

# XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC KÉO CỦA LIÊN HỢP MÁY KÉO VỚI CÂY CHẢO KHÍ LÀM VIỆC TRÊN ĐỐC NGANG

Tô Quốc Huy<sup>1</sup>, Nông Văn Vinh<sup>2</sup>, Đoàn Văn Thu<sup>1</sup>

## TÓM TẮT

Mô hình động lực học kéo của liên hợp máy (LHM) kéo bánh hơi Yanmar F535D với cây chảo 2 dây chằm sóc rừng trên dốc ngang được xây dựng trên cơ sở phân tích kết cấu và thiết lập các quan hệ vật lý giữa các phần tử của hệ thống. Mô hình toán mô tả khá đầy đủ về kết cấu, hoạt động và mối quan hệ tác động qua lại giữa các phần tử của LHM từ động cơ, hệ thống truyền lực, hệ thống di động cho đến máy cây và các yếu tố của điều kiện sử dụng. Các hàm mục tiêu là các chỉ tiêu làm việc của LHM bao gồm vận tốc, năng suất, chi phí năng lượng riêng và hiệu suất kéo. Kết quả khảo sát thử nghiệm mô hình mô phỏng trên phần mềm Matlab - Simulink với kích thích ngoài là lực cản cây  $P_c(t)$ , các giá trị phản lực pháp tuyến lên các bánh xe máy kéo  $Z_v^d$ ,  $Z_v^d$ , hiệu suất kéo  $\eta_k$ , độ trượt  $\delta_k$  và vận tốc LHM biến đổi phù hợp với qui luật. Khi độ dốc tăng, hệ số cản lăn /tăng, hệ số bám dọc  $\phi$ , giảm, độ trượt  $\delta_k$  tăng, hiệu suất kéo  $\eta_k$  giảm và do đó năng suất LHM giảm, chi phí công suất  $C_{nc}$  tăng; với cấp lực cản kéo  $P_c$  trên 6000 N, LHM làm việc không hiệu quả ở độ dốc trên 10°. Như vậy, có thể sử dụng mô hình để khảo sát sự ảnh hưởng của các yếu tố về kết cấu và sử dụng đến các chỉ tiêu làm việc của LHM, trên cơ sở đó xây dựng các phương án cải tiến kết cấu nâng cao hiệu quả làm việc của LHM trên đất dốc.

**Từ khóa:** Cây chảo 2 dây, máy kéo trên đất dốc, động lực học máy kéo.

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Quá trình làm việc của liên hợp máy (LHM) cây chằm sóc rừng trên đất dốc chịu tác động bởi rất nhiều yếu tố, từ kết cấu đến điều kiện sử dụng. Khi LHM chuyển động trên dốc ngang theo đường đồng mức, sự phân bố lại tải trọng giữa các bánh xe phía trên và phía dưới dốc sẽ ảnh hưởng rất lớn đến khả năng kéo bám và ổn định cũng như các chỉ tiêu làm việc. Đối với đất trồng rừng, giá trị lực cản của máy công tác thay đổi trong phạm vi rộng và mang tính ngẫu nhiên cao dẫn đến các tính chất động lực học chuyển động cũng thay đổi nhiều. Do vậy khi nghiên cứu các chỉ tiêu làm việc của LHM với tính chất lực cản là hàm ngẫu nhiên sẽ tăng tính tiệm cận với mô hình thực của LHM. Để đánh giá sự ảnh hưởng của độ dốc, lực cản cây và đặc điểm kết cấu đến các chỉ tiêu làm việc của LHM như vận tốc, hiệu suất kéo, năng suất, chi phí năng lượng riêng đã tiến hành nghiên cứu "Xây dựng mô hình động lực học kéo của LHM kéo với cây chằm khi làm việc trên dốc ngang".

## 2. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

### 2.1. Đối tượng nghiên cứu

Mô hình động lực học kéo của LHM trên dốc ngang gồm:

- Máy kéo bánh hơi Yanmar F535D có: Công suất cực đại  $N_{emax} = 53$  Hp tại  $n_{eH} = 2.600$  v/ph; mô men quay cực đại  $M_{emax} = 172$  Nm tại  $n_{eM} = 1.600$  v/ph; số vòng quay giới hạn  $n_{cmax} = 2830$  v/ph; 02 cầu chủ động, chiều dài cơ sở  $L = 2,0$  m, bề rộng cơ sở  $B = 1,3$  m, trọng lượng  $G_1 = 18,2$  kN, chiều cao trọng tâm  $h_T = 1,05$  m.

- Cây chằm 2 dây, mỗi dây 4 chằm lắp đối xứng, đường kính chằm  $d_c = 0,56$  m, giữa 2 dây chằm có lắp lưới xới sâu, khối lượng cây  $G_2 = 2,50$  kN, độ cây sâu tối đa 0,22 m, bề rộng làm việc  $B_x = 1,8 - 2,2$  m.

