

Dr inż. Andrzej Urbaś

Katedra Podstaw Budowy Maszyn
Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej
Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała
E-mail: aurbas@ath.bielsko.pl

Dr hab. inż. Marek Szczotka, Prof. ATH

Katedra Transportu
Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej
Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała
E-mail: mszczotka@ath.bielsko.pl

The influence of the friction phenomenon on a forest crane operator's level of discomfort

Wpływ zjawiska tarcia na poziom dyskomfortu pracy operatora żurawia leśnego

Keywords: *crane dynamics, friction, seat vibrations*

Abstract: A mathematical model of a forest crane that is suitable for dynamics analysis of its operation cycle is presented in this paper. The flexibility of the operator's seat, drives and supports is taken into account. Joint coordinates are applied to describe the motion of the links together with the homogeneous transformations technique. Lagrange equations of the second order are used when deriving the equations of motions. Joint forces and torques are determined based on recursive Newton-Euler algorithms. These joint forces are then used in the LuGre friction model, which allows to calculate the friction coefficients and friction forces. Numerical analyses performed here show the influence of various friction forces on the vibration level as perceived by the operator of the crane. The level of discomfort is discussed based on standards commonly used in the vehicle and transportation industry for evaluations of vibration comfort.

Słowa kluczowe: *dynamika żurawia, tarcie, drgania siedzenia*

Streszczenie: W niniejszym artykule przedstawiono model matematyczny żurawia leśnego, który jest stosowany do analizy dynamiki cyklu jego pracy. Uwzględniono podatność podparcia fotela operatora, napędów oraz podpór. Do opisu ruchu członów stosuje się współrzędne złączowe i macierze przekształceń jednorodnych. Do wyprowadzenia równań ruchu modelu żurawia zastosowano podejście bazujące na formalizmie równań Lagrange'a drugiego rodzaju. Siły i momenty węzłowe są określane na podstawie rekurencyjnego algorytmu Newtona-Eulera. Siły te są następnie wykorzystywane w modelu tarcia LuGre, który pozwala obliczyć współczynniki i siły tarcia. Przeprowadzone analizy numeryczne pokazują wpływ różnych sił tarcia na poziom drgań odczuwany przez operatora żurawia. Poziom dyskomfortu operatora wywołany przez drgania maszyny został oszacowany w oparciu o standardy często stosowane w przemyśle samochodowym i transportowym.

Nomenclature

b, c, s, d, j	– indeks podanie posadowionej bazy, żurawia, siedzenia, napędu, połączenia
$(c, l) _{l=1, \dots, 7}$	– indeks członu
g	– przyspieszenie ziemskie
$l^{(c,l)}$	– długość członu
$m^{(b)}, m^{(c,l)}, m^{(s)}$	– masa członu
n_b	– liczba członów
n_{dof}	– liczba współrzędnych uogólnionych opisujących ruchu układu
$\tilde{n}_{dof}^{(c,l)}$	– liczba współrzędnych uogólnionych opisujących ruchu członu (c, l) względem członu $(c, l - 1)$
$n_{dof}^{(b)}, n_{dof}^{(c,l)}, n_{dof}^{(s)}$	– liczba współrzędnych uogólnionych opisujących ruchu członu względem układu odniesienia $n_{dof}^{(c,l)} = n_{dof}^{(b)} + n_{dof}^{(c,l-1)} + \tilde{n}_{dof}^{(c,l)}, n_{dof}^{(c,l)} = 0$
$s_{\beta}^{(sup_{\alpha,i}), d_{\beta}^{(sup_{\alpha,i})} _{\substack{\alpha \in \{b,s\} \\ \beta \in \{x,y,z\}}}$	– współczynniki sztywności i tłumienia posadowienia
$s^{(d,i)}, d^{(d,i)}$	– współczynniki sztywności i tłumienia napędu
$t_f^{(j,i)}, f_f^{(j,i)}$	– moment tarcia w połączeniu obrotowym, siła tarcia w połączeniu przesuwnym
$sup_{\alpha} _{\alpha \in \{b,s\}}$	– indeks podpory
$t^{(d,i)}, f^{(d,i)}$	– momenty napędowe, siła napędowa
$\mathbf{r}_A^{(a)} = [x_A^{(a)} \ y_A^{(a)} \ z_A^{(a)} \ 1]^T$	– wektor pozycji punktu A zdefiniowany w lokalnym układzie członu a
$\mathbf{H}^{(b)}, \mathbf{H}^{(c,l)}, \mathbf{H}^{(s)}$	– macierze pseudo-bezwładnościowe
$\tilde{\mathbf{T}}^{(c,l)}$	– macierz przekształceń jednorodnych z lokalnego układu współrzędnych członu (c, l) do układu członu $(c, l - 1)$
$\mathbf{T}^{(b)}, \mathbf{T}^{(c,l)}, \mathbf{T}^{(s)}$	– macierze przekształceń jednorodnych z lokalnych układów do układu odniesienia $\mathbf{T}^{(c,l)} = \mathbf{T}^{(b)} \mathbf{T}^{(c,l-1)} \tilde{\mathbf{T}}^{(c,l)}, \mathbf{T}^{(c,0)} = \mathbf{I}$ $\mathbf{T}_i = \frac{\partial \mathbf{T}}{\partial q_i}, \mathbf{T}_{i,j} = \frac{\partial^2 \mathbf{T}}{\partial q_i \partial q_j}$

Parametry tarcia

$\boldsymbol{\sigma}_0^{(j)} = (\sigma_{0,i}^{(j)})_{i=1, \dots, 7}, \boldsymbol{\sigma}_1^{(j)} = (\sigma_{1,i}^{(j)})_{i=1, \dots, 7},$	– wektory współczynników sztywności, tłumienia oraz tłumienia wiskotycznego włoska modelu szczotkowego
$\boldsymbol{\sigma}_2^{(j)} = (\sigma_{2,i}^{(j)})_{i=1, \dots, 7}$	
$\mathbf{z}^{(j)} = (z_i^{(j)})_{i=1, \dots, 7}$	– wektor odkształceń włoska modelu szczotkowego
$\boldsymbol{\mu}^{(j)} = (\mu_i^{(j)})_{i=1, \dots, 7}$	– wektor współczynników tarcia
$\boldsymbol{\mu}_s^{(j)} = (\mu_{s,i}^{(j)})_{i=1, \dots, 7}, \boldsymbol{\mu}_k^{(j)} = (\mu_{k,i}^{(j)})_{i=1, \dots, 7}$	– wektory współczynników tarcia statycznego i kinetycznego
$\dot{\mathbf{q}}_s^{(c)} = (\dot{q}_{s,i}^{(c)})_{i=1, \dots, 7}$	– wektor prędkości Stribeck

Parametry stosowane do oceny komfortu (BS 6841, 1987, ISO 2631-1, 1997)

$y(t)$ Przebieg czasowy sygnału (dyskretny, obliczany przez symulację numeryczną). Sygnał $y(t)$ powinien być filtrowany przy użyciu filtrów częstotliwości.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T y^2(t) dt}$$

Root-Mean-Square opisuje energetyczną zawartość sygnału drgań, T jest czasem drgań.

$$C_f = \frac{\max(|y(t)|)}{RMS}$$

Współczynnik szczytu, do stosowania w obecności wstrząsów (krótkotrwałe zdarzenia przejściowe o dużej wartości).

$$RMQ = \sqrt[4]{\frac{1}{T} \int_0^T y^4(t) dt}$$

Quad-Mean-Square, podobnie jak RMS , ale lepiej opisuje wpływ dyskomfortu drgań, gdy $C_f > 9$.

$$K = \frac{1}{n\sigma^4} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^4$$

Kurtoza, stosowana do wysoce impulsywnych sygnałów w domenie czasu, gdzie n jest liczbą dyskretnych danych, σ jest odchyleniem standardowym, \bar{y} jest średnią wartością analizowanego sygnału.

$$VDV = \sqrt[4]{\int_0^T y^4(t) dt}$$

Wartość dawki drgań, daje pomiar skumulowanego poziomu drgań otrzymywanych w danym okresie czasu (często 8 godzin lub 16 godzin). Należy stosować filtry zależne od lokalizacji i kierunku analizowanych drgań.

$$T_{15} = \left(\frac{15}{VDV}\right)^4 t$$

Czas trwania w sekundach, wymagany do osiągnięcia wartości $VDV = 15\text{ms}^{-1.75}$, który jest zdefiniowany jako poważny dyskomfort. Parametr t jest czasem trwania mierzonego lub obliczanego sygnału.

1. Wprowadzenia

Problemy ze sterowaniem żurawiem stają się coraz ważniejsze dla projektantów i operatorów. Zwiększenie efektywności oraz bezpieczeństwa prac przeładunkowych, jak również poziomu komfortu dla całego zaangażowanego personelu oraz operatorów żurawi są głównymi czynnikami napędzającymi rozwój w tej dziedzinie. W tym celu nowoczesne maszyny są wyposażone w dość zaawansowane i drogie czujniki oraz inne urządzenia sterujące. Symulacje komputerowe we wczesnym etapie projektowania są bardzo przydatnym podejściem, które ma na celu zmniejszenie ogólnych kosztów i wyeliminowanie błędów konstrukcyjnych, które można przewidzieć bez budowania rzeczywistych prototypów żurawia. Co więcej, można łatwo symulować złożone zachowanie żurawia bez ryzyka uszkodzenia lub obrażeń. W tym kontekście opracowano wiele modeli żurawi o różnym stopniu złożoności i szczegółowości.

Model matematyczny żurawia chwytakowego przedstawiono w pracach [12, 13, 18, 22-24, 19, 20, 26-30]. Model ten został zastosowany do badania dynamiki żurawia podczas różnych cykli pracy i scenariuszy obsługi, w tym szacowania obciążeń, ruchu ładunku, sterowania układem napędowym i innych. W modelu matematycznym uwzględniono podatność układu podporowego [22-24, 26-30], który jest modelowany w postaci jednokierunkowych elementów sprężysto-tłumiących. W podobny sposób zbudowany jest układ reprezentujący połączenie fotela operatora z kolumną żurawia. W opracowanym w niniejszym artykule modelu żurawia wszystkie układy napędowe modelowane są również w postaci podatnej [26-30]. Do opisu geometrii członów żurawia stosuje się macierze przekształceń jednorodnych oraz współrzędne złączone [7, 14, 15]. Równania ruchu wyprowadzono na podstawie metod i algorytmów przedstawionych w [11, 32]. Do całkowania równań ruchu stosuje się metodę Runge-Kutty IV rzędu ze stałym krokiem czasu. W celu określenia sił i momentów w połączeniach, które są konieczne do obliczenia sił i momentów tarcia, w każdym kroku całkowania równań ruchu rozwiązuje się odwrotne zadanie dynamiki Newtona-Eulera [5]. Współczynniki tarcia dla każdej pary kinematycznej oblicza się stosując model tarcia LuGre [1, 2, 17, 21], który uwzględnia zjawisko przesunięcia wstępnego [4], a także efekt Stribeck'a [25].

