NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC ĐIỀU KIỆN KHAI THÁC MÁY KÉO NÔNG NGHIỆP ĐẾN ĐỘ ÊM DỊU

Lê Văn Quỳnh*, Bùi Văn Cường, Cảnh Chí Huân, Đoàn Thanh Bình

Tóm tắt: *Điều kiện khai thác có ảnh hưởng trực tiếp đến độ êm dịu cũng như hiệu suất làm việc người điều khiển máy của máy kéo nông nghiệp. Để đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện khai thác đến độ êm dịu của máy, các trường hợp khai thác của máy như máy kéo nông cụ di chuyển và cơ cấu cày được phân tích và đánh giá dựa trên mô hình động lực ½ máy. Các giá trị gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều khiển và góc lắc dọc cabin dựa vào tiêu chuẩn quốc tế (ISO) 2631 -1997 được chọn là các hàm mục tiêu để đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện khai thác đến độ êm dịu. Kết quả nghiên cứu cho thấy rằng, các điều kiện khai thác ảnh hưởng rất lớn đến độ êm dịu, đặc biệt máy di chuyển trên các mặt nền khác nhau trong trường hợp 1.*

Từ khóa: Máy nông nghiệp; Điều kiện khai thác; Mô hình động lực học; Độ êm dịu.

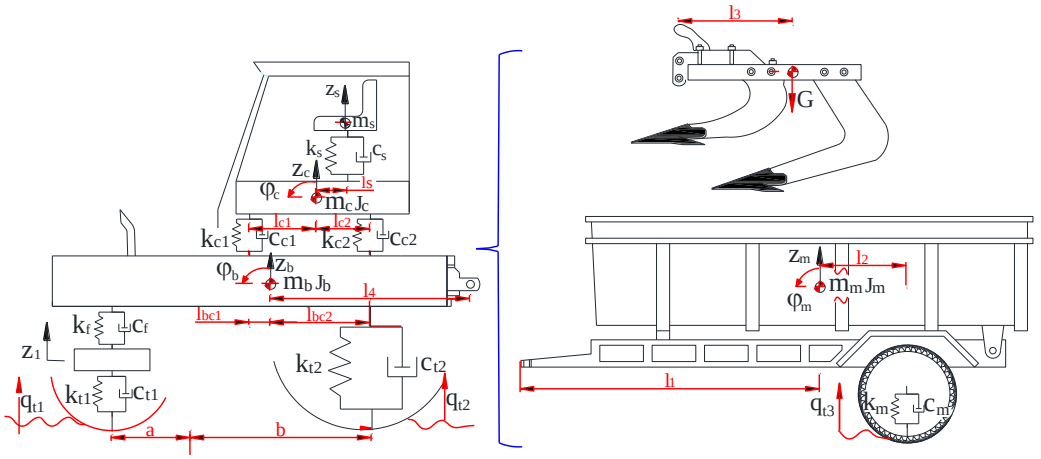
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ngày nay, độ êm dịu của cabin máy nông kéo nông nghiệp là một trong những chỉ tiêu quan trọng đánh giá chất lượng sản phẩm cũng như đánh giá năng lực cạnh tranh của các hãng máy nông nghiệp. Các nguồn dao động của máy truyền lên cabin người điều khiển sinh ra trong quá trình hoạt động của máy, điều đó dẫn đến ảnh hưởng trực tiếp đến sức khỏe và năng suất người điều khiển máy. Một nghiên cứu thực nghiệm được tiến hành đo và đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện khai thác đến độ êm dịu của máy kéo nông nghiệp sử dụng cảm biến gia tốc đo rung động 3 chiều [2]. Các dữ liệu đo dao động truyền lên ghế ngồi người điều khiển có ảnh hưởng lớn đến sức khỏe người điều khiển. Kết quả cũng chỉ ra ảnh hưởng của rung động toàn thân có ảnh hưởng không nhỏ đến các chỉ số cơ xương và huyết áp của người điều khiển. Một nghiên cứu thực nghiệm khác được tiến hành đo và đánh giá các nguồn dao động truyền đến người điều khiển dưới các điều kiện khác nhau [3]. Kết quả nghiên cứu chỉ ra rằng nông cụ có ảnh hưởng lớn đến độ êm dịu của người điều khiển. Ảnh hưởng của các chế độ khai thác của máy kéo nông nghiệp đến độ êm dịu được tiến hành đo và đánh giá các kết quả thực nghiệm dựa vào tiêu chuẩn ISO 2631-1(1997) về đánh giá ảnh hưởng của rung động đến thân người [4]. Để nâng cao nâng cao độ êm dịu cho cabin cũng như máy kéo nông nghiệp, hệ thống treo của máy và hệ thống treo cabin được thiết kế và lắp đặt trên máy. Một cải tiến thiết kế hệ thống treo cầu trước bằng hệ thống treo thủy khí được đề xuất trong tài liệu nghiên cứu [5, 6]. Hệ thống treo điều khiển bán chủ động cho cabin máy kéo nông nghiệp được đề xuất trong tài liệu nghiên cứu [7, 8]. Các kết quả mô phỏng hiệu quả của hệ thống treo điều khiển bán chủ động được kiểm chứng bằng các kết quả thực nghiệm. Các phương pháp tối ưu hóa như tối ưu hóa như phương pháp tối ưu hóa bầy đàn (PSO), thuật toán ong (BA) và chiến lược tiến hóa (ES) lần lượt được được áp dụng để tìm ra các thông số thiết kế tối ưu cho hệ thống treo cabin máy kéo nông nghiệp nhằm nâng cao độ êm dịu [9]. Tuy nhiên, mục tiêu chính của bài báo này, các điều kiện khai thác của máy kéo nông nghiệp như điều kiện mặt nền di chuyển, vận tốc di chuyển trong trường hợp kéo nông cụ di chuyển đến nông trường, và tải trọng theo phương thẳng đứng của công cụ khi làm việc trên nông trường lần lượt được phân tích. Các giá trị gia tốc bình phương trung bình theo phương thẳng đứng của ghế ngồi điều khển và góc lắc dọc cabin dựa vào tiêu chuẩn quốc tế ISO2631 - 1997 [10] đánh giá ảnh hưởng của chúng đến độ êm dịu của máy.

