

Andrzej NOWAK, Marek SITARZ, Katarzyna CZAPLA
Konrad KACZMAREK, Tomasz WOJDYŁA

WPLYW WYBRANYCH PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNO – EKSPLOATACYJNYCH POJAZDU SZYNOWEGO NA JEGO CHARAKTERYSTYKI AMPLITUDOWO-CZĘSTOTLIWOŚCIOWE

Streszczenie. W pracy sformułowano model fizyczny i matematyczny drgań pojazdu szynowego przy uwzględnieniu układu pojazd szynowy - tor. Zbadano wrażliwość widma częstości drgań własnych i charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych wagonu ze względu na parametry konstrukcyjno-eksploatacyjne, w tym ze względu na sztywność amortyzatorów, sztywność jezdni oraz prędkość jazdy. Zamieszczono wyniki obliczeń numerycznych częstości drgań własnych wagonu pełnego oraz przebiegi drgań wagonu przy wymuszeniu harmonicznym zmiennym.

INFLUENCE OF THE DESIGN - EXPLOATATION PARAMETERS ON THE FREQUENCY CHARACTERISTICS OF THE RAILWAY VEHICLE

Summary. In the paper the physical and mathematical model of the vibrations of the railway vehicle regard to the stiffness of the shock absorbers, the track and the drive velocity. The sensitivity analysis of the natural frequencies and the frequency characteristics of the railway vehicle regard to the design parameters were investigated. There results of numerical calculations are presented in the range of the natural frequencies values and in term of the frequencies characteristics diagrams.

1. WSTĘP

Dynamika ruchu pojazdu szynowego jest wciąż aktualnym problemem badawczym z uwagi na potrzeby modernizacji w kraju tych środków transportowych przy ogólnej tendencji do wzrostu prędkości eksploatacyjnych. Studium dynamiki pojazdów szynowych przy zastosowaniu metod numerycznych, a w szczególności analiza ich drgań ma istotne znaczenie na etapie projektowania pojazdów szynowych i ich podzespołów z uwagi na zapewnienie komfortu oraz bezpieczeństwa jazdy. Podczas eksploatacji pojazdów w zależności od warunków terenowych oraz prędkości jazdy istnieje możliwość wystąpienia drgań rezonansowych wagonu, w tym pudła, które są głównym czynnikiem obniżającym trwałość elementów

układu jezdego, jak również są przyczyną pogorszenia komfortu jazdy. Jednym z głównych zadań projektowych dla tego rodzaju pojazdów jest problem wibroizolacji wagonu (pudła) realizowany praktycznie przez elastyczne zawieszenie zestawów kołowych. Najczęściej stosowane są amortyzatory sprężynowe, których skuteczność działania jest w wielu przypadkach mało wystarczająca. Aby polepszyć komfort jazdy i warunki eksploatacji celowe zdaje się zastosowanie dodatkowo innych rodzajów tłumików (pneumatycznych, hydraulicznych).

W pracy sformułowano przestrzenny model drganiowy wagonu przy zastosowaniu metody sztywnych elementów skończonych (SES)[1]. W modelu tym uwzględniono podatności wszystkich głównych podukładów i elementów wagonu, w tym również toru jezdego z podtorzem. Opierając się na modelu drganiowym przeprowadzono analizę wrażliwości widma częstości drgań własnych oraz charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych ze względu na parametry projektowe, w tym ze szczególnym uwzględnieniem sztywności amortyzatorów i ich tłumienia. Główne czynniki określające wrażliwość charakterystyk dynamicznych pojazdu szynowego wyróżniono na rys.1, dokonując podziału na czynniki strukturalne oraz parametryczne. Wrażliwość parametryczna charakterystyk zależy przede wszystkim od rozkładu masy i sztywności układu oraz prędkości jazdy. Uwzględniono również niedokładności geometryczne układu jezdego, w tym nieprostoliniowość jezdni i asymetrię geometrii kół. Do głównych czynników strukturalnych zaliczono rodzaj pojazdu (wagon osobowy lub towarowy albo lokomotywa) oraz rodzaj zastosowanego napędu – elektryczny lub spalinowy. Zamieszczono wyniki obliczeń przeprowadzonych eksperymentów numerycznych w postaci wykresów charakterystyk amplitudowych dla wagonu pełnego.

2. MODEL DRGANIOWY WAGONU

Pojazd szynowy jako układ mechaniczny jest złożonym modelem dynamicznym, w którym można wyodrębnić jako główne podukłady: nadwozie (pudło), dwa wózki z ramą i zestawy kołowe, połączone za pośrednictwem amortyzatorów z ramami wózków oraz tor jezdny z szynami i podtorzem. Dokonując dekompozycji pojazdu na podstawowe podukłady wyodrębniono reakcje więzów pomiędzy nimi, zaznaczone na rys.2. Uwzględniając podatność zawieszenia oraz toru jezdego wyróżniono siły oddziaływań sprężysto-tłumieniowych pomiędzy podukładami w modelu drganiowym w postaci reakcji więzów.