Wpływ tarcia na dynamikę żurawi leśnych został omówiony w poprzednich artykułach. Model tarcia Dahla zbadano w [27], natomiast prace [29, 30] koncentrowały się na modelu tarcia LuGre.

Przeprowadzone w niniejszym artykule analizy koncentrowały się na dynamicznych właściwościach żurawia ze szczególnym uwzględnieniem właściwości fotela operatora podczas wybranych cykli pracy. Zastosowano model tarcia LuGre, z

dwoma różnymi poziomami tarcia w połączeniach. Przewidywano poziom dyskomfortu, określony przez drgania przekazywane z kolumny na siedzenie i operatora, z uwzględnieniem podejścia bazującego na normach [6, 10] stosowanych w analizach N.V.H. (hałas, drgania i wpływ na użytkownika). Analiza poziomu komfortu w różnych układach, w tym we wszystkich rodzajach pojazdów, budynkach i innych konstrukcjach, jest bardzo ważna i wymagana przez urzędy certyfikujące [9, 16]. Przeprowadzono wiele testów w celu określenia, jak ludzkie ciało odczuwa dyskomfort [8]. Powszechną praktyką jest symulowanie i testowanie parametrów komfortu również w maszynach specjalnych lub budowlanych, jak na przykład w [3], ale w szczególności w wielu gałęziach przemysłu pojazdów lądowych.

2. Model matematyczny żurawia leśnego

Na rys. 1. przedstawiono model żurawia leśnego, który składa się z ośmiu sztywnych członów. Człony te są napędzane przez podatne napędy, generujące momenty $\mathbf{t}^{(d,i)}|_{i=1,2,3,7}$ oraz siłę $\mathbf{f}^{(d,4)}$. Cały żuraw (jego platforma) jest podparty na ośmiu podatnych podporach. Połączenie między siedziskiem i kolumną żurawia modelowane jest za pomocą bezmasowych elementów sprężysto-tłumiących.

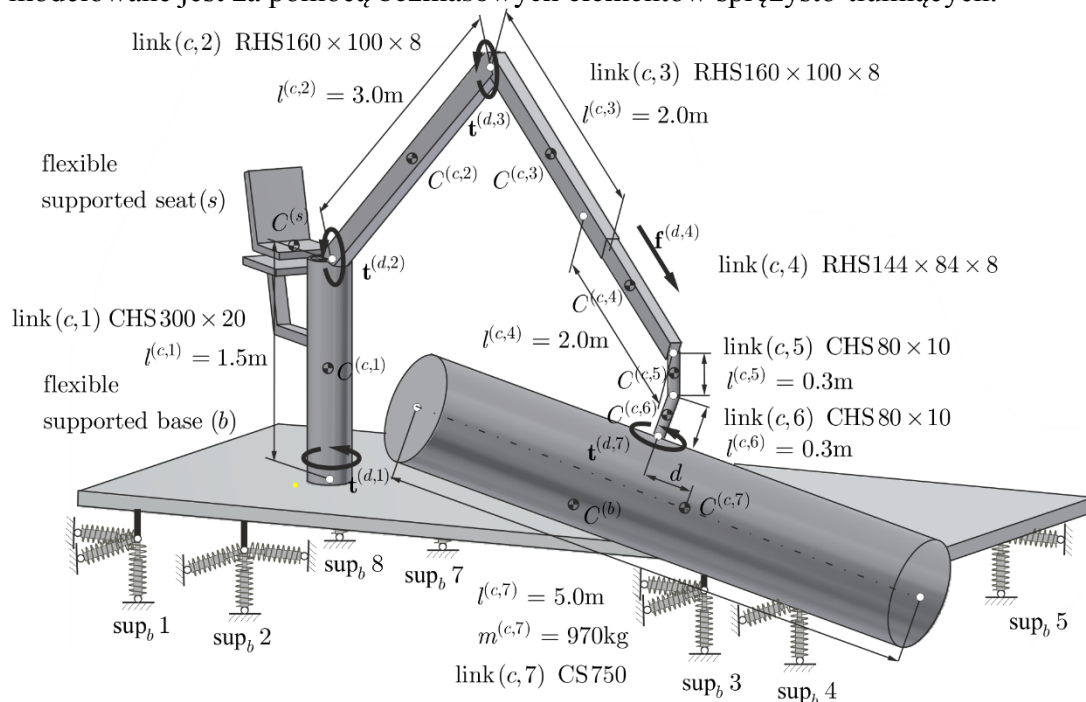


Fig. 1. Model of the forest crane
Rys.1. Model żurawia leśnego

Współrzędne złączone oraz macierze przekształceń jednorodnych są stosowane do opisu geometrii żurawia leśnego. Na rys. 2 przedstawiono lokalne układy współrzędnych i numerację niektórych elementów żurawia.

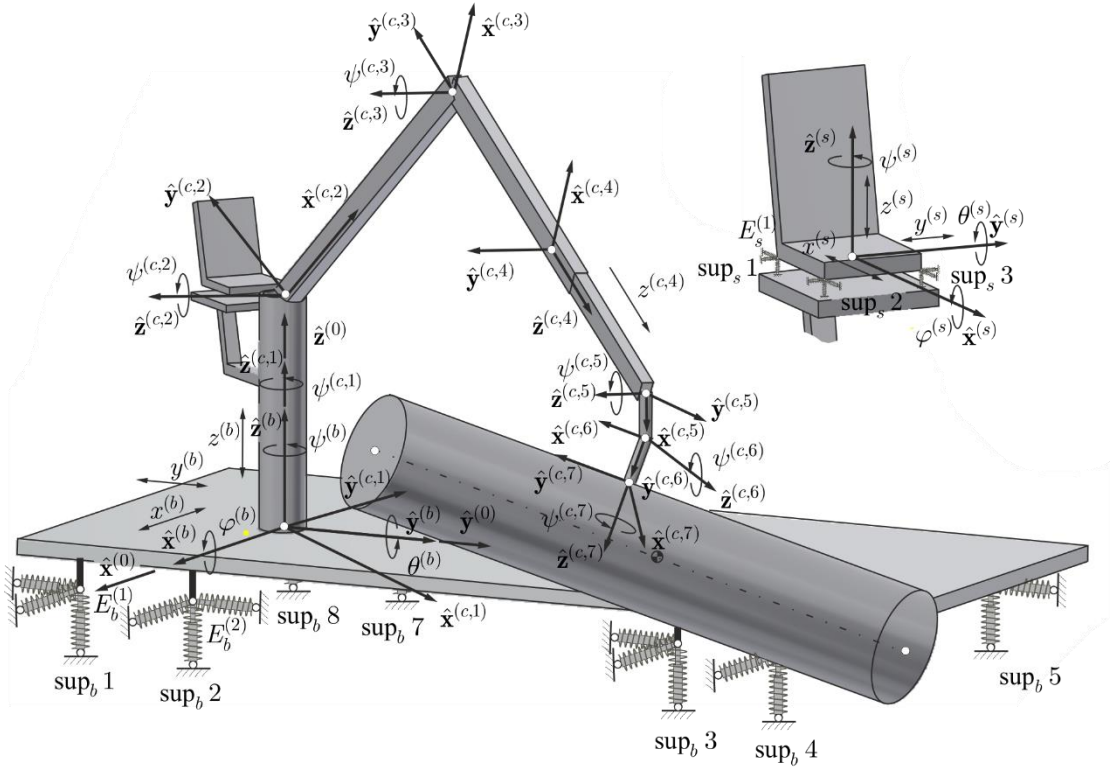


Fig. 2. Coordinate systems and notation applied to crane links
Rys. 2. Układy współrzędne i notacja stosowana do członów żurawia

Wektor współrzędnych uogólnionych ma następującą formę:

$$\mathbf{q} = (q_k)_{k=1, \dots, n_{dof}} = [(\mathbf{q}^{(b)})^T \quad (\mathbf{q}^{(c)})^T \quad (\mathbf{q}^{(s)})^T]^T, \quad (1)$$

gdzie:

$$\mathbf{q}^{(b)} = (q_j^{(b)})_{j=1, \dots, 6} = [x^{(b)} \quad y^{(b)} \quad z^{(b)} \quad \psi^{(b)} \quad \theta^{(b)} \quad \varphi^{(b)}]^T,$$

$$\mathbf{q}^{(c)} = (q_j^{(c)})_{j=1, \dots, 7} = [\psi^{(c,1)} \quad \psi^{(c,2)} \quad \psi^{(c,3)} \quad z^{(c,4)} \quad \psi^{(c,5)} \quad \psi^{(c,6)} \quad \psi^{(c,7)}]^T,$$

$$\mathbf{q}^{(s)} = (q_j^{(s)})_{j=1, \dots, 6} = [x^{(s)} \quad y^{(s)} \quad z^{(s)} \quad \psi^{(s)} \quad \theta^{(s)} \quad \varphi^{(s)}]^T.$$

Macierze przekształceń jednorodnych są zdefiniowane następująco:

$$\mathbf{T}^{(\alpha)} \Big|_{\alpha \in \{b, s\}} = \begin{bmatrix} c\psi^{(\alpha)} c\theta^{(\alpha)} & c\psi^{(\alpha)} s\theta^{(\alpha)} s\varphi^{(\alpha)} - s\psi^{(\alpha)} c\varphi^{(\alpha)} & c\psi^{(\alpha)} s\theta^{(\alpha)} c\varphi^{(\alpha)} + s\psi^{(\alpha)} s\varphi^{(\alpha)} & x^{(\alpha)} \\ s\psi^{(\alpha)} c\theta^{(\alpha)} & s\psi^{(\alpha)} s\theta^{(\alpha)} s\varphi^{(\alpha)} + c\psi^{(\alpha)} c\varphi^{(\alpha)} & s\psi^{(\alpha)} s\theta^{(\alpha)} c\varphi^{(\alpha)} - c\psi^{(\alpha)} s\varphi^{(\alpha)} & y^{(\alpha)} \\ -s\theta^{(\alpha)} & c\theta^{(\alpha)} s\varphi^{(\alpha)} & c\theta^{(\alpha)} c\varphi^{(\alpha)} & z^{(\alpha)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\tilde{\mathbf{T}}^{(c,1)} = \begin{bmatrix} c\psi^{(c,1)} & -s\psi^{(c,1)} & 0 & 0 \\ s\psi^{(c,1)} & c\psi^{(c,1)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \tilde{\mathbf{T}}^{(c,2)} = \begin{bmatrix} c\psi^{(c,2)} & -s\psi^{(c,2)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ s\psi^{(c,2)} & c\psi^{(c,2)} & 0 & l^{(c,1)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$\tilde{\mathbf{T}}^{(c,3)} = \begin{bmatrix} c\psi^{(c,3)} & -s\psi^{(c,3)} & 0 & l^{(c,2)} \\ s\psi^{(c,3)} & c\psi^{(c,3)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \tilde{\mathbf{T}}^{(c,4)} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & -z^{(c,4)} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$\tilde{\mathbf{T}}^{(c,5)} = \begin{bmatrix} c\psi^{(c,5)} & -s\psi^{(c,5)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -s\psi^{(c,5)} & -c\psi^{(c,5)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \tilde{\mathbf{T}}^{(c,6)} = \begin{bmatrix} c\psi^{(c,6)} & -s\psi^{(c,6)} & 0 & l^{(c,5)} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -s\psi^{(c,6)} & -c\psi^{(c,6)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$\tilde{\mathbf{T}}^{(c,7)} = \begin{bmatrix} c\psi^{(c,7)} & -s\psi^{(c,7)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l^{(c,6)} \\ -s\psi^{(c,7)} & -c\psi^{(c,7)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, s\alpha^{(\beta)} = \sin\alpha^{(\beta)}, c\alpha^{(\beta)} = \cos\alpha^{(\beta)}.$$