2. MÔ HÌNH ĐỘNG LỰC HỌC MÁY KÉO NÔNG NGHIỆP

2.1. Mô hình động lực học máy nông nghiệp

Để phân tích và đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện khai thác đến độ êm dịu máy kéo nông nghiệp, mô hình động lực học đầu kéo, mooc kéo và nông cụ được thể hiện trên hình 1.



(a) Đầu kéo *(b) Công cụ cày và nông cụ*

Hình 1. *Mô hình dao động của máy kéo nông nghiệp.*

Giải thích các ký hiệu trên hình 1: m_s, m_c, m_b, m_f, và m_m lần lượt là khối lượng của ghế ngồi người điều khiển, khối lượng cabin, khối lượng cầu trước và khối lượng mooc kéo; k_s, k_{ci}, k_f, k_{ti}, k_m và c_s, c_{ci}, c_f, c_{ti}, c_m là độ cứng và hệ số cản hệ thống treo của ghế ngồi người điều khiển, hệ thống treo cabin cabin, hệ thống treo cầu xe trước, các lốp xe và lốp xe mooc kéo; z_s, z_c, z_b, z_1 và z_m lần lượt là chuyển vị theo phương đứng của ghế ngồi người điều khiển, cabin, của thân xe, cầu xe trước và mooc kéo; φ_b, φ_c và φ_m lần lượt là góc lắc dọc của thân xe, cabin và mooc kéo; J_b, J_c và J_m lần lượt là mô men quán tính khối lượng thân xe, cabin và mooc kéo; a, b và l là các khoảng cách; q_{t1}, q_{t2}, q_{t3} là các mấp mô mặt đường tại các bánh xe (i=1÷2).

2.2. Thiết lập phương trình động lực học

Để mô tả động lực học của đầu kéo (hình 1a) cũng như việc nghiên cứu ảnh hưởng của các điều kiện khai thác tới độ êm dịu, hệ phương trình vi phân của đầu kéo được xây dựng trên cơ sở kết hợp phương pháp nhiều vật và nguyên lý D'Alembert như sau:

