



## STUDY OF VIBRATION IMPACT ON OPERATORS WHEN OPERATING TWO-WHEELED ROLLERS

Nguyen Minh Kha\*, Le Van Duong, Tran Duc Thang

Le Quy Don Technical University, No 236 Hoang Quoc Viet Street, Hanoi, Vietnam

### ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 23/10/2024

Revised: 17/03/2025

Accepted: 10/04/2025

Published online: 15/04/2025

<https://doi.org/10.47869/tcsj.76.3.7>

\* Corresponding author

Email: minhkha97@lqdtu.edu.vn

**Abstract.** During the operation of a vibratory roller, the vibrations affecting the operator are significant, causing discomfort. This paper presents a dynamic model of a two-drum vibratory roller as a planar model, which takes into account the oscillations of the driver's seat and the elasticity of the ground. Based on the dynamic model, the Lagrange equations of the second kind are used to establish a system of differential equations describing the motion of the mechanical system. The results of the study provide a foundation for evaluating the vibrations affecting the operator under different working conditions and comparing them with ISO standards on acceleration affecting the operator. Furthermore, the paper investigates the impact of the vehicle's center of gravity position on the acceleration experienced by the operator. The findings serve as a basis for further research and improvements to the machine's structure to reduce vibrations affecting the operator while ensuring work efficiency.

**Keywords:** Vibratory roller, operator, vibration, dynamic, driver's seat.



## NGHIÊN CỨU RUNG ĐỘNG TÁC ĐỘNG LÊN NGƯỜI LÁI KHI VẬN HÀNH MÁY LU HAI BÁNH RUNG

Nguyễn Minh Kha\*, Lê Văn Dưỡng, Trần Đức Thắng

Trường Đại học Kỹ thuật Lê Quý Đôn, Số 236 Hoàng Quốc Việt, Hà Nội, Việt Nam

### THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 23/10/2024

Ngày nhận bài sửa: 17/03/2025

Ngày chấp nhận đăng: 10/04/2025

Ngày xuất bản Online: 15/04/2025

<https://doi.org/10.47869/tcsj.76.3.7>

\* Tác giả liên hệ

Email: minhkha97@lqdtu.edu.vn

**Tóm tắt.** Trong quá trình làm việc trên máy lu rung, độ rung động tác động lên người vận hành là rất lớn, gây cảm giác không thoải mái. Bài báo trình bày mô hình động lực học máy lu rung hai bánh là mô hình phẳng, trong đó có xem xét đến sự dao động ghế lái và ảnh hưởng của độ đàn hồi của nền đất. Trên cơ sở mô hình động lực học, phương trình La-grăng loại II được sử dụng để xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động của cơ hệ. Kết quả bài báo là cơ sở để đánh giá rung động tác động lên người vận hành trong các trường hợp làm việc và so sánh với tiêu chuẩn ISO về gia tốc ảnh hưởng lên người vận hành. Đồng thời kết quả bài báo cũng khảo sát ảnh hưởng vị trí trọng tâm xe cơ sở đến gia tốc tác động lên người vận hành. Kết quả của bài báo là cơ sở để tiếp tục nghiên cứu, cải tiến kết cấu máy nhằm để giảm thiểu rung động tác động lên người vận hành nhưng vẫn bảo đảm được hiệu quả làm việc.

**Từ khóa:** máy lu rung, người vận hành, rung động, động lực học, ghế lái.

@ 2025 Trường Đại học Giao thông vận tải

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy lu rung hai bánh tự hành là một trong các máy thi công chính phục vụ công tác làm đường. Trong quá trình làm việc, rung động của máy tác động lên người vận hành là rất lớn, ảnh hưởng đến sự thoải mái của người lái máy. Mục tiêu quan trọng và có ý nghĩa thực tiễn đặt ra là cần làm giảm thiểu rung động tác động lên người vận hành nhưng vẫn đảm bảo hiệu quả đầm. Nghiên cứu động lực học máy lu rung là một vấn đề khá phức tạp. Đã có nhiều công trình nghiên cứu động lực học máy lu nói chung và máy lu hai bánh rung tự hành nói riêng. Trong công trình [1] mô hình nghiên cứu xét tương tác giữa trống rung và nền đất tuy nhiên không xét đến dao động khung máy của xe cơ sở đồng thời mô hình nghiên cứu chỉ xét đến khi bánh rung trước làm việc và bài báo không khảo sát tác động rung động của máy lu rung lên ghế lái. Trong [2]-[4] tác giả đã xây dựng mô hình nghiên cứu động lực học của máy lu một bánh rung, mô hình nghiên cứu này cũng bỏ qua việc xác định rung động tác động lên người vận hành. Các công trình nghiên cứu [5, 6] đã đưa ra một số phương án cải tiến để giảm thiểu dao động của máy lu rung trong quá trình làm việc tuy nhiên đối tượng nghiên cứu là máy lu một bánh rung không phải là máy lu hai bánh rung tự hành. Trong [7], nhóm tác giả đã nghiên cứu đến đối tượng là máy lu hai bánh rung tuy nhiên mô hình nghiên cứu coi khối lượng xe cơ sở bao gồm cả phần khối lượng của ghế lái mà không coi ghế lái là một khâu riêng biệt.