### 2.2. Phương pháp nghiên cứu

Trên cơ sở phân tích kết cấu của máy kéo bánh hơi Yanmar F535D với đàn cây chằm 2 dây làm việc chăm sóc rừng trên đất dốc [1], thiết lập các quan hệ vật lý và xây dựng mô hình toán học mô tả động lực học chuyển động của LHM trên dốc ngang. Từ đó sử dụng phần mềm Matlab - Simulink để mô phỏng và khảo sát một số yếu tố kết cấu và điều kiện sử dụng đến các chỉ tiêu kéo của LHM.

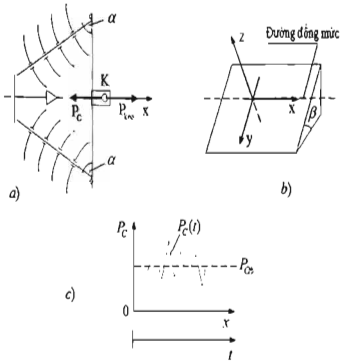
## 3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

### 3.1. Xây dựng mô hình nghiên cứu

#### 3.1.1. Xây dựng mô hình cây chằm

<sup>1</sup> Viện Khoa học Lâm nghiệp Việt Nam

<sup>2</sup> Học viện Nông nghiệp Việt Nam



Hình 1. Mô hình hóa cây chèo

Kết cấu cây chèo gồm: 2 dây chèo được bố trí đối xứng qua trục x (Hình 1a), trục lắp các chèo nghiêng với một góc so với trục đối xứng dọc, giữa 2 dây chèo được lắp một lưới xói sâu trên trục đối xứng dọc; đàn cây được liên hợp với máy kéo qua cơ cấu treo 3 điểm, nâng hạ nhờ hệ thống xi lanh thủy lực.

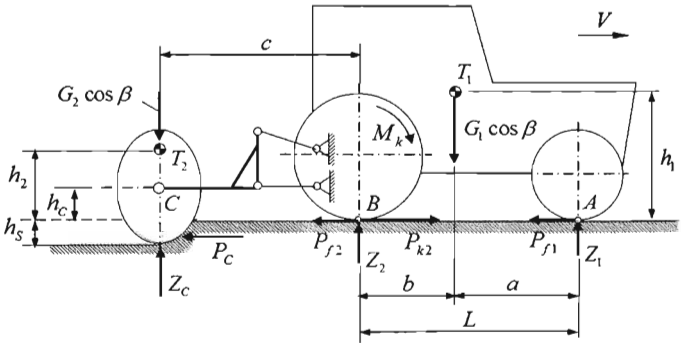
Với đặc điểm kết cấu trên, có thể mô hình hoá cây chèo khi làm việc trên dốc ngang như hình 1 với giả thiết:

- Cơ cấu treo làm việc ở "thể bơi";
  - LHM chuyển động theo đường đồng mức, phương của lực cản  $P_C$  và phương của lực kéo  $P_k$  trùng với phương chuyển động x;
  - Bỏ qua ảnh hưởng của thành phần phản lực ngang;
  - Mặt đối phẳng.
- a) Mô hình kết cấu cây; b) Hệ tọa độ khảo sát; c) Đặc tính lực cản cây

Tính chất lực cản cây  $P_C$  là thay đổi ngẫu nhiên (hình 1c) là do tính chất cơ học của đất không đồng nhất, độ sâu cây và vận tốc không ổn định,...

### 3.1.2. Xây dựng mô hình máy kéo

Máy kéo Yanmar F535D là máy kéo 2 cầu chủ động, cầu chủ động trước chỉ được sử dụng (gài cầu) khi làm việc trên các điều kiện cầu chủ động sau không đủ bám. Mô hình nghiên cứu này chỉ xem xét phương án không gài cầu chủ động trước và được mô tả như hình 2.



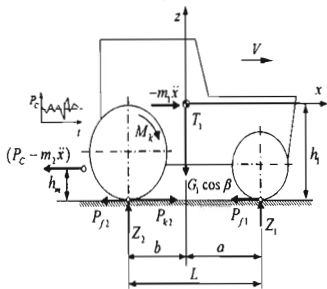
Hình 2. Sơ đồ các lực tác dụng lên LHM trên hình chiếu đứng

Trong đó:  $G_1, G_2$  là khối lượng máy kéo và cây chèo;  $M_k$  - mô men chủ động của cầu sau;  $P_k$  - lực chủ động của cầu sau máy kéo;  $Z_1, Z_2$  - phản lực pháp tuyến của mặt đường lên cầu trước và cầu sau máy kéo;  $P_n, P_c$  - lực cản lăn của cầu trước và cầu

sau máy kéo;  $Z_c, P_c$  - phản lực pháp tuyến và lực cản cây.

Giả thiết véc tơ lực cản  $\vec{P}_c$  song song với mặt đối, lực cản cây  $P_c$  thay đổi theo thời gian, do đó sẽ xuất hiện lực quán tính theo phương chuyển động

mũi với  $\dot{x}$  là gia tốc LHM. Khi đó có thể đưa mô hình trên về mô hình đơn giản hơn như hình 3.