$$\begin{cases} m_s\ddot{z}_s = -[k_s(z_s - z_{cs}) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{cs})] \\ m_c\ddot{z}_c = [k_s(z_s - z_{cs}) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{cs})] \\ -[k_{c1}(z_{c1} - z_{cb1}) + c_{c1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{cb1})] + [k_{c2}(z_{c2} - z_{cb2}) + c_{c2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{cb2})] \\ J_c\ddot{\varphi}_c = [k_{c1}(z_{c1} - z_{cb1}) + c_{c1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{cb1})].l_{c1} \\ +[k_s(z_s - z_{cs}) + c_s(\dot{z}_s - \dot{z}_{cs})].l_s - [k_{c2}(z_{c2} - z_{cb2}) + c_{c2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{cb2})].l_{c2} \\ m_b\ddot{z}_b = [k_{c1}(z_{c1} - z_{cb1}) + c_{c1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{cb1})] + [k_{c2}(z_{c2} - z_{cb2}) + c_{c2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{cb2})] \\ -[k_f(z_{b1} - z_1) + c_f(\dot{z}_{b2} - \dot{z}_1)] - [k_{t2}(z_{b2} - q_{t2}) + c_{t2}(\dot{z}_{b2} - \dot{q}_{t2})] \\ J_b\ddot{\varphi}_b = [k_f(z_{b1} - z_1) + c_f(\dot{z}_{b2} - \dot{z}_1)].a - [k_{t2}(z_{b2} - q_{t2}) + c_{t2}(\dot{z}_{b2} - \dot{q}_{t2})].b \\ +[k_{c2}(z_{c2} - z_{cb2}) + c_{c2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{cb2})].l_{bc2} - [k_{c1}(z_{c1} - z_{cb1}) + c_{c1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{cb1})].l_{bc1} \\ m_f\ddot{z}_s = [k_f(z_{b1} - z_1) + c_f(\dot{z}_{b2} - \dot{z}_1)] - [k_{t1}(z_{b1} - q_{t1}) + c_{t1}(\dot{z}_{b1} - \dot{q}_{t1})] \end{cases} \quad (1)$$

Với các chuyển vị tương đối hình học theo phương đứng có liên hệ với trọng tâm của cabin và thân xe được xác định như sau:

$$z_{cs} = z_c + l_s\varphi_c;\ z_{c1} = z_c - l_{c1}\varphi_c;\ z_{c2} = z_c + l_{c2}\varphi_c;\ z_{bc1} = z_b - l_{bc1}\varphi_b$$
$$z_{bc2} = z_b + l_{bc2}\varphi_b;;\ z_{b1} = z_b - a\varphi_b;\ z_{b2} = z_b - b\varphi_b \quad (2)$$

Trường hợp 1: Máy di chuyển có kéo theo nông cụ.

Trong trường hợp này đầu kéo kéo theo nông cụ di chuyển trên mặt nền như hình 1, cơ hệ chịu kích thích từ các mấp mô mặt nền đường.

Lực kích thích theo phương thẳng đứng tác dụng lên thân nông cụ được xác định bởi:

$$F_m = k_m\left(z_{m1} - q_{t3}\right) + c_m\left(\dot{z}_{m1} - \dot{q}_{t3}\right) \tag{3}$$

Phương trình vi phân mô tả động lực học của thân máy kéo được xác định bởi:

$$\begin{aligned} m_b\ddot{z}_b &= \sum_{i=1}^{2} F_{ci} - F_f - F_{t2} - F_m \\ I_b\ddot{\varphi}_b &= F_f.a - F_{t2}.b + F_{c2}.l_{bc2} - F_{c1}.l_{bc1} - F_m(l_1 + l_2) - F_m l_4 \end{aligned} \tag{4}$$

Trong đó, F_c, F_f, F_{t2} và F_m là lực theo phương thẳng đứng tác dụng lên cabin, thân xe trước, sau và moóc kéo.

Khi máy di chuyển trên nhiều loại mặt nền khác nhau. Trong bài báo này, các tác giả dựa vào tiêu chuẩn ISO 8068(1995)[11] về cách phân loại các mặt đường (bảng 1) để tiến hành xây dựng hàm kích thích mặt đường ngẫu nhiên.

Bảng 1. *Các loại mặt đường phân loại theo tiêu chuẩn ISO 8068(1995) [11].*

Cấp	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**	**G**
Tình trạng mặt đường	Rất tốt	Tốt	Bình thường	Xấu	Rất xấu	Tồi	Quá tồi
Sq(n_0)	16	64	256	1024	4096	16384	65535