Współczynniki tarcia wyznaczone są w oparciu o model tarcia LuGre. Równania ruchu są wyprowadzane stosując równania Lagrange'a II rodzaju. Ogólną ich postać można zapisać następująco:

$$\dot{\mathbf{z}}^{(j)} = \mathbf{LuGre}(t, \mathbf{q}^{(c)}, \mathbf{z}^{(j)}), \quad (2.1)$$

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{e}(t, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{s}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{d}(t, \mathbf{q}^{(c)}, \dot{\mathbf{q}}^{(c)}) - \mathbf{f}(t, \mathbf{q}^{(c)}, \dot{\mathbf{q}}^{(c)}), \quad (2.2)$$

gdzie

$$(\mathbf{LuGre}_i)_{i=1,\dots,7} = \dot{q}_i^{(c)} \left(1 - \frac{\sigma_{0,i}^{(j)} z_i^{(j)} \operatorname{sgn}(\dot{q}_i^{(c)})}{\mu_{k,i}^{(j)} + (\mu_{s,i}^{(j)} - \mu_{k,i}^{(j)}) \exp\left(-\left(\frac{\dot{q}_i^{(c)}}{\dot{q}_{S,i}^{(c)}}\right)^2\right)} \right),$$

$$\boldsymbol{\mu}^{(j)} = \boldsymbol{\sigma}_0^{(j)} \mathbf{z}^{(j)} + \boldsymbol{\sigma}_1^{(j)} \dot{\mathbf{z}}^{(j)} + \boldsymbol{\sigma}_2^{(j)} \dot{\mathbf{q}}^{(c)},$$

$$\mathbf{M} = \sum_{\alpha \in \{b,c,s\}} \mathbf{M}^{(\alpha)},$$

$$\mathbf{M}^{(b)} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{1,1}^{(b)} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{M}^{(c)} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{1,1}^{(c)} & \dots & \mathbf{M}_{1,j}^{(c)} & \dots & \mathbf{M}_{1,n_b-1}^{(c)} & \mathbf{0} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{M}_{i,1}^{(c)} & \dots & \mathbf{M}_{i,j}^{(c)} & \dots & \mathbf{M}_{i,n_b-1}^{(c)} & \mathbf{0} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \mathbf{M}_{n_b-1,1}^{(c)} & \dots & \mathbf{M}_{n_b-1,j}^{(c)} & \dots & \mathbf{M}_{n_b-1,n_b-1}^{(c)} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} & \dots & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}^{(s)} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_{1,1}^{(s)} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{M}_{1,1}^{(\alpha)} \Big|_{\alpha \in \{b,s\}} = (m_{i,j}^{(\alpha)})_{i,j=1,\dots,n_{dof}^{(\alpha)}}, m_{i,j}^{(\alpha)} = \operatorname{tr} \left\{ \mathbf{T}_i^{(\alpha)} \mathbf{H}^{(\alpha)} (\mathbf{T}_j^{(\alpha)})^T \right\},$$

$$\mathbf{M}_{i,j}^{(c)} = \sum_{l=\max\{i,j\}}^{n_b-1} \mathbf{M}_{i,j}^{(c,l)}, m_{i,j}^{(c,l)} = \operatorname{tr} \left\{ \mathbf{T}_i^{(c,l)} \mathbf{H}^{(c,l)} (\mathbf{T}_j^{(c,l)})^T \right\},$$

$$\mathbf{e} = \sum_{\alpha \in \{b,c,s\}} \mathbf{e}^{(\alpha)},$$

$$\mathbf{e}^{(b)} = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_1^{(b)} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{e}^{(c)} = \begin{bmatrix} \mathbf{e}_1^{(c)} \\ \vdots \\ \mathbf{e}_i^{(c)} \\ \vdots \\ \mathbf{e}_{n_b-1}^{(c)} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{e}^{(s)} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{e}_1^{(s)} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{e}_1^{(\alpha)} \Big|_{\alpha \in \{b,s\}} = -(\mathbf{h}^{(\alpha)} + \mathbf{g}^{(\alpha)}),$$

$$\mathbf{h}^{(\alpha)} = (h_i^{(\alpha)})_{i=1,\dots,n_{dof}^{(\alpha)}}, h_i^{(\alpha)} = \sum_{m=1}^{n_{dof}^{(\alpha)}} \sum_{n=1}^{n_{dof}^{(\alpha)}} \operatorname{tr} \left\{ \mathbf{T}_i^{(\alpha)} \mathbf{H}^{(\alpha)} (\mathbf{T}_{m,n}^{(\alpha)})^T \right\} \dot{q}_m^{(\alpha)} \dot{q}_n^{(\alpha)},$$

$$\mathbf{g}^{(\alpha)} = (g_i^{(\alpha)})_{i=1,\dots,n_{dof}^{(\alpha)}}, g_i^{(\alpha)} = m^{(\alpha)} g_{j_3} \mathbf{T}_i^{(\alpha)} \mathbf{r}_{c^{(\alpha)}}^{(\alpha)},$$

$$\mathbf{e}_i^{(c)} = -\sum_{l=i}^{n_b-1} (\mathbf{h}_i^{(c,l)} + \mathbf{g}_i^{(c,l)}),$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{h}_i^{(c,l)} &= \left(h_{n_{dof}^{(c,i-1)}+k}^{(c,l)} \right)_{k=1,\dots,n_{dof}^{(c,i)}}, \\
h_i^{(c,l)} &= \sum_{m=1}^{n_{dof}^{(c,l)}} \sum_{n=1}^{n_{dof}^{(c,l)}} \text{tr} \left\{ \mathbf{T}_i^{(c,l)} \mathbf{H}^{(c,l)} \left(\mathbf{T}_{m,n}^{(c,l)} \right)^T \right\} \dot{q}_m^{(c,l)} \dot{q}_n^{(c,l)}, \\
\mathbf{g}_i^{(c,l)} &= \left(g_{n_{dof}^{(c,i-1)}+k}^{(c,l)} \right)_{k=1,\dots,n_{dof}^{(c,i)}}, \quad g_i^{(c,l)} = m^{(c,l)} g \mathbf{j}_3 \mathbf{T}_i^{(c,l)} \mathbf{r}_{C^{(c,l)}}^{(c,l)}, \\
\mathbf{s} &= \sum_{\alpha \in \{b,s\}} \mathbf{s}^{(sup\alpha)}, \quad \mathbf{s}^{(sup\alpha)} = \left(s_k^{(sup\alpha)} \right)_{k=1,\dots,n_{nof}}, \\
s_k^{(sup_b)} &= \begin{cases} - \sum_{i=1}^{n_{sup_b}} \begin{pmatrix} \left(\frac{\partial \mathbf{e}^{(sup_b,i)}}{\partial q_k} \right)^T \mathbf{s}^{(sup_b,i)} \mathbf{e}^{(sup_b,i)} + \\ \left(\frac{\partial \dot{\mathbf{e}}^{(sup_b,i)}}{\partial \dot{q}_k} \right)^T \mathbf{D}^{(sup_b,i)} \dot{\mathbf{e}}^{(sup_b,i)} \end{pmatrix} & \text{if } q_k \in \{\mathbf{q}^{(b)}\} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \\
s_k^{(sup_s)} &= \begin{cases} \sum_{i=1}^{n_{sup_s}} \begin{pmatrix} \left(\frac{\partial \mathbf{e}^{(sup_s,i)}}{\partial q_k} \right)^T \mathbf{s}^{(sup_s,i)} \mathbf{e}^{(sup_s,i)} + \\ \left(\frac{\partial \dot{\mathbf{e}}^{(sup_s,i)}}{\partial \dot{q}_k} \right)^T \mathbf{D}^{(sup_s,i)} \dot{\mathbf{e}}^{(sup_s,i)} \end{pmatrix} & \text{if } q_k \in \{\mathbf{q}^{(b)}, \psi^{(c,1)}\} \\ - \sum_{i=1}^{n_{sup_s}} \begin{pmatrix} \left(\frac{\partial \mathbf{e}^{(sup_s,i)}}{\partial q_k} \right)^T \mathbf{s}^{(sup_s,i)} \mathbf{e}^{(sup_s,i)} + \\ \left(\frac{\partial \dot{\mathbf{e}}^{(sup_s,i)}}{\partial \dot{q}_k} \right)^T \mathbf{D}^{(sup_s,i)} \dot{\mathbf{e}}^{(sup_s,i)} \end{pmatrix} & \text{if } q_k \in \{\mathbf{q}^{(s)}\} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \\
\mathbf{e}^{(sup_b,i)} &= \mathbf{J} \mathbf{T}^{(b)} \mathbf{r}_{E_b^{(i)}}^{(b)}, \quad \mathbf{e}^{(sup_s,i)} = \mathbf{J} \left(\mathbf{T}^{(s)} \mathbf{r}_{E_s^{(i)}}^{(s)} - \mathbf{T}^{(c,1)} \mathbf{r}_{E_s^{(i)}}^{(c,1)} \right), \\
\mathbf{J} &= \begin{bmatrix} \mathbf{j}_1 \\ \mathbf{j}_2 \\ \mathbf{j}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \\
\mathbf{s}^{(sup\alpha,i)} \Big|_{\alpha \in \{b,s\}} &= \text{diag} \{ s_x^{(sup\alpha,i)}, s_y^{(sup\alpha,i)}, s_z^{(sup\alpha,i)} \}, \\
\mathbf{D}^{(sup\alpha,i)} \Big|_{\alpha \in \{b,s\}} &= \text{diag} \{ d_x^{(sup\alpha,i)}, d_y^{(sup\alpha,i)}, d_z^{(sup\alpha,i)} \}, \\
\mathbf{d}^{(c)} &= \left(d_k^{(c)} \right)_{k=1,\dots,n_{dof}} = [\mathbf{0} \quad t_{dr}^{(c,1)} \quad t_{dr}^{(c,2)} \quad t_{dr}^{(c,3)} \quad f_{dr}^{(c,4)} \quad \mathbf{0} \quad t_{dr}^{(c,7)} \quad \mathbf{0}]^T, \\
t_{dr}^{(c,i)} \Big|_{i=1,2,3,7} &= - \left(s_{dr}^{(c,i)} (\psi_{dr}^{(c,i)} - \psi^{(c,i)}) + d_{dr}^{(c,i)} (\dot{\psi}_{dr}^{(c,i)} - \dot{\psi}^{(c,i)}) \right), \\
f_{dr}^{(c,4)} &= - \left(s_{dr}^{(c,4)} (z_{dr}^{(c,4)} - z^{(c,4)}) + d_{dr}^{(c,4)} (\dot{z}_{dr}^{(c,4)} - \dot{z}^{(c,4)}) \right), \\
\mathbf{f}^{(j)} &= \left(f_k^{(j)} \right)_{k=1,\dots,n_{dof}} = \\
& [\mathbf{0} \quad t_f^{(j,1)} \quad t_f^{(j,2)} \quad t_f^{(j,3)} \quad f_f^{(j,4)} \quad t_f^{(j,5)} \quad t_f^{(j,6)} \quad t_f^{(j,7)} \quad \mathbf{0}]^T.
\end{aligned}$$

Wartości momentów tarcia $t_f^{(j,i)} \Big|_{i=(1 \div 7) \setminus \{4\}}$ w połączeniach obrotowych oraz siły tarcia $f_f^{(j,4)}$ w połączeniu przesuwnym [29] są obliczane na podstawie znajomości sił i momentów węzłowych, wyznaczanych za pomocą rekurencyjnego algorytmu Newtona-Eulera.