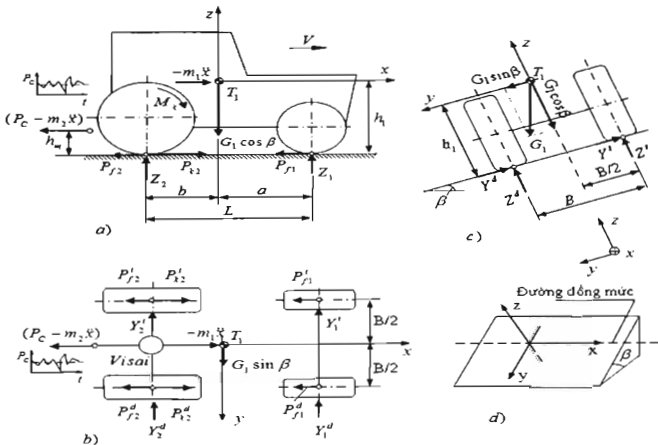


Hình 3. Mô hình các lực tác dụng lên máy kéo khi cây ở thể bơi

3.1.3. Mô hình tổng quát động lực học LHM cây chèo làm việc trên dốc ngang

Từ các phân tích trên, việc nghiên cứu động lực học của LHM cây chèo trên dốc ngang có thể đưa về mô hình không gian như trên hình 4.

Trong đó:  $m_1, m_2$  – khối lượng máy kéo và cây chèo;  $M_k$  – mô men chủ động;  $P_{k2}$  – lực chủ động của máy kéo;  $\lambda$  – gia tốc LHM;  $\beta$  – góc dốc mặt đất;  $P'_{k2}, P''_{k2}$  – lực chủ động của bánh xe phía trên và phía dưới của cầu sau;  $P'_{f1}, P''_{f1}$  – lực cản lăn của bánh xe phía trên và phía dưới của cầu trước;  $P'_{f2}, P''_{f2}$  – lực cản lăn của bánh xe phía trên và phía dưới của cầu sau;  $P_{f1}, P_{f2}$  – lực cản lăn cầu trước và cầu sau;  $P_{f1} = P'_{f1} + P''_{f1}$ ;  $P_{f2} = P'_{f2} + P''_{f2}$ ;  $Z_1, Z_2$  – phản lực pháp tuyến lên cầu trước và cầu sau;  $Z', Z''$  – phản lực pháp tuyến lên các bánh xe phía trên và phía dưới dốc;  $Y'_1, Y''_1$  – phản lực ngang lên bánh xe phía trên và phía dưới cầu trước;  $Y'_2, Y''_2$  – phản lực ngang lên bánh xe phía trên và phía dưới cầu sau;  $Y', Y''$  – phản lực ngang lên các bánh xe phía trên và phía dưới dốc;  $Y' = Y'_1 + Y'_2$ ,  $Y'' = Y''_1 + Y''_2$ ;  $P_c$  – lực cản cây chèo (chỉ do lực cản làm đất);  $m_2 \ddot{x}$  – lực cản quán tính của cây chèo.



Hình 4. Mô hình tổng quát động lực học LHM cây chèo làm việc trên dốc ngang

3.1.4. Xác định các phân lực mặt đối tác dụng lên máy kéo

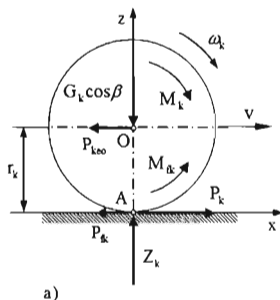
Từ sơ đồ lực trên hình 4 đã xác định được các thành phần phân lực của mặt đối tác dụng lên các cầu và các bánh xe của máy kéo:

- Phân lực pháp tuyến trên các cầu:

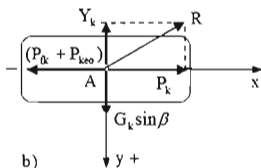
$$\begin{cases} Z_2 = \frac{a \cdot G_1 \cos \beta + (m_1 h_1 + m_2 h_m) \ddot{x} + P_c h_m}{L} > 0; \\ Z_1 = G_1 \cos \beta - Z_2 \geq 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

- Phân lực pháp tuyến lên từng bánh xe:

$$\begin{cases} Z_1^d = \frac{0,5B \cdot Z_1 - h_1 Z_1 \operatorname{tg} \beta}{B} \geq 0; \\ Z_1^d = \frac{0,5 \cdot B \cdot Z_1 + h_1 Z_1 \operatorname{tg} \beta}{B} \geq 0 \end{cases} \quad (2.2)$$



a)



b)

$$\begin{cases} Z_2^d = \frac{0,5B \cdot Z_2 - h_1 Z_2 \operatorname{tg} \beta}{B} \geq 0; \\ Z_2^d = \frac{0,5B \cdot Z_2 + h_1 Z_2 \operatorname{tg} \beta}{B} > 0 \end{cases} \quad (2.3)$$

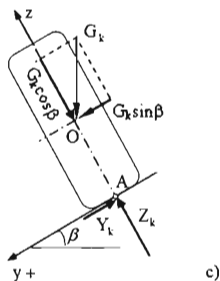
- Phân lực ngang trên các cầu:

$$\begin{cases} Y_2 = Z_2 \operatorname{tg} \beta; P_{\phi 2} \geq Y_2 > 0 \\ Y_1 = Z_1 \operatorname{tg} \beta; P_{\phi 1} \geq Y_1 \geq 0 \end{cases} \quad (2.4)$$