Đã có nhiều công trình nghiên cứu máy lu có xét đến dao động của ghế lái. Trong [8], nhóm tác giả đã đưa ra mô hình nghiên cứu có xét đến dao động của ghế lái với đối tượng là máy lu rung có ba bánh lu tính đồng thời đưa ra hệ phương trình vi phân mô tả chuyển động của cơ hệ, tuy nhiên mô hình nghiên cứu chưa thực sự đầy đủ khi đã bỏ qua hệ số đàn hồi của nền đất đầm. Trong công trình [9], nhóm tác giả đã đánh giá ảnh hưởng của hệ thống treo cabin đến gia tốc tác động lên người vận hành khi mô hình nghiên cứu là máy lu một bánh rung có xét đến biên dạng nền đất tác dụng lên bánh sau là bánh lốp; còn trong công trình [10] mô hình nghiên cứu tương tự như trong [9], nhóm tác giả đã đánh giá ảnh hưởng của hệ thống treo đến sự thoải mái của người vận hành. Tác giả chưa thấy có công trình nghiên cứu nào xét mô hình động lực học của máy lu hai bánh rung tự hành có kể đến dao động của ghế lái để đánh giá những rung động tác động lên người vận hành

Trong bài báo này, tác giả xây dựng mô hình động lực học của máy lu rung hai bánh tự hành có xét đến dao động của ghế lái, cơ hệ bao gồm khung máy xe cơ sở, trống rung, nền đất đầm và ghế vận hành. Mô hình động lực học có xét đến hệ số đàn hồi của hệ thống treo khung xe cơ sở, nền đất đầm và ghế vận hành. Trên cơ sở mô hình khảo sát, tác giả tập trung đưa ra kết quả biên độ chuyển vị, vận tốc chuyển vị, gia tốc chuyển vị của ghế lái ở các chế độ làm việc để đánh giá rung động tác động lên người vận hành. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra biên độ chuyển vị, vận tốc chuyển vị, gia tốc chuyển vị của ghế lái ở các chế độ làm việc để đánh giá rung động tác động lên người vận hành và so sánh với tiêu chuẩn ISO về giới hạn gia tốc tác động lên người lái.

## 2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC

### 2.1. Giả thiết xây dựng mô hình

Mô hình động lực học máy lu hai bánh rung tự hành có xét đến dao động của ghế lái được thể hiện như trong hình 1 dưới đây. Một số giả thiết sau được chấp nhận:

- Các chuyển động của máy trong quá trình làm việc theo phương thẳng đứng dọc theo thân máy.

- Độ cứng của gối liên kết giữa khung xe cơ sở gắn với trống rung được quy đổi về một lò xo có hệ số đàn hồi.

- Các gối cao su giảm chấn liên kết giữa trống rung và khung máy xe cơ sở được quy đổi về một giảm chấn có hệ số cản nhớt.

- Coi khung xe cơ sở cứng tuyệt đối và khung xe cơ sở được coi thành một khối;

- Độ cứng và giảm chấn của khối lượng đất đầm được quy đổi thành một lò xo đàn hồi và một giảm chấn;

- Lực gây rung được đặt ở tâm của trống rung;

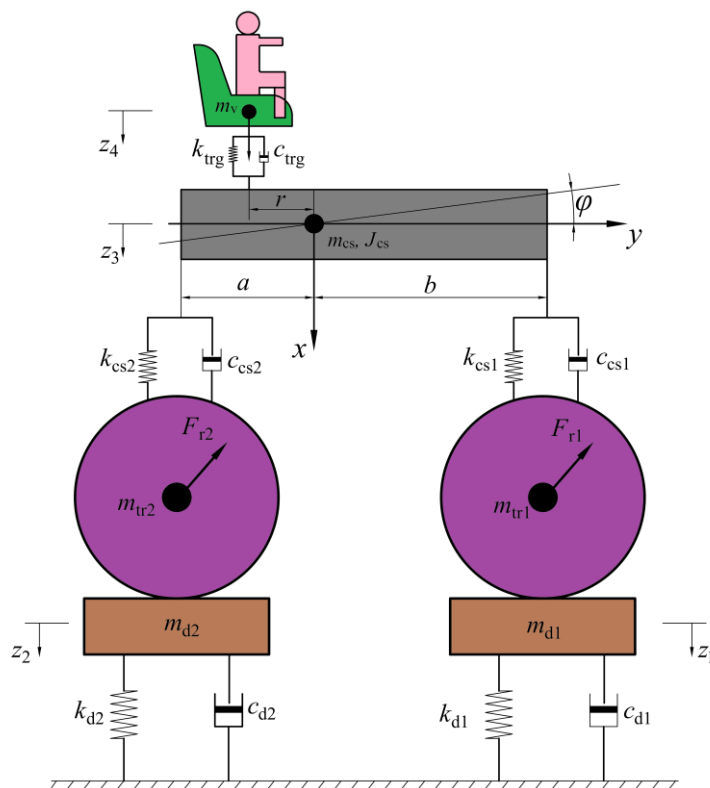
- Trong quá trình đầm trống rung luôn duy trì trạng thái tiếp xúc với nền đất, người luôn tiếp xúc với ghế lái;

### Tọa độ suy rộng:

Hệ tọa độ suy rộng để khảo sát cơ hệ gồm 5 thành phần như sau:

$$q = [q_i]^T = [z_1 \ z_2 \ z_3 \ \varphi \ z_4]^T \quad (i = 1 \div 5) \quad (1)$$

Trong đó:  $z_1$ : dịch chuyển của trống rung thứ nhất và nền đất, m;  $z_2$ : dịch chuyển của trống rung thứ hai và nền đất, m;  $z_3$ : dịch chuyển của xe cơ sở, m;  $\varphi$ : góc lắc xe cơ sở, rad;  $z_4$ : dịch chuyển của ghế lái và người lái, m;