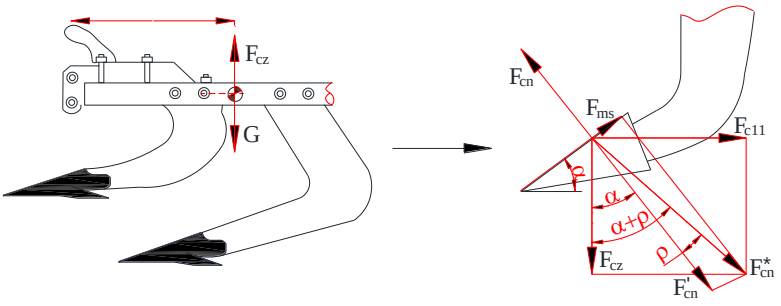
Hàm mấp mô mặt đường ngẫu nhiên được giả định là quá trình ngẫu nhiên Gauss và nó được tạo ra thông qua biến ngẫu nhiên Fourier ngược:

$$q(t) = \sum_{i=1}^{N} \sqrt{\frac{2vn_0^2 S_q(n_0)}{f_{mid,i}^2}\Delta f}.\cos\left(2\pi f_{mid,i}t + \varphi_i\right) \tag{5}$$

Trong đó: $S_q(n_0)$ là mật độ phổ tại n_0 (m^3/chu kỳ); n_0 là tần số mẫu (chu kỳ/m); $S_q(n)$ là mật độ phổ chiều cao của mấp mô mặt đường (m^3/chu kỳ); v là vận tốc di chuyển của máy kéo nông nghệp; $f_{mid,i} = f_1 + \dfrac{2i-1}{2}\Delta f$ với $i=1,2,3...n$ và φ_i là pha ngẫu nhiên phân bố $0 \div 2\pi$.

Trường hợp 2: Máy kéo nông nghiệp cày tại các nông trường.

Trong trường hợp này đầu kéo chuyển động trên mặt ruộng biến dạng và phía sau lắp công cụ các lưỡi cày cày trên mặt ruộng đàn hồi. Cơ hệ chịu các kích thích dao động gồm có mấp mô mặt ruộng và cơ cấu cày. Mấp mô mặt nền ruộng chọn theo tiêu chuẩn ISO 8068(1995) loại E (loại mặt đường rất xấu). Theo tài liệu [1], sơ đồ cơ cấu cày và các lực tác dụng lưỡi cày được thể hiện trên hình 2. Trong đó, F_{cn} là lực phá đất khi cày; F^*_{cn} là phản lực của đất tác dụng lên lưỡi cày; F_{cz} là phản lực của lưỡi cày theo phương đứng; F_{c11}là lực cản tạo ra rãnh đất tại mũi cày; và F_{ms} là lực ma sát trên bề mặt tiếp xúc.



Hình 2. *Sơ đồ cơ cấu cày và các lực tác dụng lưỡi cày.*

Phản lực thẳng đứng lưc cho một lưỡi cày của cơ cấu cày được xác định theo công thức:

$$F_{cz} = F_{z11} tg\left(\alpha + \rho\right) \tag{6}$$

Trong đó: α là góc nghiêng của lưỡi cày; ρ là góc ma sát giữa đất với lưỡi cày; F_{c11} là lực cản tạo ra rãnh đất tại mũi cày và nó được xác định theo công thức (7).

$$F_{c11} = k_{c1} h_c \tag{7}$$

Trong đó, k_{c1} là hệ số cản phá đất khi cày và h_c là chiều sâu cày.

Tổng các lực tác dụng lên cơ cấu cày theo phương thẳng đứng được xác định theo công thức (8).

$$F_{zc} = \sum_{i=1}^{n} F_{czi} - Gg \tag{8}$$

Trong đó: G là trọng lượng của toàn bộ cơ cấu cày; g là gia tốc trọng trường ($g=9{,}8 m/s^2$); n là số lượng lưỡi cày trong cơ cấu cày.

Trong nghiên cứu này, yếu tố phi tuyến hình học của khung cơ cấu cày theo phương dọc được bỏ qua, thay khoảng cách từ F_{zc} đến vị trí moóc kéo là l_3 (hình 2). Phương trình vi phân mô tả động lực học của thân máy kéo được xác định bởi.

$$\begin{aligned} m_b \ddot{z}_b &= \sum_{i=1}^{2} F_{ci} - F_f - F_{t2} - F_{zc} \\ I_b \ddot{\varphi}_b &= F_f .a - F_{t2} .b + F_{c2} .l_{bc2} - F_{c1} .l_{bc1} - F_{ZC} l_1 - F_{zc} l_4 \end{aligned} \tag{9}$$

3. CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ ĐỘ ÊM DỊU MÁY KÉO NÔNG NGHIỆP

Máy kéo nông nghiệp thường xuyên hoạt động trên đường of-road và cơ cấu chấp hành hoạt động trên mặt nền biến dạng. Để đánh giá độ êm dịu hoạt động của máy, các phương pháp ISO 2631; BS 6841; Công suất hấp thụ trung bình và VDI 2057 được lựa chọn để đánh giá, Trong nghiên cứu này, các tác giả sử dụng tiêu chuẩn ISO 2631-1(1997)[11] về đánh giá ảnh hưởng dao động đến con người. Theo tiêu chuẩn này tần số dao động kích thích từ nguồn phát kích thích đến các vị trí khảo sát nằm trong khoảng từ 0.5 đến 80 Hz. Gia tốc bình phương trung bình được xác định theo công thức (10) để đánh giá ảnh hưởng điều kiện khai thác đến độ êm dịu.