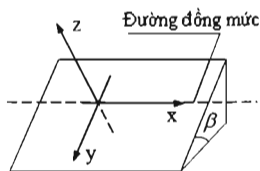
và 
$$\begin{cases} Y_1^d + Y_1^d = Y_1; \\ Y_2^d + Y_2^d = Y_2 \end{cases} \quad (2.5)$$

3.1.5. Mô hình bánh xe chủ động làm việc trên dốc ngang

Mô hình bánh xe chủ động chuyển động theo đường đồng mức được mô tả như trên hình 5.



c)



Hình 5. Mô hình bánh xe chủ động trên dốc ngang

Trong đó:  $M_k$  - mô men chủ động;  $G_k$  - khối lượng của máy kéo phân bố trên bánh xe chủ động;  $G_k \cos \beta$  - tải trọng pháp tuyến;  $Z_k$  - phân lực pháp tuyến;  $Y_k$  - phân lực tiếp tuyến ngang do  $G_k \sin \beta$  gây ra;  $P_k$  - phân lực tiếp tuyến dọc do  $M_k \sin \alpha$ ;  $R$  -

hợp lực của các phân lực tiếp tuyến:  $R = \sqrt{P_k^2 + Y_k^2}$  (2.6);  $P_{rk}$  - lực cản lăn;  $P_{kko}$  - lực cản kéo (tác động từ thân xe vào trục bánh xe);  $M_c$  - mô men cản lăn:  $M_c = P_{rk} r_k$ .

Phương trình cân bằng lực theo các phương:

$$\begin{cases} P_k = P_{\beta} + P_{\alpha} \\ Y_k = G_k \sin \beta \\ Z_k = G_k \cos \beta \end{cases} \quad (2.7)$$

Lực bám của bánh xe: Sự bám của bánh xe phụ thuộc vào lực liên kết giữa bánh xe với mặt đối, đó là lực ma sát giữa lớp xe với mặt đối và lực chống biến dạng của đất dưới tác động của các mấu bám[2]. Khi bánh xe bị trượt hoàn toàn, lực liên kết đạt cực đại và được gọi là lực bám, ký hiệu là  $P_{\varphi}$ :  $R_{\max} = P_{\varphi}$

Lực bám của bánh xe  $P_{\varphi}$  được tính theo công thức:

$$P_{\varphi} = \varphi Z_k = \varphi G_k \cos \beta \quad (2.8)$$

Trong đó:  $\varphi$  là hệ số bám tổng cộng của bánh xe.

Lực bám  $P_{\varphi}$  có thể phân tích thành 2 thành phần theo phương x và y:

$$\vec{P}_{\varphi} = \vec{P}_{\varphi x} + \vec{P}_{\varphi y} \quad \text{hay}$$

$$P_{\varphi} = \sqrt{P_{\varphi x}^2 + P_{\varphi y}^2} \quad (2.9)$$

$P_{\varphi x}$  - thành phần lực bám dọc theo phương chuyển động (x):

$$P_{\varphi x} = \varphi_x Z_k$$

$P_{\varphi y}$  - thành phần lực bám ngang (theo phương y):

$$P_{\varphi y} = \varphi_y Z_k$$

$\varphi_x, \varphi_y$  - hệ số bám theo phương x và theo phương y, khi đó ta có:

$$\varphi = \sqrt{\varphi_x^2 + \varphi_y^2} \quad (2.10)$$

$$\text{hoặc } \varphi_x = \sqrt{\varphi^2 - \varphi_y^2} \quad (2.11) \quad \text{hoặc}$$

$$\varphi_y = \sqrt{\varphi^2 - \varphi_x^2} \quad (2.12)$$

Khi làm việc trên dốc ngang, khả năng bám của bánh xe phải dành cho chống trượt ngang ( $\varphi_y$ ), phần còn lại ( $\varphi_x$ ) mới để tạo ra lực kéo dọc[2].

*Độ trượt của bánh xe:*

- Độ trượt dọc của bánh xe được tính theo công thức:

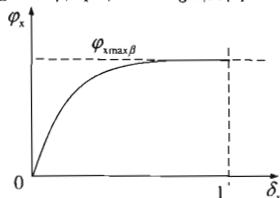
$$\delta_v = \frac{\omega_k \cdot r_k - V}{\omega_k r_k} \quad (2.13)$$

Trong đó:  $\omega_k$  - vận tốc góc của bánh xe;  $r_k$  - bán kính bánh xe;  $V$  - vận tốc dài của bánh xe theo phương chuyển động.

Quan hệ giữa hệ số bám dọc và độ trượt của bánh xe có dạng đồ thị như hình 6 hoặc xác định theo công thức thực nghiệm:

$$\varphi_x = \varphi_{x \max} \beta (1 - \exp(-K_x \delta_x)) \quad (2.14)$$

Trong đó:  $\varphi_{x \max} \beta$  - hệ số bám dọc cực đại ứng với góc dốc  $\beta$ ;  $K_x$  - hệ số thực nghiệm [3].