Hình 1. Mô hình động lực học máy lu hai bánh rung có xét đến dao động ghế lái

### Các thông số trên mô hình:

$m_{cs}$  là khối lượng của xe cơ sở đặt trên trống rung, kg;  $J_{cs}$  là mô men quán tính của xe cơ sở,  $kg.m^2$ ;  $m_{tr1}$  là khối lượng của trống rung thứ nhất (trước) (kg) được gây rung bởi lực rung  $F_{r1}$  (N);  $m_{tr2}$  là khối lượng của trống rung thứ hai (sau) (kg) được gây rung bởi lực rung

$F_{r2}$  (N);  $m_{d1}$ ,  $m_{d2}$  là khối lượng đất đầm tương ứng với bánh rung thứ nhất và thứ hai, kg;  $m_v$  là khối lượng của ghế và người, kg;  $k_{cs1}$ ,  $k_{cs2}$ : hệ số độ cứng của lò xo liên kết xe cơ sở và trống rung thứ nhất, thứ hai, N/m;  $c_{cs1}$ ,  $c_{cs2}$ : hệ số cản nhót của giảm chấn liên kết khung máy và trống rung thứ nhất, thứ hai, Ns/m;  $k_{d1}$ ,  $k_{d2}$  là độ cứng của đất tương ứng với bánh rung thứ nhất và thứ hai, N/m;  $c_{d1}$ ,  $c_{d2}$  là độ nhót của đất tương ứng với bánh rung thứ nhất và thứ hai, Ns/m;  $k_{trg}$ : hệ số độ cứng của lò xo liên kết xe cơ sở và ghế lái, N/m;  $c_{trg}$ : hệ số cản nhót của giảm chấn liên kết khung máy và ghế lái, Ns/m.

## 2.2. Xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả dao động cơ hệ

Áp dụng phương trình Lagrang loại 2 để viết hệ phương trình vi phân mô tả cơ hệ:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (i = 1 \div 5) \quad (2)$$

**Động năng của cơ hệ:** Động năng cơ hệ bao gồm động năng của xe cơ sở ( $T_{cs}$ ), động năng của trống rung và nền đất đầm ( $T_{tr+d}$ ) và động năng của người và ghế lái ( $T_v$ ).

$$T = T_{cs} + T_{tr+n} + T_v \quad (3)$$

- Động năng xe cơ sở (thực hiện chuyển động tịnh tiến và chuyển động lắc):

$$T_{cs} = \frac{1}{2} m_{cs} \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} J_{cs} \dot{\varphi}_3^2 \quad (4)$$

- Động năng trống rung và nền đất đầm bao gồm bánh rung trước và sau:

$$T_{tr+d} = \frac{1}{2} (m_{tr1} + m_{d1}) \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} (m_{tr2} + m_{d2}) \dot{x}_2^2 \quad (5)$$

- Động năng của người và ghế lái ( $T_v$ ):

$$T_v = \frac{1}{2} m_v \dot{x}_4^2 \quad (6)$$

- Động năng của cơ hệ:

$$T = \frac{1}{2} (m_{tr1} + m_{d1}) \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} (m_{tr2} + m_{d2}) \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_{cs} \dot{x}_3^2 + \frac{1}{2} J_{cs} \dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2} m_v \dot{x}_4^2 \quad (7)$$

**Thế năng của cơ hệ:** Thế năng cơ hệ bao gồm thế năng đàn hồi do biến dạng của nền đất ( $\Pi_d$ ), thế năng đàn hồi của gối liên kết trống rung và xe cơ sở ( $\Pi_{tr+d}$ ) và thế năng đàn hồi của hệ thống treo của người, ghế lái ( $\Pi_v$ ):

$$\Pi = \Pi_d + \Pi_{tr+d} + \Pi_v \quad (8)$$

- Thế năng của đất (bao gồm đất ở bánh rung trước và sau) được xác định:

$$\Pi_d = \frac{1}{2} k_{d1} z_1^2 + \frac{1}{2} k_{d2} z_2^2 \quad (9)$$

- Thế năng gối liên kết trống rung và xe cơ sở (bao gồm trống rung trước và sau):

$$\Pi_{tr+d} = \frac{1}{2} k_{cs} (z_3 - b\varphi - z_1)^2 + \frac{1}{2} k_{cs} (z_3 + a\varphi - z_2)^2 \quad (10)$$

- Thế năng hệ thống treo của ghế, người lái:

$$\Pi_v = \frac{1}{2} k_{trg} (z_4 - r\varphi)^2 \quad (11)$$

- Thế năng của cơ hệ được xác định như sau:

$$\Pi = \frac{1}{2}k_{d1}z_1^2 + \frac{1}{2}k_{d2}z_2^2 + \frac{1}{2}k_{cs}(z_3 - b\varphi - z_1)^2 + \frac{1}{2}k_{cs}(z_3 + a\varphi - z_2)^2 + \frac{1}{2}k_{trg}(z_4 - r\varphi)^2 \quad (12)$$

**Hàm hao tán của cơ hệ được xác định như sau:**

$$\Phi = \frac{1}{2}c_{d1}\dot{z}_1^2 + \frac{1}{2}c_{d2}\dot{z}_2^2 + \frac{1}{2}c_{cs1}(\dot{z}_3 - b\dot{\varphi} - \dot{z}_1)^2 + \frac{1}{2}c_{cs2}(\dot{z}_3 + a\dot{\varphi} - \dot{z}_2)^2 + \frac{1}{2}c_{trg}(\dot{z}_4 - r\dot{\varphi})^2 \quad (13)$$

**Xác định lực suy rộng:**

Véc tơ lực suy rộng của các ngoại lực tác dụng lên cơ hệ được xác định theo biểu thức:

$$\mathbf{Q} = [Q_1 \ Q_2 \ Q_3 \ Q_4 \ Q_5]^T = [F_{r1} \ F_{r2} \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (14)$$

Theo [7], lực gây rung được xác định theo công thức:

$$F_{ri} = m_{ei}r_{ei}\omega^2 \sin(\omega t) \quad (i = 1 \div 2) \quad (15)$$

Trong đó:  $\omega = 2\pi f$  với  $f$  là tần số rung (Hz).