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \tag{10}$$

Trong đó: a_w là gia tốc bình phương trung bình; $a(t)$ là gia tốc theo thời gian (m/s^2, rad/s^2); T là thời gian khảo sát(s).

Điều kiện chủ quan đánh giá độ êm dịu ô tô theo gia tốc bình phương trung bình dựa vào bảng 2 dưới đây:

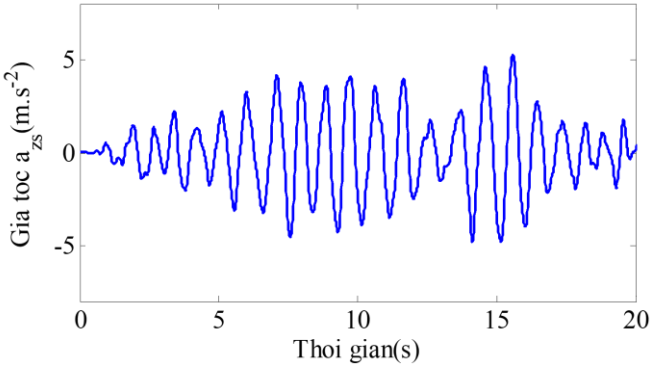
Bảng 2. *Bảng đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1 [10].*

a_W (m/s^2)	Cấp êm dịu	a_W (m/s^2)	Cấp êm dịu	a_W (m/s^2)	Cấp êm dịu
< 0.315	Thoải mái	0.5 ÷ 1.0	Khó chịu	1.25 ÷ 2.5	Rất khó chịu
0.315÷0.63	Một chút khó chịu	0.8 ÷ 1.6	Không thoải mái	> 2	Cực kỳ khó chịu

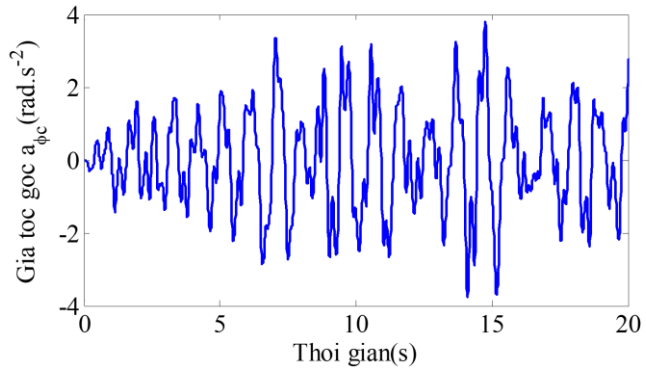
4. MÔ PHỎNG VÀ THẢO LUẬN

Để đánh giá ảnh hưởng của các điều kiện khai thác khác nhau của máy kéo nông nghiệp đến độ êm dịu, hệ phương trình dao động (1) được giải bởi phần mềm Matlab-Simulink với bộ số liệu của xe tham khảo trong tài liệu [5]. Gia tốc theo phương thẳng đứng ghế ngồi người điều khiển và góc lắc dọc của cabin theo miền thời khi máy kéo nông nghiệp kéo nông cụ chuyển

động trên mặt đường ISO cấp C với vận tốc v = 35 km/h được thể hiện trên hình 3 và hình 4. Từ các kết quả hình 3 và hình 4, chúng ta xác định được giá trị gia tốc bình phương trung bình theo thẳng đứng của ghế ngồi điều khiển (a_{wzs}) và giá trị của gia tốc góc lắc dọc cabin ($a_{w\phi c}$) theo công thức (10), và nó lần lượt là a_{wzs} = 2.02 m/s^2 và $a_{w\phi c}$ = 1.41 rad/s^2. Với các kết quả này chúng ta đối chiếu bảng 2 về đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1 thì khi máy kéo làm việc trong điều kiện này người điều khiển cảm thấy rất khó chịu.



