh xích, phụ thuộc vào tỷ số giữa áp lực trung bình và áp lực cho phép (trên dốc 30°)

Tỷ lệ giữa áp lực trung bình và cho phép p/p_{adm}	Loại đất theo độ chặt		
	III (yếu)	II (trung bình)	I (chặt)
0,5	0,0227 *0,0201*	0,0199 *0,0174*	0,0178 *0,0153*
0,75	0,0469 *0,0378*	0,0424 *0,0332*	0,0395 *0,0298*
1	0,0948 *0,0658*	0,0915 *0,0593*	0,0932 *0,0549*

Ghi chú: giá trị in nghiêng – hệ số trên bề mặt nằm ngang.

Kết quả tính toán hệ số cản lăn so với tỷ lệ giữa áp lực trung bình và áp lực cho phép của động cơ máy kéo lên đất được trình bày qua Hình 6. Tính gần đúng kết quả tính toán với phương sai β = var, chúng tôi thu được hàm của hệ số lực cản ở dạng sau:

$$\varphi_R = \varphi_{Ro}\delta_{R\beta} \quad (15)$$

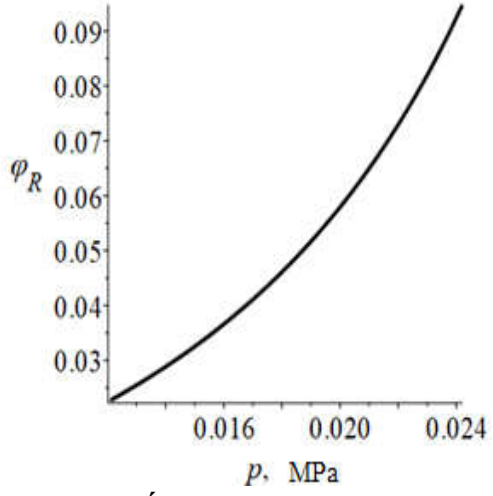
Trong đó:

φ_{R0} là hệ số lực cản trên bề mặt đỡ nằm ngang;

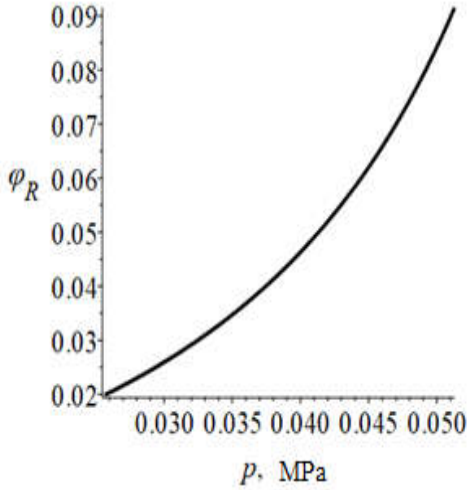
$\delta_{R\beta}$ là hệ số xét đến ảnh hưởng của góc dốc đến lực cản lăn:

$$\varphi_{Ro} = 0,0306 - 0,0246q_s - 0,0829\frac{p}{p_{adm}} + 0,115\left(\frac{p}{p_{adm}}\right)^2 \quad (16)$$

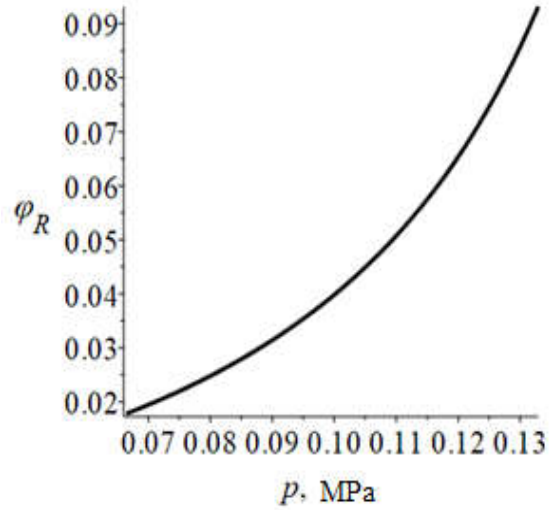
$$\delta_{R\beta} = 1 + 0,016\beta \quad (17)$$