Model drganiowy wagonu w postaci przestrzennego modelu SES, złożonego z 7 bryłowych elementów sztywnych o 6 stopniach swobody każdy oraz z 22 sprężysto-tłumieniowych elementów pokazano na rysunku 3. Wyróżniono masowe odcinki toru jezdego, które zaliczono do mas zestawów kołowych oraz sztywność gruntu. W układzie występuje 8 elementów EST – amortyzatorów drgań pionowych zestawów kołowych o numerach 3, 3', 4, 4', 5, 5', 6, 6' oraz cztery amortyzatory drgań poprzecznych osi zestawów (w kierunku osi y) o numerach 12, 12', 13, 13'. Elementy sprężysto-tłumieniowe o numerach 7, 7', 8, 8', 9, 9', 10, 10' reprezentują sztywności toru wraz z podtorzem. Parametry obliczeniowe modelu drganiowego i ich wartości podano w pracy [2].

Każdy z elementów masowych SES jest bryłą przestrzenną o 6 stopniach swobody, dla której wyszczególniono przemieszczenia liniowe (u_i , v_i , w_i) oraz kątowe (φ_i , ψ_i , γ_i) zapisane w postaci macierzy kolumnowej współrzędnych uogólnionych elementu:

$$q_i = [u_i, v_i, w_i; \varphi_i, \psi_i, \gamma_i]^T \quad (1)$$

ANALIZA WRAŻLIWOŚCI RUCHU POJAZDU SZYNOWEGO

1. WRAŻLIWOŚĆ STRUKTUR

1.1. RODZAJ POJAZDU
 1.1.1. LOKOMOTYWA
 1.1.1.1. ELEKTRYCZNA
 1.1.1.2. SPALINOWA
 1.1.2. WAGON
 1.1.2.1. OSOBOWY
 1.1.2.2. TOWAROWY

1.2. PARAMETR TECHNICZNY
 1.2.1. MASA WŁASNA
 1.2.2. ŁADOWNOŚĆ
 1.2.3. ROZSTAW OSI
 1.2.4. MOC SILNIKA

1.3. ZESTAW ZŁOŻONY
 (LOKOMOTYWA + WAGONY)
 LUB SKŁAD POJEDYNCZY

2. WRAŻLIWOŚĆ PARAMETRYCZNA

2.1. PRĘDKOŚĆ JAZDY V_0
 2.1.1. ŚREDNIA
 2.1.2. ZWIĘKSZONA

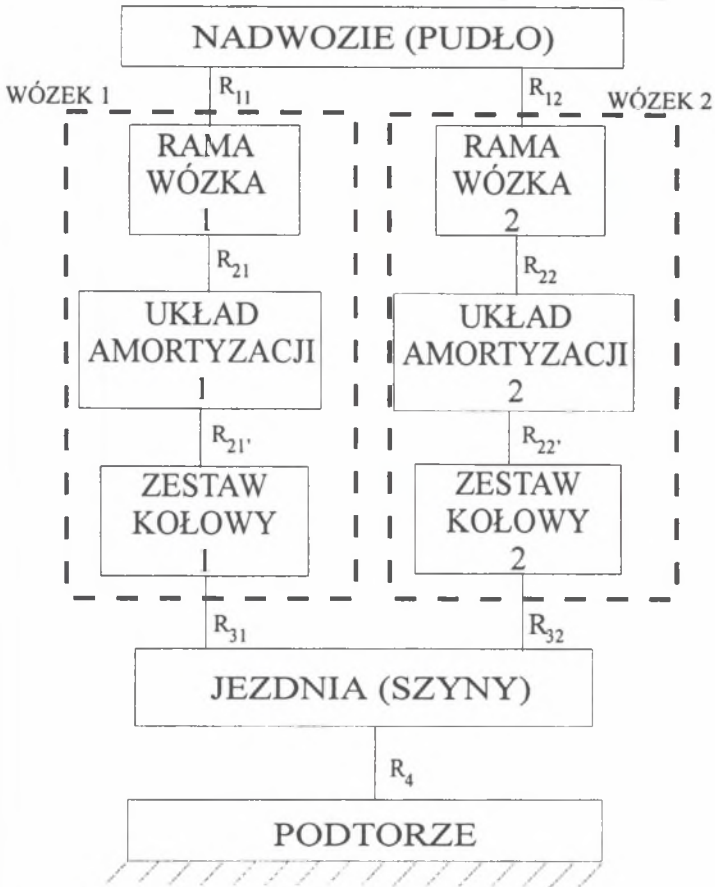
2.2. SZTYWNOŚĆ I MASA UKŁADU
 2.2.1. SZTYWNOŚĆ
 AMORTYZATORÓW
 2.2.2. SZTYWNOŚĆ JEZDNI I SZYN
 2.2.3. PODATNOŚĆ GRUNTU
 2.2.4. PODATNOŚĆ UKŁADU
 NAPĘDOWEGO
 2.2.5. ASYMETRIA SZTYWNOŚCI
 JEZDNI
 2.2.6. MASA POJAZDU I ŁADUNKU