Hình 3. *Gia tốc theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều khiển ở trường hợp 1.*



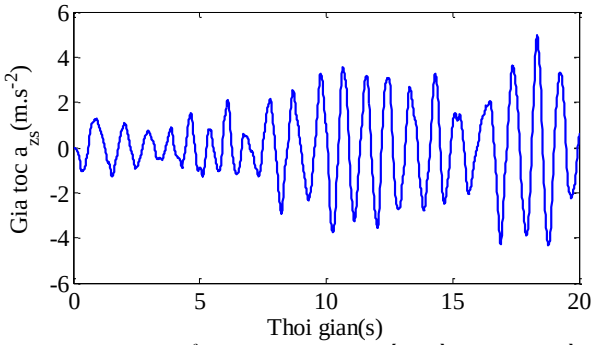
Hình 4. *Gia tốc góc lắc dọc của cabin trường hợp 1.*

Gia tốc theo phương thẳng đứng ghế ngồi người điều khiển và góc lắc dọc của cabin theo miền thời khi máy kéo nông nghiệp cày trên nông trường chuyển động trên mặt đường ISO cấp E với vận tốc v = 5 km/h và lực cơ cấu cày F_{zc} = 3000 N được thể hiện trên hình 5 và hình 6. Từ các kết quả hình 5 và hình 6, chúng ta xác định được các giá trị a_{wzs} và $a_{w\phi c}$, nó lần lượt là a_{wzs} = 1.7435 (m/s^2), và $a_{w\phi c}$ = 1.0270 (rad/s^2). Với các kết quả này chúng ta đối chiếu bảng 1 về đánh giá chủ quan độ êm dịu ô tô theo ISO 2631-1 thì khi máy kéo làm việc trong điều kiện này người điều khiển cảm thấy rất khó chịu.

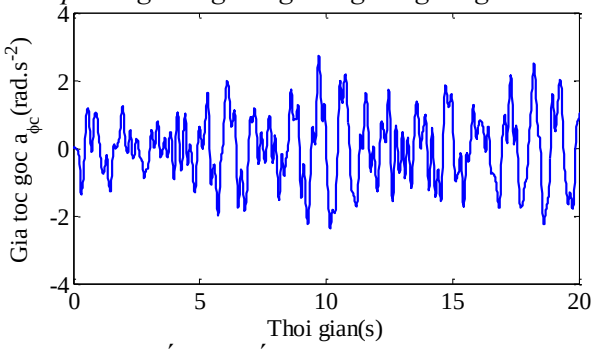
4.1. Ảnh hưởng của điều kiện khai thác đến độ êm dịu ở trường hợp 1

Để đánh giá ảnh hưởng của điều kiện khai thác của máy kéo nông nghiệp đến độ êm dịu trong trường hợp 1, các mấp mô mặt nền và vận tốc chuyển động của máy được chọn để phân tích và đánh giá.

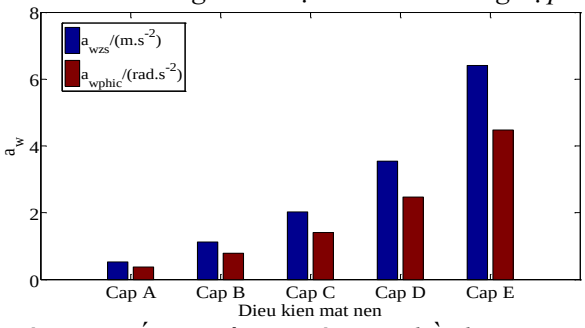
Mấp mô mặt nền: năm điều kiện mặt nền từ ISO cấp A đến mặt nền ISO cấp E được chọn để phân tích và đánh giá khi máy kéo kéo nông cụ chuyển động vận tốc v = 35 km/h. Các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ với năm điều kiện mặt nền khác nhau được thể hiện trên hình 7. Từ kết quả hình 7, các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ lần lượt tăng rất nhanh khi điều mặt nền chuyển động biến xấu, điều đó có nghĩa là độ êm dịu chuyển động của máy biến xấu rất nhanh khi điều kiện mặt đường biến xấu. Cụ thể, các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ với điều kiện mặt nền ISO cấp E lần lượt tăng 181.04% và 181.12% so với mặt nền ISO cấp D.