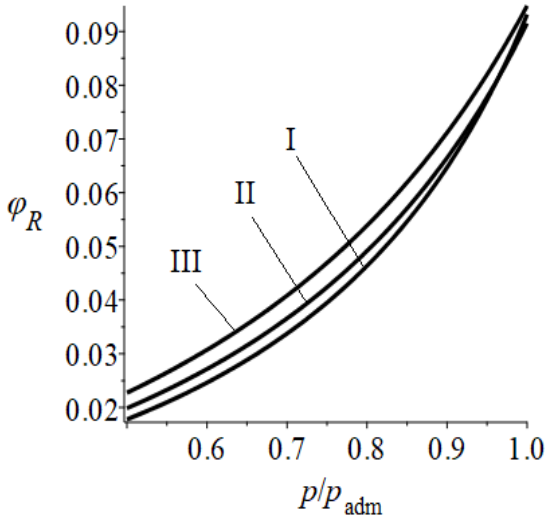
Hình 3. Hệ số cản lăn phụ thuộc vào áp lực trung bình (loại đất có độ chặt III, q_s = 0,047 MPa)



Hình 4. Hệ số cản lăn phụ thuộc vào áp lực trung bình (loại đất có độ chặt II, q_s = 0,095 MPa)



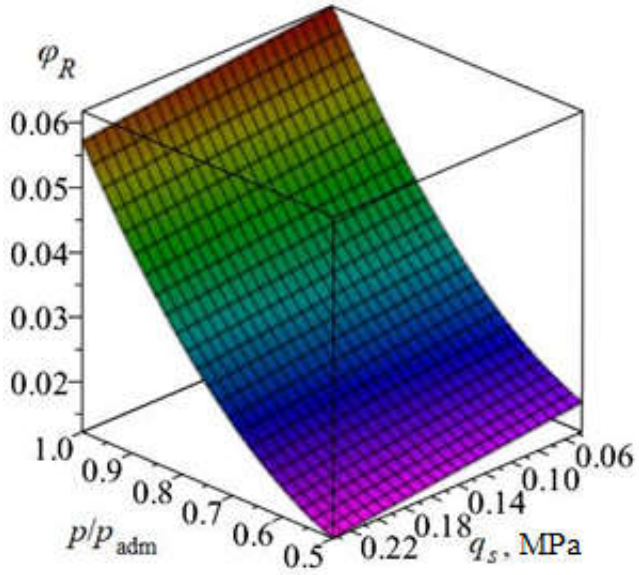
Hình 5. Hệ số cản lăn phụ thuộc vào áp lực trung bình (loại đất có độ chặt I, q_s = 0,223 MPa)



Hình 6. Hệ số cản lăn phụ thuộc vào tỷ số giữa áp lực trung bình và áp lực cho phép

Suy ra hệ số cản lăn:

$$\varphi_R = \left(0,0306 - 0,0246q_s - 0,0829\frac{p}{p_{adm}} + 0,115\left(\frac{p}{p_{adm}}\right)^2\right)(1 + 0,016\beta) \quad (18)$$



Hình 7. Tương quan giữa hệ số cản lăn với tỷ số giữa áp lực trung bình và cho phép

3.2. Xác định hệ số bám

Để cho máy kéo chuyển động được thì vùng tiếp xúc giữa dải xích và mặt đường phải có độ bám nhất định được đặc trưng bằng hệ số bám. Nếu độ bám (hệ số bám) thấp thì dải xích có thể bị trượt quay khi có momen xoắn lớn truyền từ động cơ đến dải xích và lúc đó máy kéo không thể tiến về trước được. Trường hợp này thường xảy ra khi máy kéo đứng trên mặt đất lầy hoặc đứng trên băng.

Lực bám của máy kéo được xác định theo phương trình [1]:

$$P_T = b\int_0^l \tau_x(x)dx \qquad (19)$$

Trong đó:

τ_x là ứng suất cắt phân bố dọc theo miếng tiếp xúc;

x là tọa độ dọc theo trục song song với chuyển động của máy.