W oparciu o powyższe sformułowanie opracowano program komputerowy w środowisku Visual C++. Zastosowano standardową metodę Runge-Kutta IV rzędu ze stałym krokiem czasu 10^{-4} s.

3.1. Scenariusze pracy żurawia oraz przypadki jego obciążenia

Na rys. 3 przedstawiono sekwencję ruchu żurawia. W czasie $t = 0$ s ładunek spoczywa na platformie. Po dwóch sekundach ładunek jest podnoszony przez wzrost wartości kąta wysięgnika. Następnie kolumna żurawia obraca się (osiągając 90° w czasie $t = 5$ s), a jednocześnie rozpoczyna się ruch teleskopu w czasie $t = 5$ s. Dla końcowego kąta obrotu kolumny, $\psi_{dr}^{(c,1)} = 180^\circ$, teleskop zatrzymuje się osiągając minimalną długość w czasie $t = 9$ s. Cykl kończy się, gdy ładunek jest ustawiony na platformie po przeciwnej stronie.

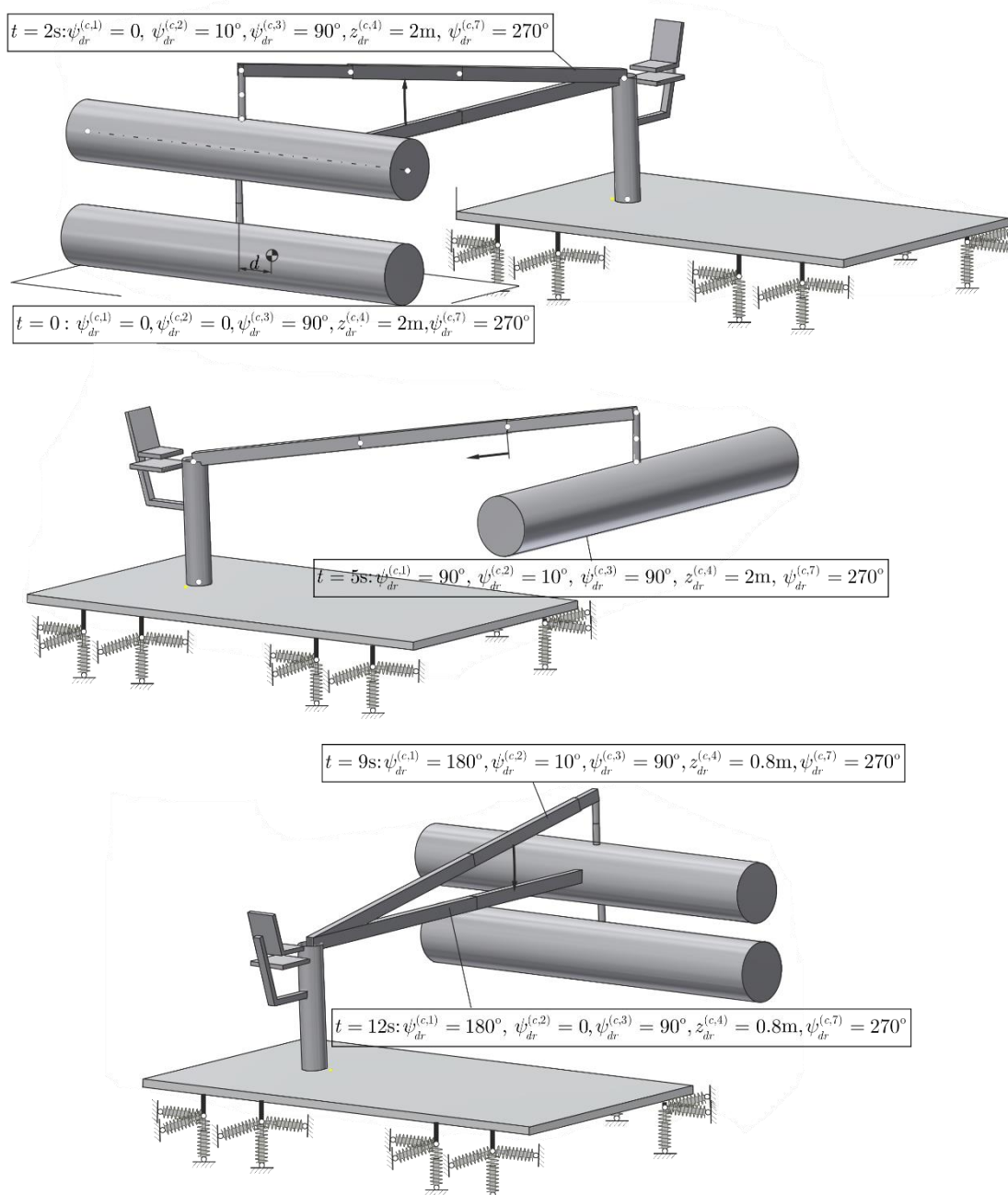


Fig. 3. Crane operation sequences
Rys. 3. Sekwencje ruchu żurawia

Warunki obciążenia żurawia:

- 1) pusty chwytak (E) - praca z rozładowanym żurawiem,
- 2) żurawia z obciążeniem (F) - praca z masą ładunku $m^{(c,7)}$.

Scenariusz w przypadku bez ładunku ma identyczne funkcje jazdy, z odwrotnymi rzędami / wartościami - wracając do pozycji odbioru tak samo jak w $t = 0$ s.

Jak pokazano na rys. 1, odległość d oznacza przesunięcie między środkiem ciężkości ładunku a osią połączenia i napędu $t^{(d,7)}$. Wpływ tej odległości został uznany za jeden z ważnych parametrów w analizie. Każdy cykl roboczy, w stanie praktycznym, będzie charakteryzował się zmienną wartością d , spowodowaną nieidealnym rozkładem masy pni i niewspółosiowością długości, początkową pozycją ładunku na platformie magazynowej oraz z wielu innych powodów. Dla przeprowadzonych badań przedstawionych w niniejszej pracy przyjmuje się, że zakres $d = \pm 20$ cm jest typowy.

Przypadki obciążeń analizowane w tej pracy są wymienione na rys. 4. "Empty" oznacza przypadki ruchu dźwigu zdefiniowane dla tej samej sekwencji jak z obciążeniem - tylko bez obciążenia dołączonego do chwytaka. "Loaded" to cykle z masą pnia drzewa $m^{(c,7)} = 970$ kg.

$$\begin{array}{c}
 \left. \begin{array}{l} x = 0 \text{ (no damping)} \\ x = 1 \text{ (nominal damping)} \end{array} \right\} \\
 \left. \begin{array}{l} y = 1 \text{ (friction coeffs. "Set-1")} \\ y = 2 \text{ (friction coeffs. "Set-2")} \end{array} \right\} \\
 \left. \begin{array}{l} z = 0 \text{ (no load CoG offset)} \\ z = 10 \text{ (10cm offset of load CoG)} \\ z = 20 \text{ (20cm offset of load CoG)} \end{array} \right\}
 \end{array}
 \left| \begin{array}{l} L = F \text{ (loaded crane)} \\ L = E \text{ (empty hook)} \end{array} \right.$$

$$Dx - Fy - dz - L$$

Fig. 4. Analyzed cases and symbol assignation

Rys. 4. Analizowane przypadki i ich symbole

Przypadki bez tłumienia w mocowaniu siedzenia są analizowane tylko w celu porównania wpływu tłumienia na poziom drgań operatora. Analiza wszystkich możliwych przypadków, prowadząca do bardziej ogólnej oceny konkretnego projektu żurawia, jest dużym zadaniem i wykracza poza rozmiar tej pracy.

3.2. Główne parametry układu

Wszystkie parametry masowe żurawia mają przypisane właściwości zgodnie z właściwościami geometrii (przekroje), jak pokazano na rys. 1. Masę siedzenia operatora przyjmuje się jako łączną masę operatora (jedna pojedyncza masa 80kg) i masę własną siedzenia równą 25kg; stąd zakłada się, że łączna masa siedzenie-operator wynosi $m^{(s)} = 105$ kg.

Parametry geometryczne podpór platformy zawarte są w tab.1. Przedstawiono również założone współczynniki sztywności i tłumienia.

Table 1. Parameters of the crane supports

Tabela 1. Parametry podpór żurawia

	1	2	3	4	5	6	7	8
$x_{E_b^{(i)}}^{(b)}$ [m]	1.5	1.5	1.5	1.5	-1.5	-1.5	-1.5	-1.5
$y_{E_b^{(i)}}^{(b)}$ [m]	0	1.0	8.0	9.0	9.0	8.0	1.0	0
$z_{E_b^{(i)}}^{(b)}$ [m]					-0.57			
$s_{\alpha}^{(sup_b, i)} \Big _{\alpha \in \{x, y\}}$ [Nm ⁻¹]					$3 \cdot 10^6$			
$s_z^{(sup_b, i)}$ [Nm ⁻¹]					$1 \cdot 10^7$			
$d_{\alpha}^{(sup_b, i)} \Big _{\alpha \in \{x, y\}}$ [Nsm ⁻¹]					$5 \cdot 10^4$			
$d_z^{(sup_b, i)}$ [Nsm ⁻¹]					$9 \cdot 10^4$			

Rozmieszczenie punktów mocowania oraz elementy sprężysto-tłumiące łączące kolumnę żurawia i siedzenie określono w tab. 2.