Hình 5. *Gia tốc theo phương thẳng đứng của ghế ngồi người điều ở trường hợp 2.*

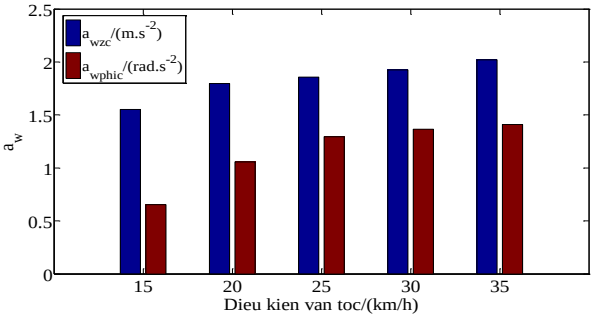


Hình 6. *Gia tốc góc lắc dọc cabin ở trường hợp 2.*



Hình 7. *Các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ với năm điều kiện mặt nền khác nhau.*

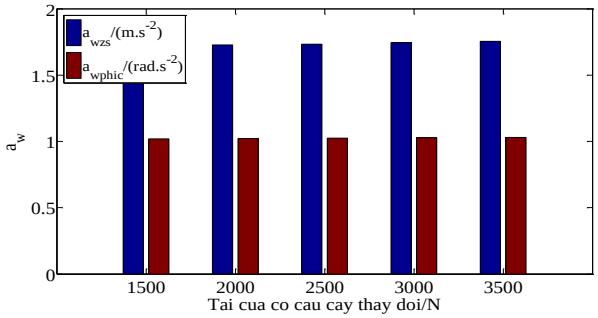
Vận tốc chuyển động: năm điều kiện vận tốc v = [15 20 25 30 35] km/h được chọn để phân tích và đánh giá khi máy kéo kéo nông cụ chuyển động trên mặt nền ISO cấp C. Các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ với năm điều kiện vận tốc khác nhau được thể hiện trên hình 8. Từ kết quả hình 8, các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ lần lượt tăng khi điều kiện vận tốc chuyển động tăng, điều đó có nghĩa là độ êm dịu chuyển động của máy biến xấu. Cụ thể, các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ với điều kiện v = 35 km/h lần lượt tăng 181.04% và 181.12% so với vận tốc v = 30 km/h.



Hình 8. *Các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ với năm điều kiện vận tốc khác nhau.*

4.2. Ảnh hưởng của điều kiện cày trên nông trường đến độ êm dịu ở trường hợp 2

Để đánh giá ảnh hưởng của điều kiện cày trên nông trường đến độ êm dịu ở trường hợp 2, năm điều kiện phản lực thẳng đứng của cơ cấu cày F_{cz} = [1500 2000 2500 3000 3500] N được chọn để phân tích và đánh giá khi máy kéo chuyển động trên nông trường mặt nền ISO cấp E với vận tốc chuyển v = 5 km/h. Các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ với năm điều kiện phản lực thẳng đứng khác nhau của cơ cấu cày được thể hiện trên hình 9.



Hình 8. *Các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ với năm phản lực thẳng đứng của cơ cấu cày khác nhau.*

Từ kết quả hình 9, các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ lần lượt tăng khi điều kiện phản lực thẳng đứng tăng chậm, điều đó có nghĩa là độ êm dịu chuyển động của máy biến xấu dần dần. Cụ thể, các giá trị gia tốc a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ với điều kiện F = 3500 N lần lượt tăng rất nhỏ 2.0% và 1,1 % so với F = 1500 N. Tuy nhiên, đối với bài báo này các tác giả chưa đề cấp sâu tới quá trình thay đổi của các góc ma sát, góc nghiêng của lưỡi cày và cơ tính của đất cày.

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này, một mô hình động lực học ½ máy kéo nông nghiệp gồm đầu kéo, nông cụ và cơ cấu cày được thiết lập để phân tích và đánh giá các điều kiện khai thác khác nhau đến độ êm dịu. Một số kết luận được rút ra từ các kết quả nghiên cứu: (i) Các giá trị a_{wzs} = 2.02 m/s^2, và $a_{w\phi c}$ =1.41 rad/s^2 khi máy kéo nông cụ chuyển động trên mặt đường C với vận tốc v = 35 km/h. Đối chiếu tiêu chuẩn ISO 2631-1thì khi máy kéo nông nghiệp làm việc trong điều kiện này người điều khiển cảm thấy rất khó chịu; (ii) Các giá trị a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ đều tăng khi điều kiện mặt nền biến xấu và vận tốc chuyển động của máy kéo kéo nông cụ tăng; và (iii) Các giá trị a_{wzs} và $a_{w\phi c}$ điều tăng khi chiều sâu cày, hệ số cản phá đất và góc ma sát lưỡi cày tăng. Ngoài ra, các kết quả nghiên cứu là cơ sở lý thuyết cho việc tối ưu thiết kế hệ thống treo ghế ngồi người điều kiển, cabin và máy kéo theo hướng nâng cao độ êm dịu hoạt động của máy kéo nông nghiệp.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Nguyễn Văn Hiếu, *"Nghiên cứu một số vấn đề động lực của máy kéo Bông sen 12 trong khâu làm đất nông, lâm nghiệp",* Luận văn thạc sĩ, Trường Đại học Lâm nghiệp Việt Nam, năm 2008.