Hình 6. Đặc tính bám dọc của bánh xe

- Độ trượt ngang của bánh xe: Độ trượt ngang  $\delta_y$ , tạo ra sự chuyển dịch của bánh xe về phía chân dốc (theo phương y) do thành phần  $G_k \sin \beta$  gây ra. Độ trượt ngang có thể được tính theo công thức của RM. Makharoblidze [3]:

$$\delta_y = \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} \quad (2.15)$$

Sự dịch chuyển ngang khi máy kéo chuyển động đều được tính theo công thức:

$$m_1 \frac{d^2 y}{dt^2} = m_1 g \sin \beta - \varphi_y \delta_y; \text{ từ đó có thể suy ra:}$$

$$y = S \frac{m_1 g \sin \beta}{\varphi_y} + \left( \frac{m_1 V}{\varphi_y} \right)^2 g \sin \beta \quad (2.16)$$

Trong đó:  $m_1$  - khối lượng máy kéo;  $S$  - quãng đường di chuyển của máy kéo theo phương x;  $g$  - gia tốc trọng trường.

Đề máy kéo không bị lệch hướng theo đường đồng mức, người lái thường xuyên phải điều khiển bánh dẫn hướng quay lên phía trên dốc, sự lệch hướng chuyển động của bánh xe sẽ làm tăng lực cản lăn. Khi đó lực cản lăn theo phương x được tính theo công thức thực nghiệm [5]:  $f_{\beta} = a \cdot \beta^2 + b \cdot \beta + f_0$  (2-17)

Trong đó:  $a, b$  là các hệ số thực nghiệm,  $f_0$  là hệ số cản lăn ứng với  $\beta=0$ .

3.2. Tính lực kéo của máy kéo trên dốc ngang

3.2.1. Trường hợp sử dụng cơ cấu vi sai

Lực kéo của máy kéo bằng tổng của lực kéo của bánh xe phía trên  $P_k^t$  và của bánh xe phía dưới  $P_k^d$ ; lực kéo tính theo mô men động cơ:

$$P_k = P_k^t + P_k^d = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_c i_T \eta_m}{r_k} \quad (2.18)$$

Trong đó:  $M_k$  - mô men chủ động;  $M_c$  - mô men động cơ;  $\eta_m$  - hiệu suất cơ học của hệ thống truyền lực;  $i_T$  - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.

Lực kéo của máy kéo tính theo khả năng bám của bánh xe:

$$P_k = P_\varphi^t + P_\varphi^d = \varphi_x^t (\delta_x^t) Z_k^t + \varphi_x^d (\delta_x^d) Z_k^d \quad (2.19)$$

Trong đó:  $\varphi_x^t (\delta_x^t)$  hệ số bám tính theo độ trượt của bánh xe phía trên dốc;  $\varphi_x^d (\delta_x^d)$  hệ số bám tính theo độ trượt của bánh xe phía dưới dốc.

Theo tính chất của truyền động vi sai lực chủ động của máy kéo được phân bố đều cho hai bánh xe, nhưng do  $Z_k \leq Z_k^d$  nên lực kéo của máy kéo được tính theo khả năng bám của bánh xe phía trên [2].

$$P_k = 2P_k^t = 2\varphi_x^t (\delta_x^t) Z_k^t \quad (2.20)$$

3.2.2. Trường hợp khớp khớp cơ cấu vi sai

Khi khớp vi sai, các bánh xe sẽ quay cùng tốc độ cũng đồng nghĩa là có cùng độ trượt:

$$\begin{cases} \omega_k^t = \omega_k^d = \omega_k \\ \delta_x^t = \delta_x^d = \delta_x = \frac{r_k \omega_k - V}{r_k \omega_k} \end{cases} \quad (2.21)$$

Do độ trượt như nhau nên mức độ biến dạng của lốp và đất ở vùng tiếp xúc cũng bằng nhau, do đó hệ số bám cũng bằng nhau dẫn đến lực bám sẽ khác nhau vì phân lực pháp tuyến trên bánh xe phía trên nhỏ hơn ( $Z_k^t \leq Z_k^d$ ).

$$\begin{cases} \varphi_x^t (\delta_x^t) = \varphi_x^d (\delta_x^d) = \varphi_x (\delta_x) \\ P_k^t = \varphi_x^t (\delta_x^t) Z_k^t \leq P_k^d = \varphi_x^d (\delta_x^d) Z_k^d \end{cases} \quad (2.22)$$

- Lực kéo tính theo mô men động cơ:

$$P_k := \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_c i_T \eta_m}{r_k} \quad (2.23)$$

- Lực kéo tính theo khả năng bám:

$$P_k = \varphi_x (\delta_x) (Z_k^t + Z_k^d) = \varphi_x (\delta_x) Z_k \quad (2.2)$$

3.3. Lập phương trình vi phân chuyển động của LHM

Dựa trên các quan hệ động lực học đã mô tả ở các phần trên ta có thể thiết lập hệ phương trình vi phân chuyển động của LHM như sau:

3.3.1. Trường hợp khớp khớp vi sai

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x} = 2P_k^t - P_f - P_c \\ J_k \dot{\omega}_k = \frac{M_c i_T \eta_m}{2} - P_k^t r_k - f \cdot Z_k^t r_k \\ J_c \dot{\omega}_c = M_c - M_{C_c} \end{cases} \quad (2.25)$$