Hàm phân phối τ_x đã biết:

$$\tau_x(x) = \frac{1}{\frac{1}{\tau_{\max}} + \frac{t_{gr}}{Gj(x)}}, \qquad (20)$$

Trong đó:

t_{gr} là bước vấu;

G là mô đun chống cắt của đất;

j là biến dạng cắt của đất;

τ_{max} là sức chống cắt lớn nhất của đất.

Hàm biến dạng cắt tuyến tính dọc theo tọa độ x được lấy [1]:

$$j(x) = Sx \qquad (21)$$

Trong đó S là hệ số trượt của động cơ đẩy.

Sức chống cắt lớn nhất của đất phải được xác định có tính đến các đặc tính vật lý, cơ học và độ chặt của nó:

$$\tau_{\max} = C\xi(j) + p\tan\varphi \qquad (22)$$

Trong đó ξ(j) là một hàm tính đến sự giảm sức kháng của đất trong quá trình cắt:

$$\xi(j) = \begin{cases} 1, & j - j_0 \le 0 \\ 1 - \dfrac{j - j_0}{t_{gr}}, & j - j_0 > 0 \\ 0, & j - j_0 \ge t_{gr} \end{cases}, \qquad (23)$$

Trong đó j_0 là giá trị biến dạng cắt của đất tại đó xảy ra lực cắt của nó.

Biểu thức sau để ước lượng j_0:

$$j_0 = \frac{\tau_o \tau_{gr}}{G}\left(\sqrt{\frac{G}{C} - 1}\right) \qquad (24)$$

Trong đó τ_0 là sức chống cắt lớn nhất của đất không tính đến lực cắt:

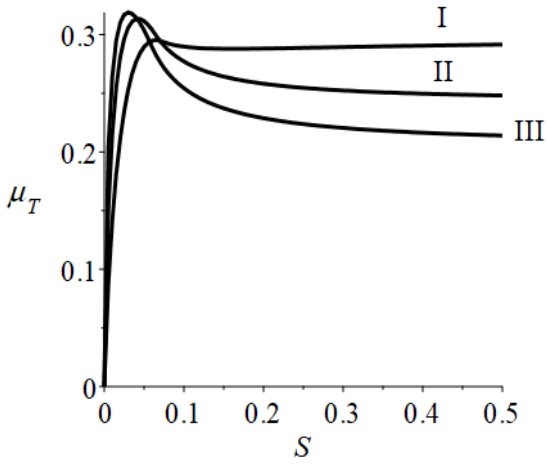
$$\tau_0 = C + p\tan\varphi \qquad (25)$$

Với giá trị P_T, hệ số bám được tính:

$$\mu_T = \frac{P_T}{pbl} = \frac{1}{pl}\int_0^l \tau_x(x)dx \qquad (26)$$

Chúng ta cần chú ý đến tính chất bậc thang của hàm ξ(j), đặc trưng cho sự giảm sức chống cắt cùng với sự phát triển biến dạng của vết cắt đất. Do tính chất thay đổi của j(x) theo độ dài của phần tiếp xúc với đất, nên việc tích phân các biểu thức (19), (26) là khó khăn.

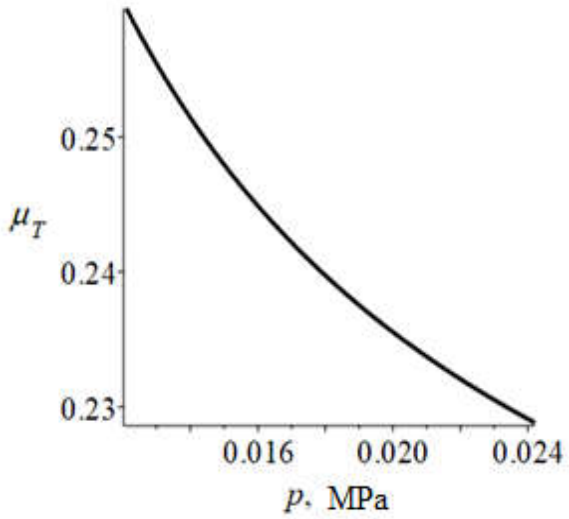
Để giải quyết phương trình (19), (26), chúng tôi sử dụng phương pháp tích phân số. Trên hình 8 thể hiện kết quả tính toán hệ số bám với hệ số trượt cho các loại đất khác nhau tại S = var, p = p_{adm}.