Thế các biểu thức động năng, thế năng, hàm hao tán và lực suy rộng vào phương trình (2), hệ phương trình vi phân mô tả động lực học quá trình làm việc của máy lu rung như sau:

$$(m_{tr1} + m_{d1})\ddot{z}_1 + (c_{d1} + c_{cs1})\dot{z}_1 - c_{cs1}\dot{z}_3 + c_{cs1}b\dot{\varphi} + (k_{d1} + k_{cs1})z_1 - k_{cs1}z_3 + k_{cs1}b\varphi = F_{r1} \quad (16)$$

$$(m_{tr2} + m_{d2})\ddot{z}_2 + (c_{d2} + c_{cs2})\dot{z}_2 - c_{cs2}\dot{z}_3 - c_{cs2}a\dot{\varphi} + (k_{d2} + k_{cs2})z_2 - k_{cs2}z_3 - k_{cs2}a\varphi = F_{r2} \quad (17)$$

$$m_{xcs}\ddot{\varphi} - c_{cs1}\dot{z}_1 - c_{cs2}\dot{z}_2 + (c_{cs1} + c_{cs2})\dot{\varphi} + (c_{cs2}a - c_{cs1}b)\dot{\varphi} - k_{cs1}z_1 - k_{cs2}z_2 + (k_{cs1} + k_{cs2})z_3 + (k_{cs2}a - k_{cs1}b)\varphi = 0 \quad (18)$$

$$J_{xcs}\ddot{\varphi} + c_{cs1}b\dot{z}_1 - c_{cs2}a\dot{z}_2 + (c_{cs2}a - c_{cs1}b)\dot{\varphi} + (c_{cs2}a^2 + c_{trg}r^2 + c_{cs1}b^2)\dot{\varphi} - c_{trg}r\dot{z}_4 + k_{cs1}bz_1 - k_{cs2}az_2 + (k_{cs2}a - k_{cs1}b)z_3 + (k_{cs2}a^2 + k_{trg}r^2 + k_{cs1}b^2)\varphi - k_{trg}rz_4 = 0 \quad (19)$$

$$m_v\ddot{z}_4 - c_{trg}r\dot{\varphi} + c_{trg}\dot{z}_4 - k_{trg}r\varphi + k_{trg}z_4 = 0 \quad (20)$$

Máy lu rung có ba chế độ làm việc: Cả hai bánh rung làm việc, chỉ bánh rung trước làm việc, chỉ có bánh rung sau làm việc. Khi đó, lực gây rung được xác định như sau:

Cả hai bánh rung làm việc: Chỉ bánh rung trước làm việc: Chỉ có bánh rung sau làm việc:

$$\begin{cases} F_{r1} = m_{e1}r_{e1}\omega^2 \sin(\omega t) \\ F_{r2} = m_{e2}r_{e2}\omega^2 \sin(\omega t) \end{cases} \quad \begin{cases} F_{r1} = m_{e1}r_{e1}\omega^2 \sin(\omega t) \\ F_{r2} = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} F_{r1} = 0 \\ F_{r2} = m_{e2}r_{e2}\omega^2 \sin(\omega t) \end{cases}$$

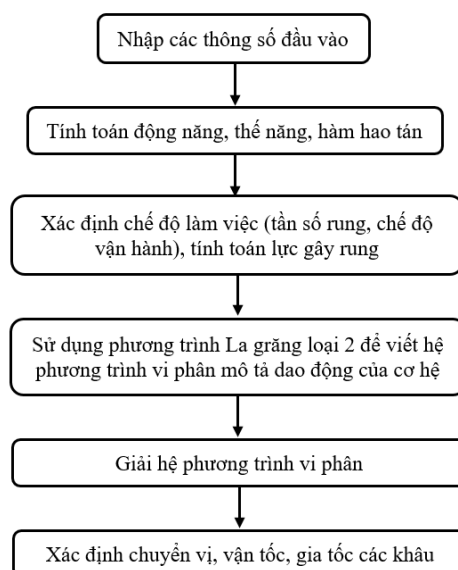
Tiến hành khảo sát với máy lu rung hai bánh SAKAI SW502 với hai tần số rung làm việc là 48 (Hz) và 54 (Hz), khảo sát ở nền đất trên nền đường tuần tra biên giới [1].

Bộ tham số đầu vào như sau:  $m_{xcs} = 3950$  (kg);  $J_{xcs} = 16,6 \cdot 10^3$  (kgm<sup>2</sup>);  $m_{tr1} = 3500$  (kg);  $m_{tr2} = 3200$  (kg);  $m_{d1} = 850$  (kg);  $m_{d2} = 850$  (kg);  $k_{cs1} = 5,48 \cdot 10^6$  (N/m);  $k_{cs2} = 5,48 \cdot 10^6$  (N/m);  $c_{cs1} = 10480$  (Ns/m);  $c_{cs2} = 10480$  (Ns/m);  $m_{e1} = 85$  (kg);  $r_{e1} = 0,75$  (m);  $m_{e2} = 85$  (kg);  $r_{e2} = 0,5$  (m);  $a = 1,45$  (m);  $b = 2,55$  (m);  $r = 0,5$  (m);  $m_v = 180$  (kg). Theo [1]:  $k_{d1} = 87 \cdot 10^6$  (N/m);  $k_{d2} = 87 \cdot 10^6$  (N/m);  $c_{d1} = 3440$  (Ns/m);  $c_{d2} = 3440$  (Ns/m). Theo [9]:  $k_{trg} = 1,2 \cdot 10^4$  (N/m);  $c_{trg} = 1,2 \cdot 10^2$  (Ns/m).