Trong đó:  $P_t$  - lực cản lăn của máy kéo;  $P_f = f \cdot G \cos \beta$  (2.26)

$P_c$  - lực cản của cây chèo, được xác định bằng thực nghiệm  $P_c(t)$ ;  $J_k$  - mô men quán tính của bánh xe;  $J_c$  - mô men quán tính quả dẫn đến trục động cơ;  $M_{C_c}$  - mô men cản trên trục động cơ;

*Thuật giải:* Giải hệ phương trình vi phân (2.25) được các nghiệm:  $\dot{x}(t) = V(t)$ ,  $x(t)$ ,  $\omega(t)$ ,  $\omega_c$ . Từ đó tính được các thành phần khác:

- Độ trượt của bánh xe phía trên:

$$\delta_x^t(t) = 1 - \frac{r_k \omega_k(t) - \dot{x}(t)}{r_k \omega_k(t)}$$

- Tính lực kéo của bánh xe phía trên:

$$P_k^t(t) = \varphi_x^t (\delta_x^t(t)) \cdot Z_k^t(t)$$

- Tính mô men động cơ:

$$M_c = f(n_c)$$

Hệ phương trình vi phân (2.25) là hệ phương trình phi tuyến, có thể áp dụng phương pháp giải gần đúng Runge - Kutta 4 trên phần mềm Matlab - Simulink.

3.3.2. Trường hợp khớp khớp vi sai

$$\begin{cases} m \ddot{x} = P_k - P_f - P_c \\ 2J_k \dot{\omega}_k = M_c i_T \eta_m - P_k r_k - f \cdot Z_k r_k \\ J_c \dot{\omega}_c = M_c - M_{C_c} \end{cases} \quad (2.27)$$

Phương pháp giải hệ phương trình (2.27) cũng tương tự như giải hệ phương trình (2.25).

3.4. Một số chỉ tiêu làm việc của LHM và các thông số ảnh hưởng

Để đánh giá quá trình làm việc của LHM khi làm việc trên đất dốc, nghiên cứu lựa chọn 3 chỉ tiêu chính sau:

- Hiệu suất kéo ( $\eta_k$ ), được xác định theo công thức:

$$\eta_k = \eta_m (1 - \delta_x) \frac{P_C}{P_C + P_f} \quad (2.28)$$

Trong đó:  $\eta_m$  - hiệu suất cơ học trong hệ thống truyền lực ( $\eta_m = \text{const}$ );  $\delta_x$  - độ trượt dọc của máy kéo thay đổi theo thời gian  $\delta_k(t)$ ;  $P_C$  - lực cản cây thay đổi theo thời gian  $P_C(t)$ ;  $P_f$  - lực cản lăn thay đổi theo thời gian  $P_f(t)$ .

- Năng suất LHM ( $W_h$ ), được xác định theo công thức [4]:

$$W_h = 0.1 \cdot B_{lv} \cdot V \cdot \eta_{sd} \quad (\text{ha/h}) \quad (2.29)$$

Trong đó:  $B_{lv}$  - bề rộng làm việc của cây (m);  $V$  - vận tốc trung bình LHM (km/h);  $\eta_{sd}$  - hệ số sử dụng thời gian.

- Chi phí năng lượng riêng ( $C_{Ne}$ ), dựa trên chi phí công suất của động cơ theo công thức:

$$C_{Ne} = \frac{N_{etb}}{W_h} \quad [kW / \text{ha}] \quad (2.30)$$

Trong đó:  $N_{etb}$  - chi phí công suất trung bình (kW/h).

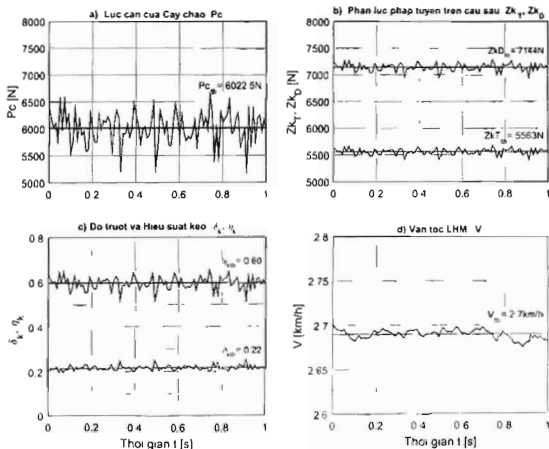
Các yếu tố ảnh hưởng chính đến các chỉ tiêu làm việc của LHM: Góc dốc mặt đất ( $\beta$ ) lực cản cây chèo ( $P_C$ ); số truyền ( $i$ ); bề rộng cơ sở máy kéo ( $B$ ); độ cao trọng tâm máy kéo ( $h_T$ ); hệ số bám ( $\phi$ ).

3.5. Kết quả khảo sát mô hình

3.5.1. Kết quả khảo sát mô hình động lực học kéo của liên hợp máy

- Mô hình được thử nghiệm với kích thích ngoài của hệ thống được sử dụng là lực cản kéo của cây chèo  $P_C(t)$  là hàm ngẫu nhiên theo thời gian, điều kiện khảo sát:  $\phi_0 = 0.7$ ;  $i_0 = 0.06$ ;  $\beta = 5^\circ$ , với số truyền 3 được thể hiện trên hình 7.