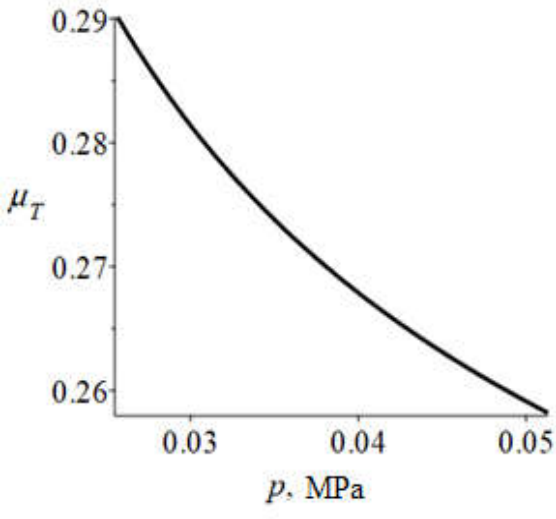
Hình 8. Mối quan hệ giữa hệ số bám và hệ số trượt

Theo các khuyến nghị [1, 8, 9], nên tiến hành từ hệ số trượt S = 0,2 (sinh ra do sức cản của đất và đặc điểm thiết kế của dải xích). Kết quả tính toán cho thấy đối với máy kéo bánh xích có S > 0,1 thì hệ số bám thay đổi không đáng kể nên chấp nhận ước lượng được trong nghiên cứu của chúng tôi.

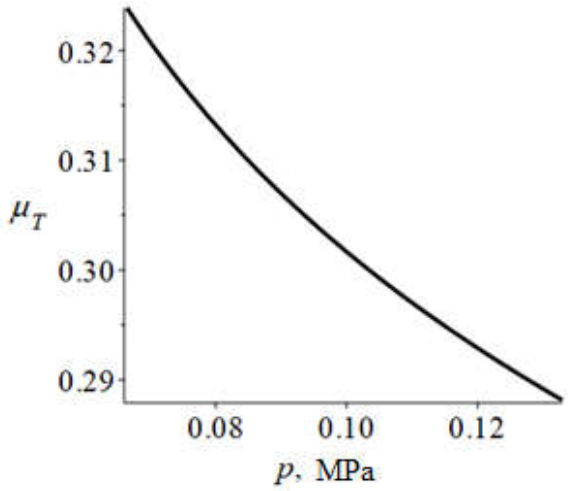
Tính hệ số bám theo (27) cho các loại đất khác nhau khi áp lực thay đổi trong khoảng p = 0,5p_{adm} ... p_{adm} tại S = 0,2; các kết quả được trình bày trong các hình 9 - 11. So sánh kết quả thu được cho các loại đất khác nhau và tổng hợp lại trong Hình 12. Sau đó, chúng ta sẽ thu được các ước tính về hệ số bám của động cơ bánh xích, tùy thuộc vào tỷ lệ giữa áp lực trung bình và áp lực cho phép đối với các loại độ chặt đất khác nhau, được trình bày trong Bảng 2.



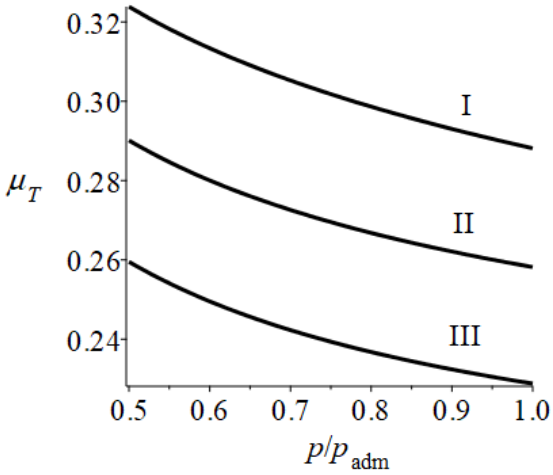
Hình 9. Hệ số bám của máy kéo bánh xích trên đất yếu