Table 2. Parameters of the seat supporting elements

Tabela 2. Parametry podparcia siedzenia $sup_{s,i}$

	1	2	3	4
$x_{E_s^{(s)}}^{(s)}$ [m]	-0.25	0.25	0.25	-0.25
$y_{E_s^{(s)}}^{(s)}$ [m]	0.25	0.25	-0.25	-0.25
$z_{E_s^{(s)}}^{(s)}$ [m]			-0.05	
$x_{E_s^{(c,1)}}^{(c,1)}$ [m]	-0.85	-0.35	-0.35	-0.85
$y_{E_s^{(c,1)}}^{(c,1)}$ [m]	0.25	0.25	-0.25	-0.25
$z_{E_s^{(c,1)}}^{(c,1)}$ [m]			1.4	
$s_{\alpha}^{(sup_{s,i})} \Big _{\alpha \in \{x,y\}}$ [Nm ⁻¹]			10 ³	
$s_z^{(sup_{s,i})}$ [Nm ⁻¹]			9 · 10 ³	
$d_{\alpha}^{(sup_{s,i})} \Big _{\alpha \in \{x,y\}}$ [Nsm ⁻¹]			40	
$d_z^{(sup_{s,i})}$ [Nsm ⁻¹]			120	

Parametry tarcia zawarto w tab. 3. Zdefiniowano dwa zestawy w celu rozróżnienia różnych warunków połączeń, tj. normalnego (**Set-1**) dobrze nasmarowanego i słabo nasmarowanego (**Set-2**).

Table 3. Friction parameters

Tabela 3. Parametry tarcia

		1	2	3	4	5	6	7
Set-1	$\mu_{k,i}^{(j)}$	0.15	0.10	0.10	0.10	0.15	0.15	0.15
	$\mu_{s,i}^{(j)}$	0.20	0.15	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
Set-2	$\mu_{k,i}^{(j)}$	0.07	0.07	0.05	0.20	0.20	0.20	0.10
	$\mu_{s,i}^{(j)}$	0.10	0.10	0.15	0.30	0.35	0.35	0.15
	$\dot{q}_{s,i}^{(c)}$ [rad s ⁻¹ , ms ⁻¹]				0.005			
	$\sigma_{0,i}^{(j)}$ [Nmrad ⁻¹ , Nm ⁻¹]		10 ⁵		10 ⁷		10 ⁵	
	$\sigma_{1,i}^{(j)}$ [Nmsrad ⁻¹ , Nsm ⁻¹]				5			
	$\sigma_{2,i}^{(j)}$ [Nmsrad ⁻¹ , Nsm ⁻¹]				0			

3.3. Ocena drgań

Odczuwanie dyskomfortu nie jest jednakowe dla każdej osoby, tj. odczuwany komfort zależy od wielu czynników. Standardy często stosowane w przemyśle to np. BS 6841 i ISO 2631-1 - rys. 5. W niniejszej pracy wykorzystano te standardy do oceny poziomu drgań i dyskomfortu odczuwanego przez operatora. Podobne podejście można zastosować do dynamiki pojazdów i ich podukładów w celu oszacowania komfortu jazdy, który zastosowano również w procedurach optymalizacyjnych, dających pożądaną minimalny dyskomfort [31].

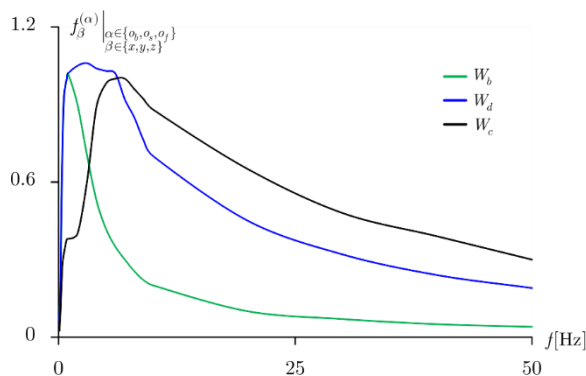


Fig. 5. Frequency-weighting filters to be applied in comfort assessment
 Rys. 5. Filtry częstotliwościowe stosowane w ocenie komfortu

W przypadku ogólnym, człowiek narażony jest na drgania w kombinacji wszystkich 6 kierunków (translacji i obrotów), ale w przedstawionej pracy rozważane są tylko sygnały w osiach x, y, z . Operator żurawia odczuje drgania na plecach i na stopy (drgania na rękach i głowie mogą mieć również znaczenie). Na rys. 6 przedstawiono przypisane badane lokalizacje i odpowiednie filtry.

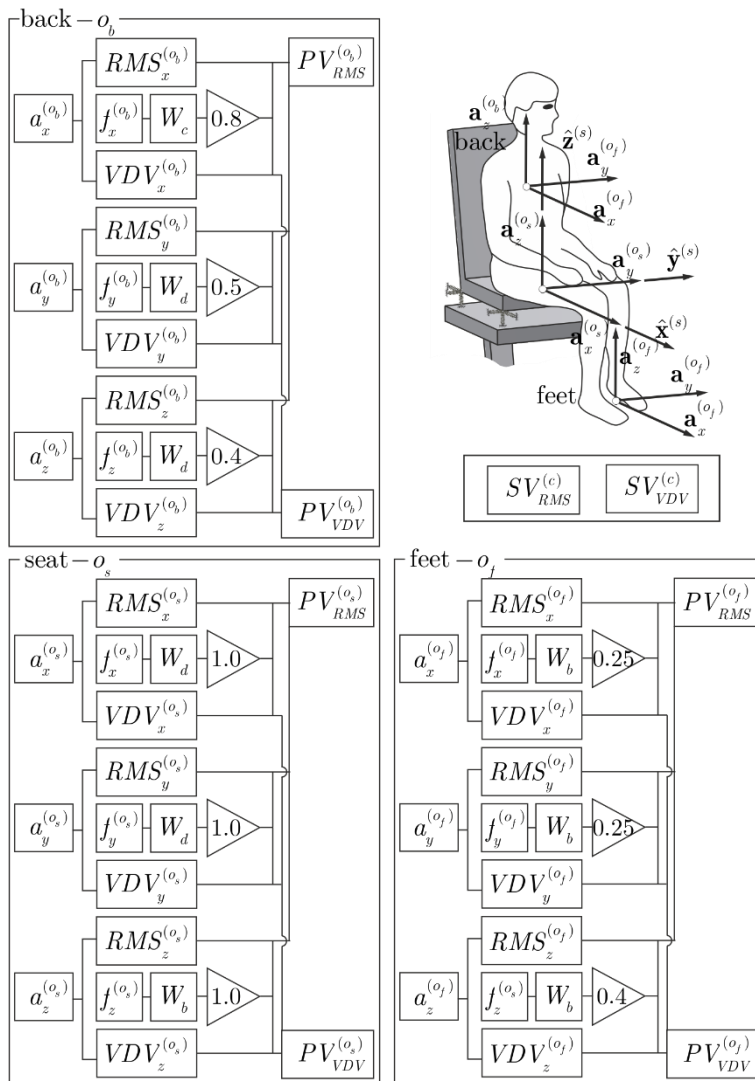


Fig. 6. Locations of interest and frequency-weighting filters
 Rys. 6. Analizowane położenia oraz filtry częstotliwościowe

Każde rozważane miejsce oceny komfortu charakteryzuje się następującymi zależnościami:

$$PV_{RMS}^{(\alpha)} \Big|_{\alpha \in \{0_b, 0_s, 0_f\}} = \sqrt{\sum_{\beta \in \{x, y, z\}} \left(f_{\beta}^{(\alpha)} RMS_{\beta}^{(\alpha)} \right)^2}, \quad (3.1)$$

$$PV_{VDV}^{(\alpha)} \Big|_{\alpha \in \{0_b, 0_s, 0_f\}} = \sqrt[4]{\sum_{\beta \in \{x, y, z\}} \left(f_{\beta}^{(\alpha)} VDV_{\beta}^{(\alpha)} \right)^4}. \quad (3.2)$$

Pojedyncze wartości określające poziom komfortu dla całej konstrukcji są zdefiniowane jako suma wszystkich wartości lokalizacji. Proponowane podejście pozwoli podsumować komfort jako jedną wartość, którą można porównać między różnymi projektami lub różnymi operacjami.

Obowiązują następujące definicje:

$$SV_{RMS}^{(c)} = \sqrt{\sum_{\alpha \in \{0_b, 0_s, 0_f\}} \left(PV_{RMS}^{(\alpha)} \right)^2}, \quad (4.1)$$

$$SV_{VDV}^{(c)} = \sqrt{\sum_{\alpha \in \{0_b, 0_s, 0_f\}} \left(PV_{VDV}^{(\alpha)} \right)^2}. \quad (4.2)$$

Inne definicje (takie jak "running RMS" (BS 6841) i „peak-to-peak” (wartość międzyszczytowa) mogłyby również zostać zastosowane do oceny wpływu pracy żurawia na dyskomfort operatora [3]. Wybór najbardziej odpowiedniego parametru będzie wyborem projektowym i powinien być wykonany w zależności od rodzaju operacji wykonywanej przez żuraw. Można również opracować ogólne procedury optymalizacyjne, skutkujące minimalizacją dyskomfortu, zmieniając na przykład sposób mocowania lub położenie punktów podparcia.

4. Wyniki symulacji

4.1. Przykładowe przebiegi czasowe

Na rys. 7 przedstawiono przykładowe wyniki - wszystkie serie przedstawiają przebiegi czasowe i częstotliwościowe obliczone dla składowej pionowej przyspieszenia siedzenia (pokazano niefiltrowane wyniki). Badany jest efekt tłumienia w punktach mocowania siedzenia. Zazwyczaj przyspieszenie dla układu bez tłumienia byłoby zbyt zachowawcze, nawet w przypadku sztywnego układu siedzenia w niektórych prostych konstrukcjach, w których nie występują elementy tłumiące (występuje tylko tłumienie strukturalne).

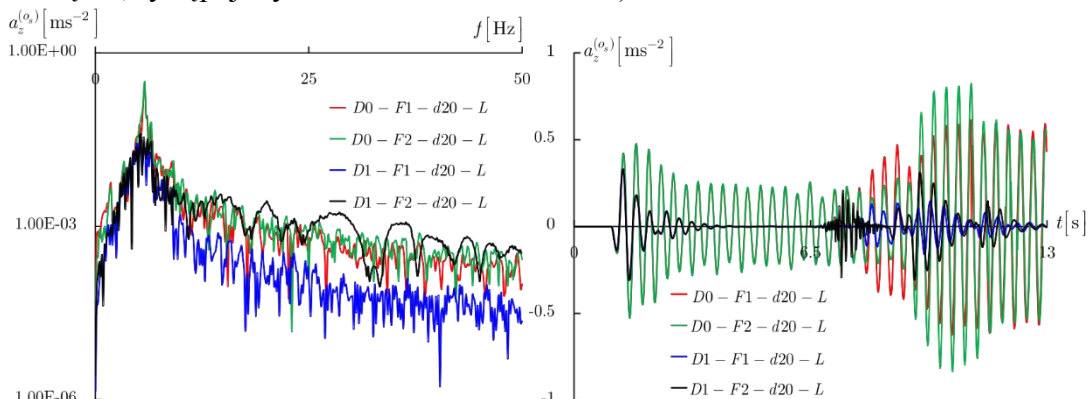


Fig. 7. Accelerations calculated for seat position in z direction; loaded crane with and without damping in seat mount elements. Frequency plots are on the left; time histories are on the right.