### 3. KẾT QUẢ

#### 3.1. Sơ đồ thuật giải

Hệ phương trình vi phân (16-20) được giải bằng phương pháp Runge-Kutta-Nyström. Sơ đồ khối các bước được thể hiện trong hình 2.

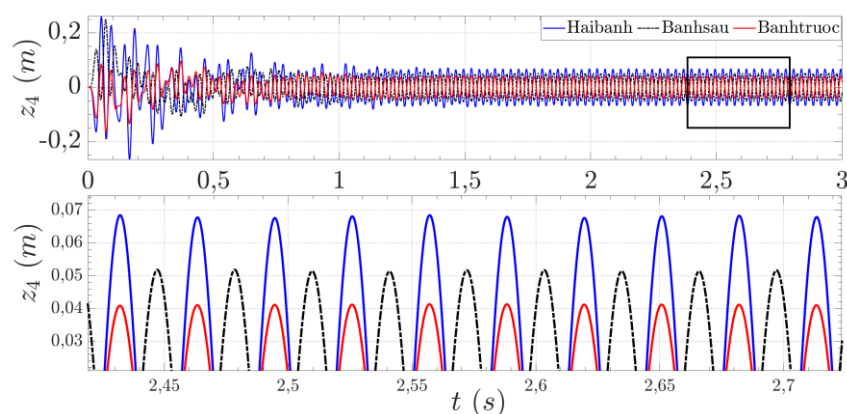


Hình 2. Sơ đồ khối giải hệ phương trình vi phân.

#### 3.2. Khảo sát động lực học máy lu hai bánh rung

- Kết quả khảo sát khi máy lu rung làm việc ở ba chế độ với tần số 48 (Hz) được thể hiện trên các hình 3, hình 4 và hình 5:

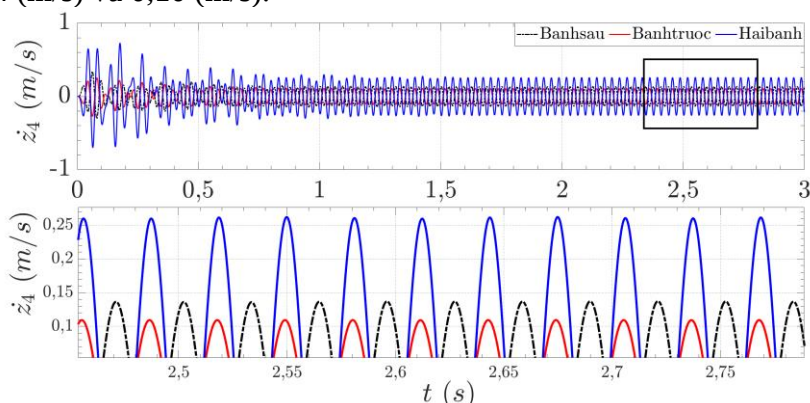
Ban đầu khi cơ hệ chuyển từ trạng thái tĩnh sang trạng thái động chuyển vị các khâu chưa theo một quy luật nhất định; sau đó các khâu ổn định dần sau khoảng 1,5 (s). Sau 1,5 (s) tại  $f_1 = 48$  (Hz) chuyển vị của ghế vận hành khi làm việc ở chế độ vận hành đồng thời hai trống rung lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung sau và lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung trước làm việc. Cụ thể biên độ dao động ở các chế độ làm việc (hình 3) lần lượt là 6,7 (cm), 5,1 (cm) và 4,1 (cm).



Hình 3. Chuyển dịch của ghế vận hành.

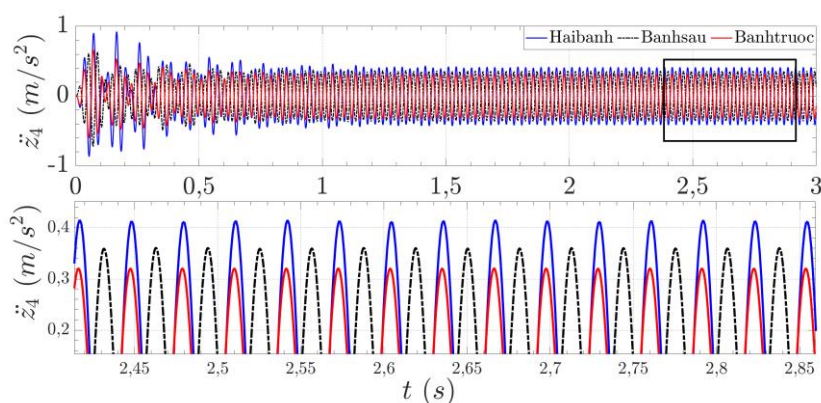
Sau 1,5 (s) tại  $f_1 = 48$ (Hz) vận tốc của ghế vận hành khi làm việc ở chế độ vận hành đồng thời hai trống rung lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung sau và lớn hơn khi vận hành chỉ

trống rung trước làm việc. Cụ thể vận tốc chuyển vị ở các chế độ làm việc lần lượt (hình 4) là 0,26 (m/s), 0,14 (m/s) và 0,10 (m/s).