Hình 10. Hệ số bám của máy kéo bánh xích trên đất có độ chặt trung bình



Hình 11. Hệ số bám của máy kéo bánh xích trên đất chặt



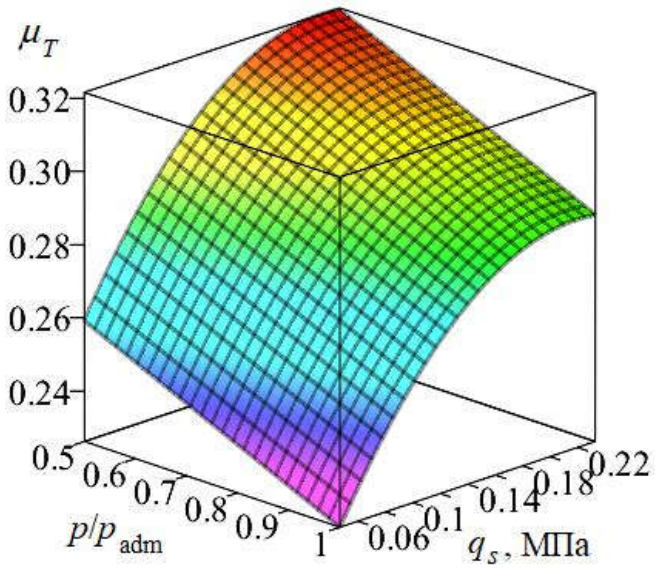
Hình 12. Hệ số bám của máy kéo bánh xích, tùy thuộc vào tỷ lệ giữa áp lực trung bình và cho phép đối với các loại đất

Bảng 2. Hệ số bám tùy thuộc vào tỷ lệ giữa áp lực trung bình và cho phép

Tỷ lệ áp lực trung bình và cho phép p/p_{adm}	Loại đất theo độ chặt		
	III (yếu)	II (trung bình)	I (chặt)
0,5	0,260	0,290	0,324
0,75	0,239	0,270	0,302
1	0,229	0,258	0,288

Từ kết quả tính gần đúng, chúng ta thu được công thức tính hệ số bám của động cơ bánh xích tùy thuộc vào tỷ lệ giữa áp lực trung bình và cho phép, cũng như khả năng chịu lực (với hệ số trượt là động cơ S = 0,2):

$$\mu_T = 0,253 - 0,066\frac{p}{p_{adm}} + 0,925q_s - 2,11q_s^2 \qquad (27)$$



Hinh 13. Tương quan giữa hệ số bám với tỷ số giữa áp lực trung bình và cho phép

Ví dụ: máy kéo có trọng lượng M = 15 tấn, vận hành trên dốc lên đến β = 20º, sức chịu tải của đất q_s = 0,09 MPa. Thông số hình học của bánh xích: chiều rộng phần tiếp xúc b = 0,6 m, chiều dài phần tiếp xúc l = 5b = 3 m. Trọng lượng của máy là G = 0,147 MN; áp suất trung bình của động cơ lên mặt đất p = 0,041 MPa, nhỏ hơn giá trị cho phép p_{adm} = 0,05 MPa theo công thức (14). Hệ số bão hòa năng lượng [3] là 3,82 kW/t, do đó công suất động cơ của máy nên lấy xấp xỉ 57,3 kW. Độ dốc mà máy vượt qua được có xét đến độ bám là β = 12,4º, nhỏ hơn giá trị thực tế nên phải sử dụng thêm tời kéo làm việc song song với máy, và kéo lực T theo công thức [3] tối thiểu phải là T = 0,0273 MN = 27,3 kN.

4. KẾT LUẬN

Hiện nay, các thiết bị phục vụ khai thác như máy kéo bánh xích kết hợp tời hoặc tời tự hành được sử dụng khá phổ biến trên địa hình dốc do những ưu điểm về khả năng làm việc. Việc nghiên cứu các thông số ảnh hưởng đến quá trình làm việc của máy kéo bánh xích là cần thiết, có ý nghĩa thực tiễn và có thể áp dụng đối với điều kiện ở Việt Nam.

Nghiên cứu đã xây dựng được mối tương quan giữa các hệ số cản lăn và hệ số bám phụ thuộc vào áp lực trung bình và cho phép của máy kéo tại độ dốc 0 - 30^0 và các loại đất với độ chặt khác nhau. Áp lực trung bình và cho phép là tiêu chí phổ biến được sử dụng làm tham chiếu lựa chọn máy kéo tại nhiều nước có hoạt động lâm nghiệp phát triển. Đây là chỉ số để đánh giá tác động cho phép của hệ thống dải xích lên đất.