Rys. 7. Przyspieszenia siedzenia w kierunku osi z; żuraw obciążony z i bez tłumienia w posadowieniu siedzenia - charakterystyka częstotliwościowa (z lewej), czasowa (z prawej)

Na rys. 8 przedstawiono przyspieszenia obliczone dla parametrów tarcia **Set-2** i pracy z pustym chwytakiem (nieobciążony żuraw).

Podobny zestaw wyników dla podparcia nóg operatora przedstawiono na rys. 9. Efekt tarcia na ruch translacyjny wysięgnika (napęd uruchamiany podczas obrotu) jest wyraźnie widoczny w miejscu oparcia stóp operatora.

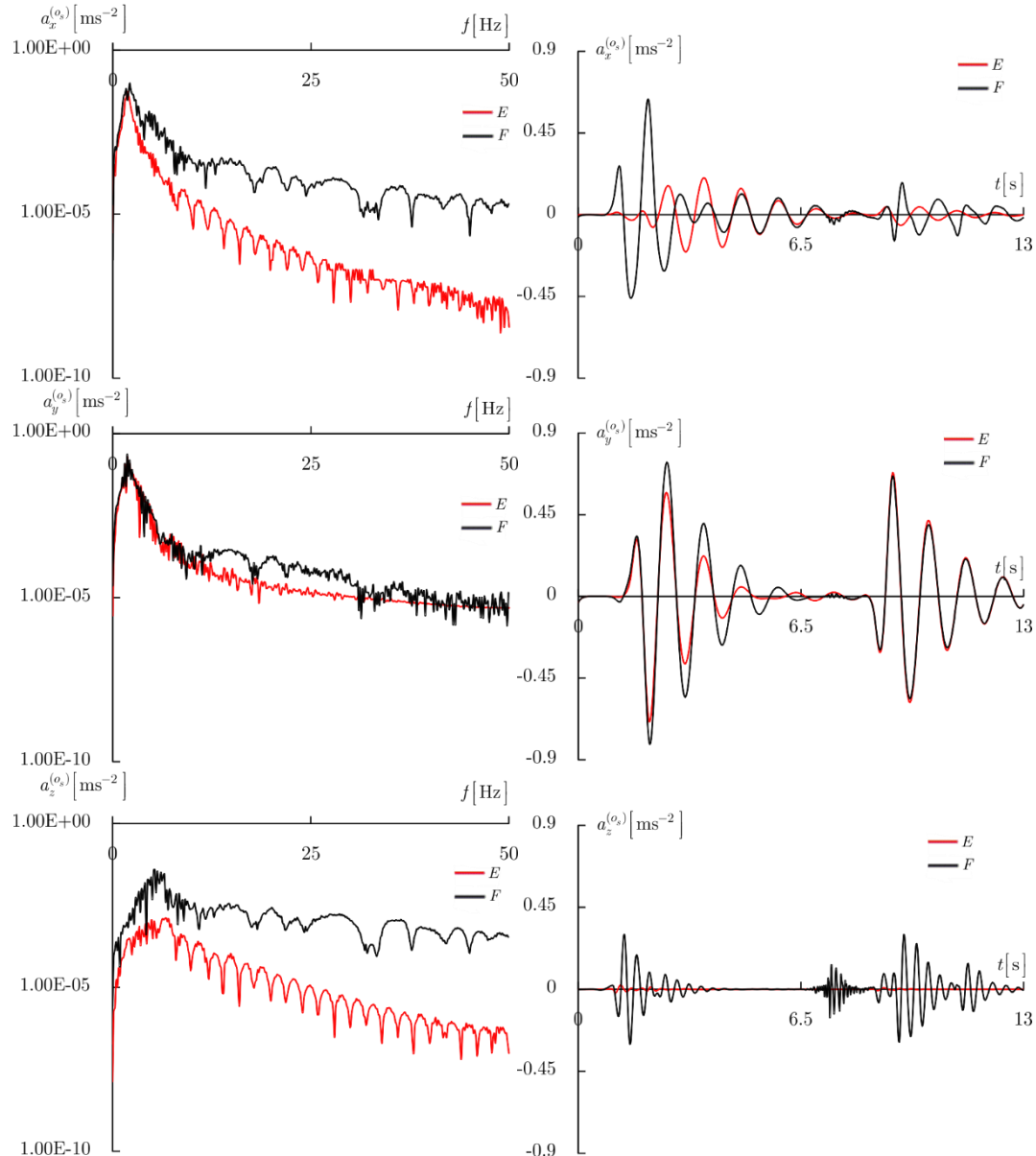


Fig. 8. Accelerations (filtered) calculated for seat position in x, y, z direction operation; with empty and loaded crane (load cases $D1 - F2 - d0 - E$ and $D1 - F2 - d20 - F$). Frequency (filtered) plots on the left; time histories on right.

Rys. 8. Przyspieszenia (filtrowane) siedzenia w kierunku osi x, y, z ; żuraw bez ładunku i obciążony (przypadku obciążenia $D1 - F2 - d0 - E$ and $D1 - F2 - d20 - F$). Charakterystyka częstotliwościowa (filtrowana) (z lewej), czasowa (z prawej)

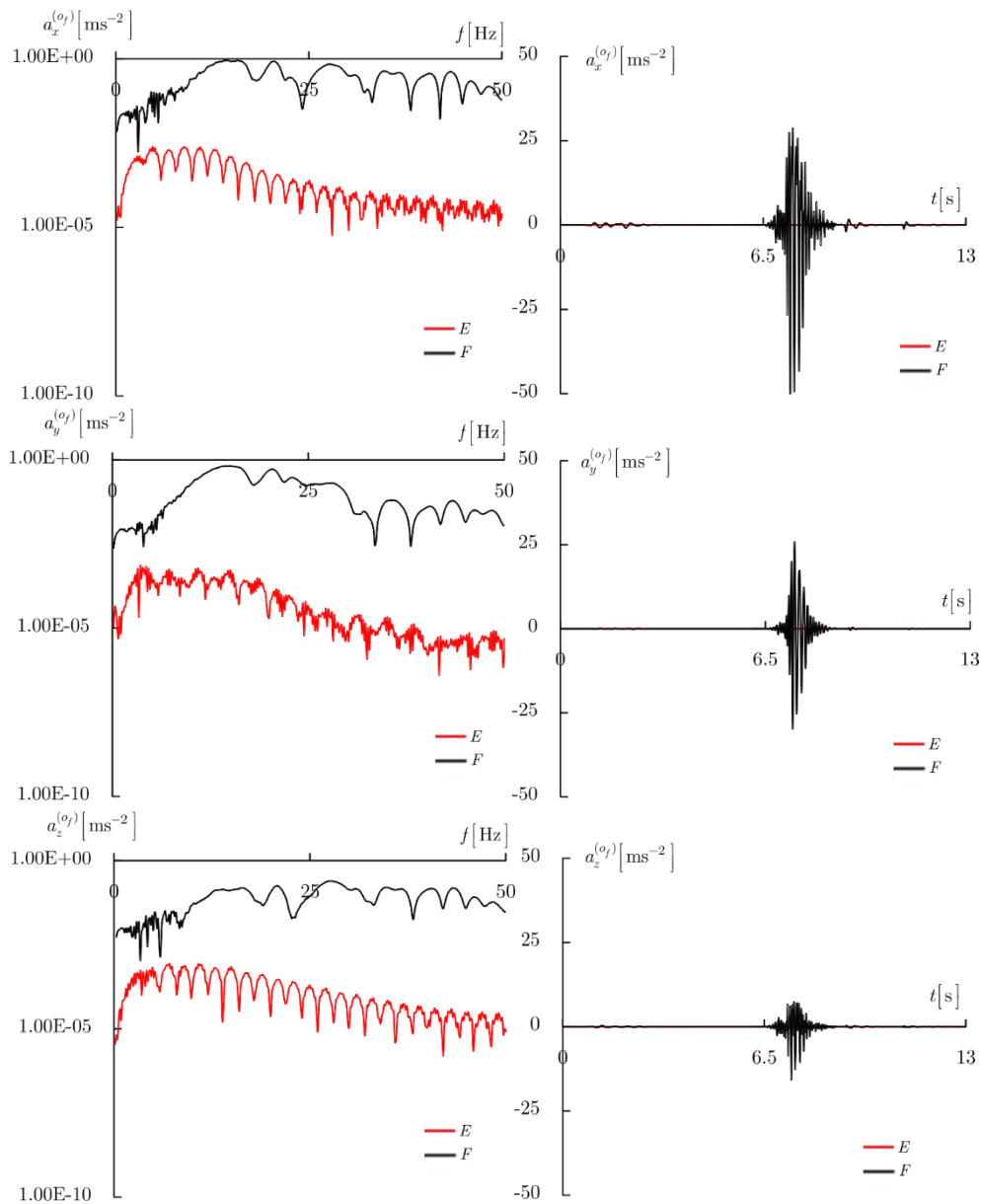


Fig. 9. Accelerations (filtered) calculated for feet rest position in x, y, z direction; operation with empty and loaded crane (load cases $D1 - F2 - d0 - E$ and $D1 - F2 - d20 - F$). Frequency (filtered) plots on the left; time histories on the right.

Rys. 9. Przyspieszenia (filtrowane) w położeniu stóp operatora w kierunku osi x, y, z ; żuraw bez ładunku i obciążony (przypadki obciążenia $D1 - F2 - d0 - E$ i $D1 - F2 - d20 - F$). Charakterystyka częstotliwościowa (filtrowana) (z lewej), czasowa (z prawej)

Wpływ położenia środka ciężkości ładunku ($d = 0\text{cm}$, $d = 10\text{cm}$, $d = 20\text{cm}$) przedstawiono na rys. 10. Wyniki pokazują znaczący wpływ środka ciężkości ładunku (i wywoływanych tym momentów) na dynamikę żurawia. Wysoka wartość siły tarcia powstaje w wysięgniku (podczas fazy ruchu teleskopu) i impulsy są wyraźnie widoczne. Większość z nich jest przenoszona na podłogę i podstawę siedzenia. Zawieszenie siedzenia zapewnia jednak dobrą izolację, a impulsy widoczne między $6\div 9\text{s}$ nie są przenoszone w inne miejsca (takie jak siedzenie i oparcie).