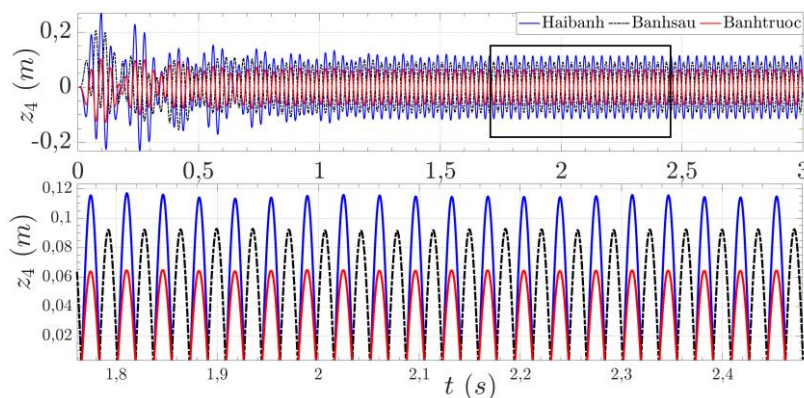
Hình 4. Vận tốc dịch chuyển ghế vận hành.

Sau 1,5 (s) tại  $f_1 = 48(\text{Hz})$  gia tốc của ghế vận hành khi làm việc ở chế độ vận hành đồng thời hai trống rung lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung sau và lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung trước làm việc. Cụ thể gia tốc chuyển vị ở các chế độ làm việc lần lượt (hình 5) là 0,41 ( $\text{m/s}^2$ ), 0,36 ( $\text{m/s}^2$ ) và 0,32 ( $\text{m/s}^2$ ).



Hình 5. Gia tốc dịch chuyển ghế vận hành.

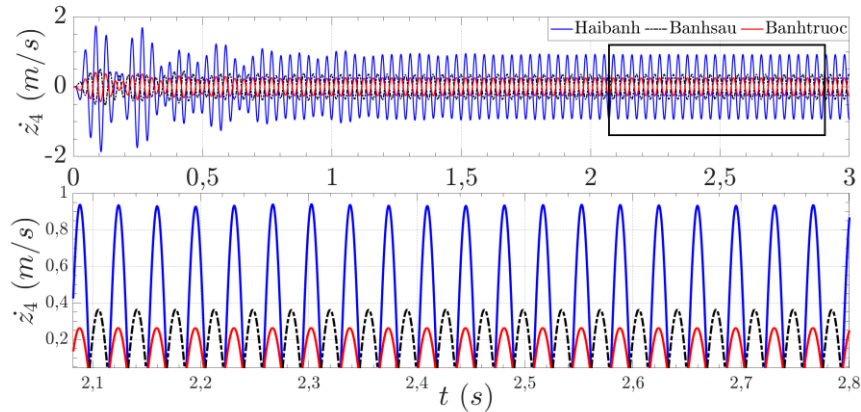
- Kết quả khảo sát khi máy lu rung làm việc ở ba chế độ với tần số 54 Hz được thể hiện trên các hình 6, hình 7 và hình 8.



Hình 6. Chuyển dịch của ghế vận hành.

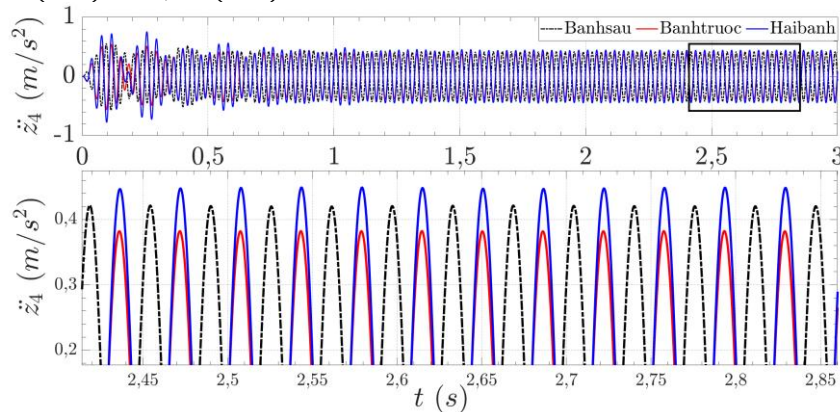
Ban đầu khi cơ hệ chuyển từ trạng thái tĩnh sang trạng thái động chuyển vị các khâu chưa theo một quy luật nhất định sau đó các khâu dao động ổn định dần sau khoảng 1,5 (s).

Sau 1,5 (s) tại  $f_2 = 54$  (Hz) chuyển vị của ghế vận hành khi làm việc ở chế độ vận hành đồng thời hai trống rung lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung sau và lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung trước làm việc. Cụ thể biên độ dao động ở các chế độ làm việc (hình 6) lần lượt là 11 (cm), 9,1 (cm) và 6,3 (cm).



Hình 7. Vận tốc dịch chuyển ghế vận hành.

Sau 1,5 (s) tại  $f_2 = 54$  (Hz) vận tốc của ghế vận hành khi làm việc ở chế độ vận hành đồng thời hai trống rung lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung sau và lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung trước làm việc. Cụ thể vận tốc chuyển vị ở các chế độ làm việc (hình 7) lần lượt là 0,94 (m/s), 0,36 (m/s) và 0,26 (m/s).



Hình 8. Gia tốc dịch chuyển ghế vận hành.

Sau 1,5 (s) tại  $f_2 = 54$  (Hz) gia tốc của ghế vận hành khi làm việc ở chế độ vận hành đồng thời hai trống rung lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung sau và lớn hơn khi vận hành chỉ trống rung trước làm việc. Cụ thể gia tốc chuyển vị ở các chế độ làm việc lần lượt (hình 8) là 0,45 ( $\text{m/s}^2$ ), 0,41 ( $\text{m/s}^2$ ) và 0,38 ( $\text{m/s}^2$ ).