Điều kiện khảo sát: ( $\phi_{max0} = 0.7$ ;  $i_0 = 0.06$ ;  $\beta = 5^\circ$ ;  $P_m = 6023 \text{ N}$ , So3)



Hình 7. Kết quả khảo sát mô hình động lực học với  $\beta = 5^\circ$

**Nhận xét:** Kết quả thử nghiệm chương trình cho thấy, khi lực cản cây thay đổi ngẫu nhiên theo thời gian (do tình không đồng nhất của đất đai trong làm nghiệp, độ ẩm bề mặt của mặt đất...) và ở giá trị khá bình ổn ( $P_{Cb} = 6023 \text{ N}$ ), giá trị của phản lực pháp tuyến lên các bánh xe máy kéo  $Z_k$ ,  $Z_k^d$ , hiệu suất kéo  $\eta_k$ , độ trượt  $\delta_k$  và vận tốc LHM cũng biến đổi tương ứng; LHM làm việc ở độ dốc  $10^\circ$ , hiệu suất kéo  $\eta_k$  trung bình đạt 0,54% ứng với độ trượt  $\delta_k$  là 20% (đồ thị hình 7c).

- Phản lực pháp tuyến các bánh xe chủ động máy kéo (hình 7b)  $Z_k$ ,  $Z_k^d$ , phản ánh đúng qui luật cũng như tỷ lệ theo độ dốc, phản lực tổng cộng  $Z_{k\text{tổng}} = Z_k + Z_k^d$ . Kết quả này cho thấy, hoàn toàn có thể sử dụng tỷ lệ phản lực pháp tuyến lên bánh xe phía trên và phía dưới để xác định độ dốc theo thời gian trong suốt quá trình chuyển động của LHM.

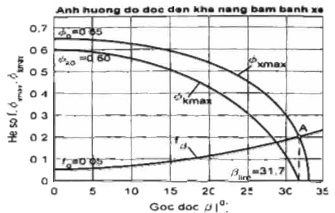
Kết quả thử nghiệm này đã phản ánh tình đúng đắn của mô hình được xây dựng, các giá trị thử nghiệm thu được phù hợp với qui luật, do đó hoàn toàn có thể sử dụng mô hình được xây dựng để khảo sát sự ảnh hưởng của các yếu tố kết cấu và sử dụng đến các chỉ tiêu làm việc của LHM.

**3.5.2. Ảnh hưởng của độ dốc và lực cản đến các chỉ tiêu làm việc của LHM**

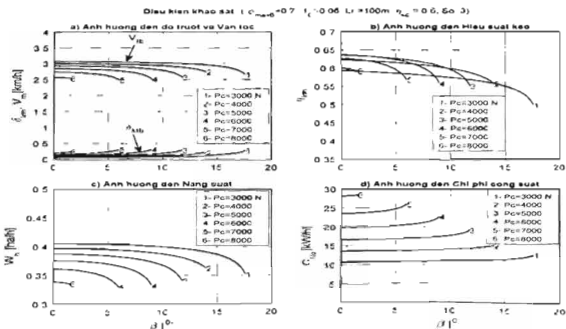
Khi chuyển động trên dốc ngang, sự phân bố lại tải trọng giữa các bánh xe phía trên và phía dưới, sự tác động của phản lực ngang  $Y$ ,  $Y^d$  làm thay đổi hệ số cản lăn, hệ số bám của máy kéo từ đó ảnh hưởng đến các chỉ tiêu làm việc của LHM.

- Ảnh hưởng của góc dốc đến hệ số cản lăn và hệ số bám dọc cực đại

Hệ số cản lăn  $f_\beta$ , hệ số bám dọc cực đại  $\phi_{x\text{max}}$  và hệ số bám có ích (tạo ra lực kéo)  $\phi_{k\text{max}}$  phụ thuộc vào góc dốc  $\beta$ , với đất đồi tự nhiên khô, độ ẩm dưới 25% như trên hình 8.



Hình 8. Ảnh hưởng góc dốc đến hệ số cản lăn và hệ số bám dọc



Hình 9. Ảnh hưởng góc dốc và lực cản đến các chỉ tiêu làm việc (số truyền 3)

Giá trị của hệ số cản lăn  $f_\beta$  và hệ số bám dọc  $\phi_{x\text{max}}$ ,  $\phi_{k\text{max}}$  thay đổi khá lớn theo góc dốc  $\beta$ , ở độ dốc trên  $20^\circ$  hệ số bám giảm rất nhanh và điểm A trên đồ thị xác định góc giới hạn  $\beta_{\text{lim}}$  khi đó bánh xe không thể tự lăn được (bị trượt hoàn toàn).

- Ảnh hưởng góc dốc và lực cản đến các chỉ tiêu làm việc của LHM

Kết quả khảo sát sự ảnh hưởng của độ dốc và lực cản đến các chỉ tiêu làm việc của LHM được thể hiện ở hình 9.