[2]. Ahmed Abd Ali Hamid AL-Mafrachi, *"Whole body, Arm-Hand Vibration and Performance Drivers Tractors during Conservation Tillage under different Velocity and Soils".* International Journal of Advanced Engineering, Management and Science (IJAEMS), Vol-2(1), (2016), pp. 1-12.

[3]. Gialamas, T., Gravalos, I., Kateris, D., Xyradakis, P., Dimitriadis, C., *"Vibration analysis on driver's seat of agricultural tractors during tillage tests".* Spanish Journal of Agricultural Research, Vol.14(4), (2010), pp.1-10.

[4]. Davide M. Giordano, Davide Facchinett, Domenico Pessina, *"Comfort Efficiency of the Front Axle Suspension in Off-Road Operations of a Medium-Powered Agricultural Tractor",* Contemporary Engineering Sciences, Vol. 8(28), (2015), pp. 1311-1325

[5]. Enlai Zheng, Song Cui, Yuanzhao Yang, Jinlin Xue, Yue Zhu, and Xiangze Lin, *"Simulation of the Vibration Characteristics for Agricultural Wheeled Tractor with Implement and Front Axle Hydropneumatic Suspension".* Shock and Vibration Vol. 2019, Article ID 9135412, 19 pages.

[6]. Enlai Zheng, Xinyu Zhong, Rui Zhu, Jinlin Xue, Song Cui, Huisong Gao, Xiangze Lin, *"Investigation into the vibration characteristics of agricultural wheeled tractor-implement system with hydro-pneumatic suspension on the front axle".* Biosystems Engineering, Vol.186(2019), pp 14-33.
[7]. Sim, K., Lee, H., Yoon, J. W., Choi, C., & Hwang, S.-H., *"Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors".* Journal of Terramechanics, Vol. 69 (2017), pp. 23–32.
[8]. Jung-Hwan Lee, Hak-Jin Kim, Bong-Jin Cho, Jin-Ha Choi, Young-Joo Kim, *"Road Bump Detection Using LiDAR Suspension in a sensor Agricultural Tractorfor Semi-Active Control of Front Axle"*, IFAC Papers OnLine, Vol. 51-17(2018), pp.124–129.
[9]. Mehdizadeh, S. A, *"Optimization of Passive Tractor Cabin Suspension System Using ES, PSO and BA".* International Journal of Agricultural Technology Vol. 11(3) (2015), pp. 595-607.
[10].ISO 2631-1(1997). *"Mechanical vibration and shock-Evanluation of human exposure to whole-body ibration, Part I: General requirements, The International Organization for Standardization".*
[11].ISO 8068(1995). *"Mechanical vibration - Road surface profiles - reporting of measured data".*

ABSTRACT

STUDY ON THE EFFECTS OF AGRICULTURAL TRACTOR OPERATION CONDITIONS ON RIDE COMFORT

The operating conditions have a direct effect on ride comfort as well as the performance of agricultural tractor driver. In order to evaluate the effect of the operating conditions on vehicle ride comfort, vehicle operating conditions cases such as an implement tractor and plow are analyzed and evaluated based on a half -vehicle dynamic model of an agricultural tractor. The values of the root mean square (r.m.s) accelerations of the vertical driver and pitch cab based on the international standard (ISO) 2631 -1997 are chosen as objective functions to evaluate the effects of vehicle operating conditions on ride comfort. The study results show that the operating conditions greatly affect on vehicle ride comfort, especially vehicle moves different ground conditions at case 1.

Keywords: Agricultural tractor; Operating conditions; Dynamic model; Ride comfort.

Nhận bài ngày 08 tháng 4 năm 2021
Hoàn thiện ngày 15 tháng 8 năm 2021
Chấp nhận đăng ngày 05 tháng 9 năm 2021

Địa chỉ: Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp – Đại học Thái Nguyên.
*Email: lequynhdl@yahoo.com.