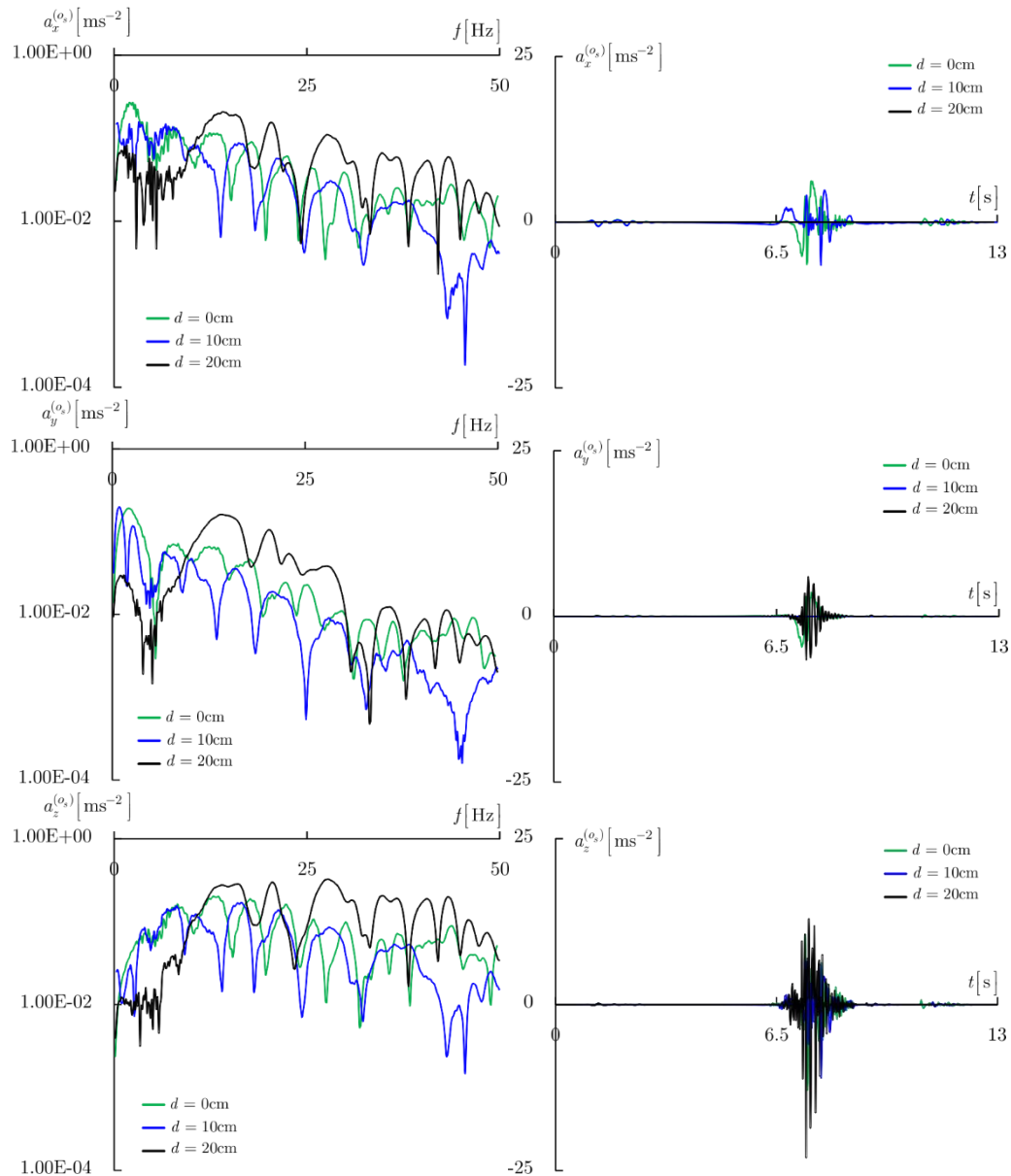


Fig. 10. Accelerations (filtered) calculated for seat base position in x , y , z direction; operation with loaded crane and different d value. Frequency (filtered) plots are on the left; time histories are on the right. Load cases: D1 – F2 – d0 – F, D1 – F2 – d10 – F and D1 – F2 – d20 – F

Rys. 10. Przyspieszenia (filtrowane) siedzenia w kierunku osi x , y , z ; żuraw obciążony i zmienna wartość d . Charakterystyka częstotliwościowa (filtrowana) (z lewej), czasowa (z prawej). Przypadki obciążenia: D1 – F2 – d0 – F, D1 – F2 – d10 – F oraz D1 – F2 – d20 – F

4.2. Poziom drgań - indeksy

W tym rozdziale przedstawiono różne wskaźniki związane z odczuwanym dyskomfortem dla przeanalizowanych scenariuszy operacji żurawia.

Niektóre indeksy dotyczące scenariuszy obciążenia i parametrów projektowych wymienionych w sekcjach 3.2 i 3.1 przedstawiono w tab. 6. Obliczenia przeprowadzono z zestawem tarcia **Set-2** (przypadek $D1 - F2 - d0 - E$).

Table 6. Vibration discomfort parameters, case $D2 - F2 - d0 - E$

Tabela 6. Parametry dyskomfortu drgań: przypadek $D2 - F2 - d0 - E$

Parameter	rigid seat			flexible seat			back			feet		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
RMS	0.01	0.00	0.00	0.06	0.21	0.00	0.07	0.22	0.00	0.01	0.00	0.00
PV_{RMS}		0.01			0.22			0.12			0.00	
SV_{RMS}					0.25							
RMQ	0.01	0.00	0.01	0.10	0.32	0.01	0.10	0.33	0.01	0.03	0.01	0.01
VDV	0.02	0.00	0.01	0.19	0.61	0.01	0.20	0.63	0.01	0.05	0.01	0.02
PV_{VDV}		0.02			0.61			0.63			0.05	
K	20.51	12.68	62.06	5.44	5.21	20.25	5.44	5.03	5.68	54.81	24.95	68.61
C_f	6.90	5.32	11.66	3.21	3.28	6.99	3.20	3.18	3.09	10.64	8.37	11.17

Podobnie, dla żurawia obciążonego ładunkiem oraz charakteryzującego się wartościami współczynników tarcia **Set-1** oraz **Set-2**, wyniki dla parametrów charakterystycznych pokazano w Tab. 7 and 8.

Table 7. Vibration discomfort parameters, case $D1 - F1 - d20 - F$

Tabela 7. Parametry dyskomfortu drgań: przypadek $D1 - F1 - d20 - F$

Parameter	rigid seat			flexible seat			back			feet		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
RMS	0.19	0.04	0.19	0.13	0.24	0.06	0.16	0.25	0.03	0.50	0.09	0.15
PV_{RMS}		0.27			0.28			0.18			0.14	
SV_{RMS}					0.36							
RMQ	0.38	0.09	0.47	0.23	0.36	0.10	0.30	0.37	0.06	1.21	0.19	0.35
VDV	0.72	0.17	0.89	0.44	0.68	0.20	0.56	0.70	0.11	2.30	0.36	0.66
PV_{VDV}		0.97			0.71			0.48			0.58	
K	13.90	20.27	37.11	10.39	4.95	9.98	11.23	4.75	13.14	34.62	22.47	31.63
C_f	6.06	7.10	10.09	4.94	3.40	5.21	5.36	3.23	5.63	9.34	7.72	9.90

Table 8. Vibration discomfort parameters, case $D1 - F2 - d20 - F$

Tabela 8. Parametry dyskomfortu drgań: przypadek $D1 - F2 - d20 - F$

Parameter	rigid seat			flexible seat			back			feet		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
RMS	1.04	0.73	2.01	0.13	0.24	0.07	0.17	0.25	0.04	5.11	3.10	1.38
PV_{RMS}		2.38			0.28			0.18			1.59	
SV_{RMS}					1.63							
RMQ	1.67	1.07	2.45	0.24	0.37	0.15	0.31	0.37	0.07	6.53	2.28	1.64
VDV	3.18	2.04	4.65	0.45	0.69	0.29	0.59	0.71	0.13	12.39	4.33	3.11
PV_{VDV}		4.92			0.73			0.51			3.13	
K	29.38	29.10	53.16	11.69	4.88	9.10	12.21	4.69	8.28	64.23	65.46	44.08
C_f	8.91	8.56	11.87	5.10	3.36	4.59	5.47	3.20	4.30	13.02	12.46	11.09

Niektóre parametry zdefiniowane w sekcji 3.3, obliczone dla założonych parametrów tarcia w połączeniach żurawia, określonych przez **Set-1** i **Set-2**, przedstawiono na rys.

11. Wartości filtrowane RMS , zredukowane do jednej wartości, $SV_{RMS}^{(c)}$, są pokazane (obliczone) jak pokazano na rys. 6. Wyniki są obliczane dla komfortu siedzenia żurawia, gdy zawieszenie siedzenia jest podatne. Dla porównania, wyniki wskazują również poziom RMS , kiedy założono sztywne podparcie.

Czas (w godzinach dla **Set-1** i minutach dla **Set-2**) wymagany do kumulacji pożądanego poziomu wartości energii drgań (tj. $15ms^{-1.75}$) jest zestawiony na rys.

11. Jest to czas obliczony z uwzględnieniem całkowitej wartości energii skojarzonej z drgań wyznaczony zależnością:

$$T_{15}^{(c)} = \left(\frac{15}{\sqrt{\sum_{\alpha \in \{o_b, o_s, o_f\}} (VDV_c^{(\alpha)})^2}} \right)^4 t, \quad (5)$$

gdzie $t = 13s$.

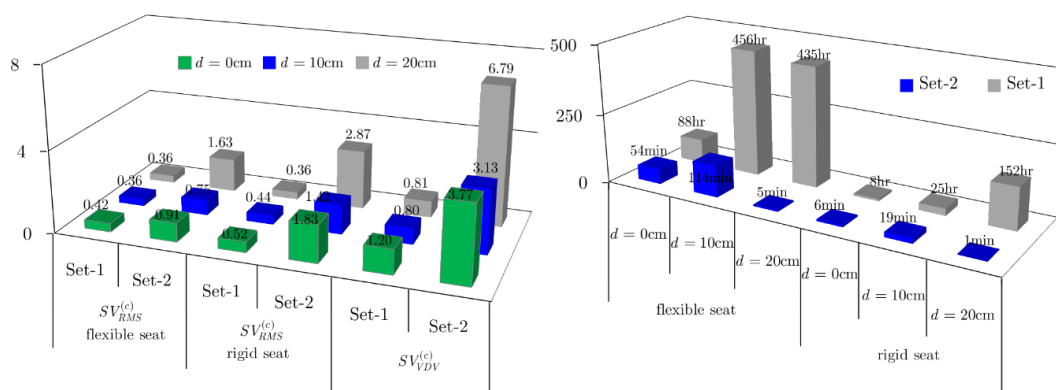


Fig. 11. $SV_{RMS}^{(c)}$ and $SV_{VDV}^{(c)}$ values (left), $T_{15}^{(c)}$ time (right).

Loaded crane operation, friction coefficients: **Set-1** and **Set-2**.

Rys. 11. Wartości wskaźników $SV_{RMS}^{(c)}$ i $SV_{VDV}^{(c)}$ (z lewej), $T_{15}^{(c)}$ (z prawej).