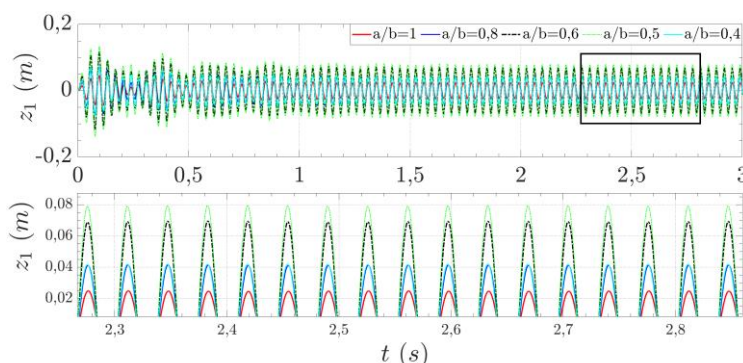
Từ các kết quả thu được ta có thể nhận thấy:

- i) Khi làm việc ở tần số  $f_2 = 54$  (Hz) các giá trị biên độ dao động, vận tốc dịch chuyển và gia tốc dịch chuyển sẽ lớn hơn khi làm việc ở tần số  $f_1 = 48$  (Hz).
- ii) Trong cùng một tần số làm việc các giá trị biên độ dao động, vận tốc dịch chuyển và gia tốc dịch chuyển sẽ giảm dần theo thứ tự chế độ làm việc sau: vận hành đồng thời hai trống rung, khi vận hành chỉ trống rung sau và khi vận hành chỉ trống rung trước.
- iii) Đối chiếu với tiêu chuẩn tiêu chuẩn ISO 2631-1 [11] về gia tốc tác động lên người vận hành vẫn đảm bảo trong khoảng từ 0,25-0,5 ( $\text{m/s}^2$ ), tuy nhiên ở chế độ rung tần số cao hai bánh rung làm việc giá trị gia tốc khá sát với giới hạn trên.

### 3.3. Khảo sát ảnh hưởng của vị trí trọng tâm xe cơ sở

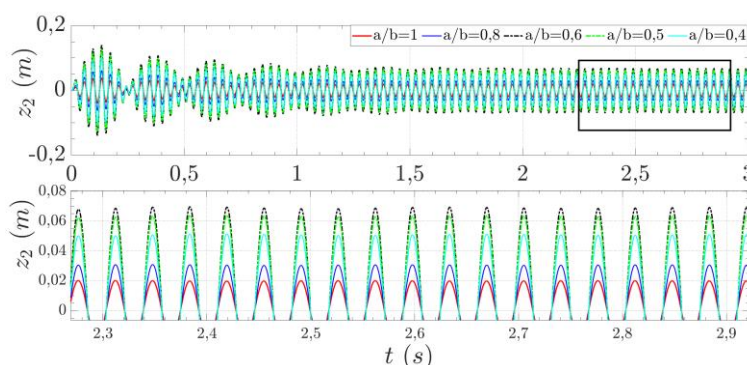
Trong phạm vi bài báo này tác giả tiến hành khảo vị trí trọng tâm xe cơ sở khi tỷ số  $a/b$  thay đổi theo tỷ lệ lần lượt là 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0. Kết quả khảo sát sự phức thuộc độ dịch chuyển trọng rung và gia tốc dịch chuyển ghế vận hành với vị trí trọng tâm của xe cơ sở được thể hiện trên hình 8 và hình 9.

Quy luật của dịch chuyển trọng rung trước (hình 9) sẽ phụ thuộc theo tỷ lệ  $a/b$  thay đổi từ 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0. Các biên độ dịch chuyển của trọng rung theo tỷ lệ  $a/b$  lần lượt là 4,2 (cm); 7,9 (cm); 6,9 (cm); 4,1 (cm) và 2,5 (cm).



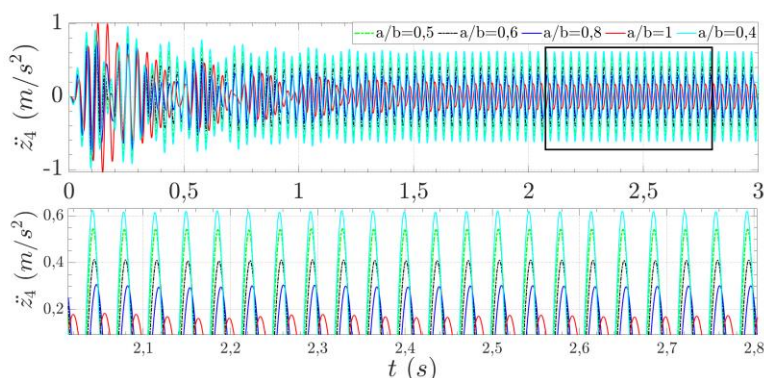
Hình 9. Ảnh hưởng trọng tâm xe cơ sở tới dịch chuyển trọng rung trước.

Quy luật của dịch chuyển trọng rung sau (hình 10) phụ thuộc theo tỷ lệ  $a/b$  thay đổi từ 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0. Các biên độ dịch chuyển theo tỷ lệ  $a/b$  lần lượt là 4,1 (cm); 6,3 (cm); 6,8 (cm); 3,1 (cm) và 2,0 (cm).



Hình 10. Ảnh hưởng trọng tâm xe cơ sở tới dịch chuyển trọng rung sau.