Nhận xét: Kết quả khảo sát cho thấy, sự ảnh hưởng của độ dốc đến các chỉ tiêu làm việc của LHM là khá lớn, khi độ dốc tăng độ trượt tăng, vận tốc giảm và do đó năng suất giảm, chi phí công suất tăng. Tuy theo cấp lực cản cây  $P_c$ , mức độ ảnh hưởng xấu của độ dốc đến các chỉ tiêu làm việc của LHM sẽ khác nhau; LHM làm việc không hiệu quả ở độ dốc trên  $10^\circ$  với cấp lực cản kéo  $P_c$  trên 6000 N.

#### 4. KẾT LUẬN

- Mô hình được xây dựng đã mô tả khá đầy đủ về kết cấu, hoạt động và tác động qua lại giữa các phần tử của hệ thống từ động cơ, hệ thống truyền lực, hệ thống đi động cho đến máy cày và các yếu tố của điều kiện sử dụng. Mô hình được mô phỏng trên phần mềm Matlab - Simulink, cho phép khảo sát ảnh hưởng của một số yếu tố kết cấu và điều kiện sử dụng đến các chỉ tiêu làm việc của LHM.

- Kết quả khảo sát mô hình với kích thích ngoài của hệ thống là lực cản kéo của cây chỏ  $P_c(t)$  đã khẳng định được tính thích ứng và đúng đắn của mô hình, các giá trị và đồ thị biểu diễn mối quan hệ giữa các chỉ tiêu làm việc với các thông số ảnh hưởng phù hợp với qui luật. Khi độ dốc tăng, hệ số cản lăn  $f$  tăng, hệ số bám dọc  $\phi_x$  giảm dẫn đến độ trượt  $\delta_x$

tăng, hiệu suất kéo  $\eta_k$  giảm và do đó năng suất LHM giảm, chi phí công suất  $C_{nc}$  (kW/ha) tăng.

- Mô hình có thể sử dụng để khảo sát sự ảnh hưởng của các yếu tố về kết cấu và sử dụng đến các chỉ tiêu làm việc của LHM, trên cơ sở đó xây dựng các phương án hoàn thiện và tối ưu LHM.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Đoàn Văn Thu (2010). *Nghiên cứu lựa chọn thiết bị và hoàn thiện công nghệ sử dụng cơ giới để phục vụ trồng rừng thâm canh trên một số vùng kinh tế lâm nghiệp trọng điểm*. Báo cáo tổng kết đề tài khoa học và công nghệ cấp Bộ. Viện Khoa học Lâm nghiệp Việt Nam.
2. Nông Văn Vin (2013). *Động lực học chuyển động ở tô máy kéo*. Giáo trình, Học viện Nông nghiệp Việt Nam.
3. R. M. Makharoblidze\*, I. M. Lagvilava, B. B. Basilashvili, R. M. Khazhomia (2017). *Influence of slip on lateral displacement of the tractor on slope*, J. Annals of Agrarian Science 15 (2017).
4. П. А. Амельченко (1978). *Колесные тракторы для работы на склонах*, "Машиностроение", Москва.
5. нонг ван вин (1988). *Изследване на сценотеглителните свойства на колесен трактора върху напличен наклон*, Дисертация, България.

### THE DYNAMIC MODEL DEVELOPMENT OF DISK PLOW COMBINED TRACTOR OPERATING ALONG CONTOUR LINES ON STEEP TERRAIN

To Quoc Huy, Nong Van Vin, Doan Van Thu

#### Summary

A dynamic model of the traction of a Yanmar F535D agrumotor system (LHM) assembled with a two-gang disc plow working on steep terrain was constructed based on the analysis of structure and relationships between the system physical elements. The mathematical model fully illustrated the structure, operation and the interaction relationships between the components of the LHM, including the engine, transmission system, self-movement system, plowing system and several other factors related to operating condition. The objective functions are the performance indices of the LHM, including speed, productivity, energy consumption and traction efficiency. The testing results of the model simulated by the Matlab - Simulink tool, using the input variables  $P_c(t)$  (dragging force),  $Z_v$ ,  $Z_k$  (normal forces upto tires),  $\eta_k$  (traction efficiency),  $\delta_x$  (sliding index) and speed of LHM, varied in line with the outputs predicted by the established equations. An increase in the terrain slope resulted in the corresponding increment of the rolling-dragging index  $f$ , lateral friction index  $\phi_x$ , sliding index  $\delta_x$  and the corresponding decrement of the traction efficiency  $\eta_k$ , consequently leading to a decrease of the general productivity of the LHM and an increment of the power cost per unit  $C_{nc}$ . When the dragging force  $P_c$  exceeded 6000 N, LHM did not provide the efficient output at terrain slopes of more than  $10^\circ$ . This model can be applied in predicting impacts of the structure and operating factors to the productivity of the LHM, based on that further optimization of LHM's efficiency can be achieved for future steep-terrain operations.

Keywords: Dynamics of tractor, tractor for slope hill, two-gang disc plow.

Người phản biện: PGS.TS. Dương Văn Tài

Ngày nhận bài: 10/6/2020

Ngày thông qua phản biện: 10/7/2020

Ngày duyệt đăng: 17/7/2020