Bằng phương pháp bình phương nhỏ nhất, đưa ra được phương trình tính các hệ số đơn giản hơn và thuận tiện hơn. Phương trình tính các hệ số cản lăn và hệ số bám của máy kéo bánh xích trên địa hình dốc đưa ra có thể áp dụng trong thực tế, giúp giảm thời gian tính toán và lựa chọn thiết bị phù hợp. Kết quả mà nghiên cứu đạt được là tài liệu tham khảo cho những nghiên cứu về sau.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Агейкин Я.С. (1981). Проходимость автомобилей. Машиностроение, Москва. 232с.

[2]. Rudov S.E., Khitrov E.G., Rudov M.E., Ustinov V.V. (2015). Calculation of traction and thrust of a wheeled skidder using data from foreign colleagues. Actual directions of scientific researches of XXI century. https://doi.org/10.12737/10628

[3]. Хитров, Е.Г. (2020). Комплексное обоснование параметров и режимов работы движителей лесных машин. доктора технических наук. Воронеж. 319 с.

[4]. Burmistrova O.N., Prosuzhih A.A., Rudov S.E., Kunitskaya O.A., & Grigoriev I.V. (2021). Experimental studies of forward operation with regard to its performance indicators, cutting area parameters and soil physic-mechanical properties. Resources and Technology. DOI: 10.15393/j2.art.2021.5583.

[5]. Burmistrova O.N., Teterevleva E.V., Rudov S.E., Grigoriev I.V., & Kunitskaya O.A. (2020). Justification of the initial requirements of a mathematical model of the interaction of wheeled vehicles on low pressure pneumatics with forest soils. Systems Methods Technologies. 94-99. DOI: 10.18324/2077-5415-2020-2-94-99.

[6]. Burmistrova O.N., Teterevleva E.V., Rudov S.E., Grigoriev I.V., & Kunitskaya O.A. (2020). Methods and results of experimental studies of interaction of wheeled vehicles on low pressure pneumatics with forest soils. Systems Methods Technologies. 1(45): 66-71. DOI: 10.18324/2077-5415-2020-1-66-71.

[7]. Grigoriev I.V., Nikiforova A.I., Pelymsky A.A., Khitrov E.G., & Khakhina A.M. (2013). Experimental determination of the stress relaxation time of the forest soil. Scientific Notes of Petrozavodsk State University. 77-80.

[8]. Lukhminskyi B. A. (2018). Совершенствование моделей и методов прогнозирования проходимости гусеничных лесных машин. кандидата технических наук. Санкт-Петербург. 179.

[9]. Larin B. B. (2007). Методы прогнозирования и повышения опорной проходимости многоосных колесных машин на местности. Доктора технических наук. Москва. 419.

DETERMINATION OF SOME SPECIFICATIONS OF CRAWLER ENGINE TRUCKING CHARACTERISTICS ON STEEP TERRAIN

Do Tuan Anh, Dinh Ba Bach, Dang Thi To Loan
Vietnam National University of Forestry

ABSTRACT

This article presents the results of theoretical research on building the relationship between rolling resistance coefficients, traction coefficients of crawler tractors and the ratio between the average and allowable pressure of the engine when working on the vertical slope of the ground. These are two of the parameters studied to build equations without using arithmetic iteration and can be applied in practice. The studied parameters include: soil load capacity under the action of the crawler motor, which depends on the physical and mechanical properties of the soil, taking into account the slope; depth of settlement; the average and permissible engine pressure is limited by the depth of settlement; rolling resistance coefficient of the vehicle moving on the slope; coefficient of adhesion of the crawler to the ground surface, taking into account the weakening of the soil when working. These parameters help in selecting mining equipment suitable for different slope conditions and soil types. The theory of tractor dynamics, soil mechanics and previous research results in the same field have been applied.

Keywords: coefficient of friction, crawler tractor, drag coefficient, forests on slopes, mountain forests.

Ngày nhận bài : 06/12/2022
Ngày phản biện : 09/01/2023
Ngày quyết định đăng : 30/01/2023