Kết quả khảo sát ảnh hưởng vị trí trọng tâm tới gia tốc dịch chuyển ghế vận hành:



Hình 11. Ảnh hưởng trọng tâm xe cơ sở tới gia tốc ghế vận hành.

Quy luật của gia tốc tác động lên người vận hành sẽ theo tỷ lệ  $a/b$  thay đổi tăng dần từ 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0. Các giá trị gia tốc tác động lên người vận hành theo tỷ lệ  $a/b$  lần lượt là  $0,61 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ;  $0,54 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ,  $0,4 \text{ (m/s}^2\text{)}$ ,  $0,3 \text{ (m/s}^2\text{)}$  và  $0,16 \text{ (m/s}^2\text{)}$ . Trong trường hợp tỷ số trọng tâm giảm xuống dưới 0,5 khi đó gia tốc tác động lên người vận hành sẽ lớn hơn giới hạn trên theo tiêu chuẩn ISO 2631-1 là  $0,5 \text{ (m/s}^2\text{)}$ . Tuy nhiên nếu ta tiếp tục tăng tỷ số  $a/b$  để gia tốc tác động lên người vận hành giảm xuống thì độ dịch chuyển bánh rung sẽ không cao và ảnh hưởng đến quá trình đầm. Độ dịch chuyển của bánh rung trước và bánh rung sau giảm xuống khi tỷ lệ  $a/b = 1$  chỉ là 2,5 (cm) và 2 (cm); khi  $a/b = 0,8$  chỉ là 4,1 (cm) và 3,1 (cm). Do vậy, theo kết quả khảo sát được khuyến cáo nên điều chỉnh vị trí trọng tâm xe cơ sở không được dưới 0,5 do gia tốc lớn hơn  $0,5 \text{ (m/s}^2\text{)}$  và sát giá trị 1 (độ dịch chuyển trống rung thấp).

#### 4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng mô hình động lực học máy lu hai bánh rung tự hành để khảo sát rung động tác dụng lên ghế lái. Tác giả đã xây dựng được phương trình vi phân mô tả chuyển động của cơ hệ đồng thời sử dụng phần mềm Matlab để mô phỏng kết quả chuyển vị, vận tốc, gia tốc của ghế lái trong các chế độ làm việc tương ứng với hai tần số làm việc của máy lu. Đồng thời tác giả đã khảo sát sự phụ thuộc gia tốc tác động lên người vận hành và khả năng đầm phụ thuộc vào vị trí trọng tâm xe cơ sở. Kết quả của bài báo là cơ sở để đánh giá khả năng làm việc của máy lu hai bánh rung; đồng thời bài báo đưa ra khuyến cáo về vị trí trọng tâm máy lu rung nằm trong khoảng 0,5-1 để đảm bảo tiêu chuẩn về gia tốc tác động lên người vận hành trong khi vẫn bảo đảm hiệu quả đầm.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Trần Hữu Lý, Nghiên cứu xác định chế độ làm việc hợp lý của máy lu rung thi công đất nền đường tuần tra biên giới, Luận án Tiến sĩ, Học viện Kỹ thuật Quân sự, (2012).
- [2]. A. Pogany, S. Zdrenghia, Un procedeu de verificare a compactării terasamentelor prin folosirea cilindrului compactor vibrator, XVI-a International Conference, Profesorul Dorin Pavel - fondatorul hidroenergeticii românești Sebes, (2016), 593 - 600.
- [3]. Dragoș Căpățînă, Marilena Cristina Nițu, Mihaela Iliescu, Modeling the vibratory roller compaction process of road soils archives of civil engineering, ISSN 1230-2945, LXIX (2023) 431-444. <https://doi.org/10.24425/ace.2023.147668>
- [4]. Shiping Li, Chunhua Hu, Study on Dynamic Model of Vibratory Roller - Soil System, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 113 (2018). <https://doi.org/10.1088/1755-1315/113/1/012187>
- [5]. Zhijun Li, Chunquan Xu, Adaptive fuzzy logic control of dynamic balance and motion for wheeled inverted pendulums, Fuzzy Sets and Systems, 160 (2018) 1787-1803. <https://doi.org/10.1016/j.fss.2008.09.013>
- [6]. Hu Peng, Chen Jiazhen, Zhang Lejin, Wang Kun, Wang Shuping, Chi Lianyang, Discrete element simulation of vibration compaction of slag subgrade, Scientific Reports, 14 (5039) (2024). <https://doi.org/10.1038/s41598-024-55276-2>
- [7]. Chu Văn Đạt, Trần Hữu Lý, Trịnh Văn Hải, Nghiên cứu động lực học máy lu hai bánh rung tự hành, Tạp chí Khoa học và Kỹ thuật, 144 (2011) 34-39.
- [8]. P A Korchagin, I A Teterina, E A Korchagina, Road roller operator's vibroprotection system improvement, Journal of Physics: Conference Series, 1791 (2021). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1791/1/012012>

- [9]. Huan Yuan, Zhiqiang Zhang, Aoran Yang, Hao Dong, Effect of the mass-stiffness distribution of the vibratory roller cab on the ride quality in low-frequency region, *Vibroengineering Procedia*, 35 (2020). <https://doi.org/10.21595/vp.2020.21688>
- [10]. Tianyuan Jiang, Vanliem Nguyen, Fan Zhang, Ameliorating vibratory roller quality based on two methods of cab's horizontal damper and cab's active suspension, *Journal of mechatronics and artificial intelligence in engineering*, 5 (2024). <https://doi.org/10.21595/jmai.2024.23999>
- [11]. International Standard ISO 2631-1, Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration, (2010).