Żuraw obciążony, współczynniki tarcia: **Set-1** i **Set-2**.

Dla współczynników tarcia założonych w **Set-1**, ogólny poziom dyskomfortu można oszacować jako "lekką uciążliwość" podczas pracy z podatnym i sztywnym siedzeniem. Również czas ekspozycji jest duży, szczególnie w przypadku żurawia wyposażonego w podatne siedzenie. Wartości $T_{15}^{(c)}$ pokazują znacznie większą różnicę pomiędzy izolowanymi i sztywnymi siedzeniami. Ponieważ ta miara lepiej pasuje do charakterystyki sygnałów, powinna być ważniejsza niż indeks $SV_{RMS}^{(c)}$. Stąd oczekiwane są znacznie gorsze warunki dla operatora, gdy siedzenie jest sztywno połączone z kolumną. W najgorszym przypadku praca 8 godzin w takich warunkach będzie postrzegana jako poważny / ogromny dyskomfort i potencjalnie niebezpieczny dla zdrowia.

Różną tendencję uzyskuje się dla współczynników tarcia **Set-2**: znacznie gorsze wyniki (większy dyskomfort) zostały obliczone przy manipulowaniu ładunkiem z większym przesunięciem między osią chwytaka a położeniem środka ciężkości ($d = 20cm$). Warunki te generowały podwójną wartość $SV_{RMS}^{(c)}$ i zmniejszyły czas $T_{15}^{(c)}$ do prawie minimum (kilka minut). W przypadku siedzenia z elementami tłumiącymi wartość RMS na poziomie $0.8 \div 1.6$ można sklasyfikować jako umiarkowany dyskomfort, natomiast w przypadku bez takich elementów (sztywne siedzenie) ta sama operacja doprowadzi do bardzo niewygodnego poziomu.

Rozważając czas trwania takiego poziomu drgań, operator nie powinien pracować na "sztywnym siedzeniu", zwłaszcza gdy wystąpi większe tarcie. Zakładając, że nie zawsze są chwytań przy odległości $d = 20cm$, ale najczęściej wokół $d = (0 \div 10)cm$, operator może pracować na żurawiu w ograniczonym czasie $1 \div 2 h$ a wskaźnik VDV uzyskałby wartość nieakceptowalną. Biorąc pod uwagę typowe wykorzystanie żurawia leśnego (czas załadunku / rozładunku nie jest przekraczany zazwyczaj w ciągu dnia), szacunkowe wyniki pokazują, w jaki sposób obecny projekt maszyny może mieć wpływ na aspekty zdrowotne.

Różne wyniki uzyskuje się w przypadku pracy z nieobciążonym żurawiem; w takich warunkach drgania wywołane operowaniem pustym żurawiem nie powodują znacznego dyskomfortu operatora, a poziom tarcia również nie ma istotniejszego znaczenia (dla wskaźników używanych w ocenie dyskomfortu). Dominującym efektem, w przypadku nieobciążonego żurawia, jest ruch spowodowany napędami, a ponieważ nie ma obciążenia (małe siły bezwładności), odczuwany dyskomfort jest praktycznie identyczny. Połączoną wartość dla siedzenia: $SV_{RMS}^{(Os)} = 0.25$ (oba zestawy tarcia) można sklasyfikować jako "niekomfortową".

Przedstawione wyniki obejmują tylko jedną konfigurację zawieszenia siedzenia. Zwykle wykonuje się szereg iteracji w celu znalezienia właściwej równowagi pomiędzy pożądanym komfortem i ograniczeniami konstrukcyjnymi.

4. Wnioski

Przedstawiony model matematyczny oraz oprogramowanie komputerowe posłużyły do analizy wpływu tarcia na pracę operatorów żurawi. Obliczone odpowiedzi dynamiczne mogą być przydatne dla projektantów we wczesnej fazie projektowania urządzeń tego typu. Przedstawione wyniki potwierdzają, że wysokie wartości współczynników tarcia mogą mieć znaczący wpływ na dyskomfort pracy operatora. Dyskomfort pracy operatorów żurawi należy wziąć pod uwagę już w początkowej fazie projektowania.

Model przedstawiony w niniejszym pracy można zastosować do wielu innych aspektów typowych scenariuszy roboczych żurawi. W niniejszej pracy bardziej szczegółowo analizowane są tylko przyspieszenia wybranych punktów konstrukcji, jednak model komputerowy pozwala badać znacznie więcej parametrów, takich jak obciążenia w określonych podzespołach, wpływ funkcji napędowej na te obciążenia, możliwa jest zatem optymalizacja parametrów geometrycznych i sztywności. Istotna jest także prostota i skuteczność modelu, zwłaszcza w przypadku badania konkretnych aspektów układu, w przypadku wykonywania obliczeń wariantowych.

Bardziej zaawansowane modele, uwzględniające na przykład podatność elementów nośnych, mogą również być właściwym kierunkiem dla bardziej szczegółowej analizy drgań i komfortu. Można to rozwiązać w podobny sposób, jak przedstawiono w tej pracy, tj. poprzez rozszerzenie modelu. Wadą będzie czas potrzebny na analizy oraz fakt, że wymagane są bardziej złożone dane wejściowe.

Literatura

1. Augustynek K, Urbaś A. Comparison of bristles' friction models in dynamics analysis of spatial linkages. *Mechanics Research Communications* 2017; doi.org/10.1016/j.mechrescom.2017.01.003.
2. Åström K J, Canudas-de-Witt C. Revisiting the LuGre model. *IEEE Control Systems Magazine*. Institute of Electrical and Electronics Magazine 2008; 28(6): 101-114, doi: 10.1109/MCS.2008.929425
3. Cann A P, Salmoni A W, Vi P, Eger T R. An exploratory study of whole-body vibration exposure and dose while operating heavy equipment in the construction industry. *Applied Occupational and Environmental Hygiene* 2003; 18: 999-1005.
4. Courtney-Pratt J S, Eisner E. The effect of a tangential force on the contact of metallic bodies. *Proceedings of the Royal Society* 1957; A: 529-550.
5. Craig J J. Introduction to robotics. *Mechanics and control*. Addison-Wesley Publishing Company, Inc., 1989.

6. BS 6841. Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock. British Standard, 1987.
7. Denavit J, Hartenberg R S. A kinematic notation for lower-pair mechanisms based on matrices. *Journal of Applied Mechanics* 1995; 23: 215-221.
8. Giacomini M, Hacaambwa T M. Performance of ISO2631 and BS6841 Comfort Criteria for Evaluating Automobile Road Vibrations, O1A1083, ATA 7th International Conference on the Role of Experimentation in the Modern Automotive Product Development Process, Florence, Italy, May 23-25, 2001.
9. Griffin M J. *Handbook of Human Vibration*. Elsevier Academic Press, 1990.
10. ISO 2631-1. Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole body vibration. Part 1: General requirements. International Organization for Standardization, 1997.
11. Jurevič E I (ed.). *Dynamics of robot control*. Nauka. Moscow: 1984. (in Russian)
12. La Hera P X, Morales D O. Non-linear dynamics modelling description for simulating the behavior of forestry cranes. *International Journal of Modelling Identification and Control* 2014; 21(2): 125-138.
13. La Hera P, Morales D O. Model-based development of control systems for forestry cranes. *Journal of Control and Science and Engineering* 2015; vol., no. ID 256951: doi:10.1155/2015/256951.
14. Legnani G, Casalo F, Righettini P, Zappa B. A homogeneous matrix approach to 3D kinematics and dynamics – I. Theory, *Mechanism and Machine Theory* 1996; 31(5): 586-605.
15. Legnani G, Casalo F, Righettini P, Zappa B. A homogeneous matrix approach to 3D kinematics and dynamics – II. Applications to chains of rigid bodies and serial manipulators. *Mechanism and Machine Theory* 1996; 31(5): 573-587.
16. Mansfield N J. *Human response to vibration*. CRC Press LLC, Boca Raton, Florida, 2004.
17. Marques F, Flores P, Pimenta Claro J C, Lankarani H M. A survey and comparison of several friction force for dynamic analysis of multibody mechanical systems. *Nonlinear Dynamics* 2016; 86(3): 1407-1443, doi:10.1007/s11071-016-2999-3.
18. Morales D O, Westerberg S, La Hera P X, Mettin U, Freidovich L, Shiriaev A S. Increasing the level of automation in the forestry logging process with crane trajectory planning and control. *Journal of Field Robotics* 2014; 31(3): 343-363.
19. Papadopoulos E, Sarkar S. On the dynamic modeling of an articulated electrohydraulic forestry machine. in: *Proceedings of the 1996 AIAA Forum on Advanced Developments in Space Robotics*, WI, 1-2 August, 1996.
20. Papadopoulos E, Frenette R, Mu B, Gonthier Y. On the modeling and control of an experimental harvester machine manipulator. in: *Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, Grenoble, France, 8-12 September, 1997.
21. Pennestri E, Rossi V, Salvini P, Valentini P P. Review and comparison of dry friction force models. *Nonlinear Dynamics* 2016; 83(4): 1785-1801.
22. Posiadala B. Influence of crane support system on motion of the lifted load. *Mechanism and Machine Theory* 1997; 32(1): 9-20.
23. Posiadala B. Modeling and analysis of the dynamics of load carrying system. in: *Proc. of World Congress on Engineering and Computer Science*, San Francisco, USA, 2012.

24. Posiadala B, Warys P, Cekus D, Tomala M. The dynamics of the forest crane during the load carrying. *International Journal of Structural Stability and Dynamics* 2013; 13(7), doi: 10.1142/S0219455413400130.
25. Stribeck R. Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager, *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure* 2013; 46(36).
26. Urbaś A. Analysis of flexibility of the support and its influence on dynamics of the grab crane. *Latin American Journal of Solids and Structures* 2013; 10(1): 109-121.
27. Urbaś A. Application of the Dahl friction model in the dynamics analysis of grab cranes, *MATEC Web of Conferences* 8347, 03008. doi: 10.1051/mateconf/2016CSNDD201668303008, 2016.
28. Urbaś A. Computational implementation of the rigid finite element method in the statics and dynamics analysis of forest cranes. *Applied Mathematical Modelling* 2017; 46: 750-762, doi: 10.1016/j.apm.2016.08.006.
29. Urbaś A, Harlecki A. Application of the rigid finite element method and the LuGre friction model in the dynamic analysis of the grab crane. in: *Proceedings of 4th Joint International Conference on Multibody System Dynamics*, Montreal, Canada, May 29-June 2, 2016.
30. Urbaś A, Szczotka M. Modelling friction phenomena in the dynamics analysis of forest cranes. *Engineering Transactions* 2016; 64(4): 393-400.
31. Szczotka M. Simulation and optimisation of the steering kickback performance. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 2011; 49(1): 187-208.
32. Wittbrodt E, Szczotka M, Maczyński A, Wojciech S. *Rigid Finite Element Method in Analysis of Dynamics of Offshore Structures*. Ocean Engineering & Oceanography. Springer. Berlin-Heidelberg: 2013.