2.3. PARAMETRY MECHANICZNE
 JAZDY
 2.3.1. MOMENT NAPĘDOWY
 SILNIKA
 2.3.2. MOC, INDUKCJA SILNIKA

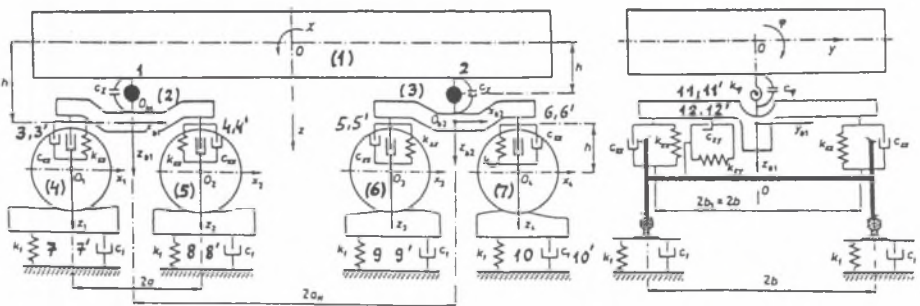
2.4. IMPERFEKCJE GEOMETRYCZNE
 I FIZYCZNE
 2.4.1. NIEPROSTOLINIOWOŚĆ
 JEZDNI
 2.4.2. STOŻKOWATOŚĆ KÓŁ
 2.4.3. RÓŻNICE ŚREDNIC KÓŁ
 2.4.4. ASYMETRIA SIŁ NAPĘDOWYCH
 KÓŁ

2.4.5. ASYMETRIA OPORÓW
 RUCHU KÓŁ I SIŁ TARCIA

Rys.1. Czynniki wrażliwe charakterystyk dynamicznych pojazdu szynowego
 Fig.1. Sensitivity factors of the dynamical characteristics of the railway vehicle



Rys.2. Dekompozycja pojazdu szynowego na podukłady
 Fig.2. Decomposition of the railway vehicle on the subsystems



Rys.3. Model drganiowy pojazdu szynowego
 Fig.3. Vibrating model of the railway vehicle

Układ ma zatem 42 stopnie swobody, jego współrzędne opisowe przedstawiono w postaci macierzy kolumnowej współrzędnych uogólnionych wagonu: $\mathbf{q} = [q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7]$. Macierz bezwładności i -tego elementu stanowi macierz diagonalną, określoną względem środka C_i masy:

$$\mathbf{M}_i = [\mathbf{m}_i, \mathbf{I}_{ci}] = \text{diag} [m_i, m_i, m_i, I_{cxi}, I_{cxi}, I_{cxi}] \quad (2)$$

Na podstawie macierzy (2) generowana jest globalna macierz bezwładności układu:

$$\mathbf{M} = \text{diag} [\mathbf{M}_1, \mathbf{M}_2, \mathbf{M}_3, \mathbf{M}_4, \mathbf{M}_5, \mathbf{M}_6, \mathbf{M}_7] \quad (3)$$

W następnej kolejności określimy macierz sztywności elementu EST_i układu będącą macierzą diagonalną:

$$\mathbf{C}_i^* = \text{diag} [c_{xi}, c_{yi}, c_{zi}; c_{\varphi i}, c_{\psi i}, c_{\gamma i}] \quad (4)$$

Macierz sztywności (5) elementu jest sprowadzana do układów współrzędnych incydentnych elementów bryłowych o numerach k_1, k_2 , wykorzystując zależności [1]:

$$\mathbf{C}_i = \mathbf{T}_{ik} \mathbf{C}_i^* \mathbf{T}_{ik}^T = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{ij} & \mathbf{C}_{ik} \\ \mathbf{C}_{ik}^T & \mathbf{C}_{kk} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

gdzie \mathbf{T}_{ik} jest macierzą transformacji zmiennych [1] o postaci:

$$\mathbf{T}_{ik} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{ik} & \mathbf{P}_{ik} \\ \mathbf{0} & \mathbf{E} \end{bmatrix}, \quad (6)$$

gdzie \mathbf{A}_{ik} , \mathbf{P}_{ik} są odpowiednio macierzą rotacyjną (obrotu) oraz macierzą translacyjną o postaciach:

$$\mathbf{C}_{ik} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{P}_{ik} = \begin{bmatrix} 0 & z_{ik} & -y_{ik} \\ -z_{ik} & 0 & x_{ik} \\ y_{ik} & -x_{ik} & 0 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

gdzie $c_{ij} = \cos \alpha_{ij}$, $i=1,2,3$, $j=1,2,3$.

Na podstawie zredukowanych macierzy sztywności \mathbf{C}_i elementów o postaci (5) jest generowana globalna macierz sztywności wagonu \mathbf{C} o strukturze macierzy "klatkowej", tzn. podmacierze (1) są rozmieszczone w pasmach o numerach k_1, k_2 incydentnych elementów SES [1]. Podobnie generowana jest globalna macierz tłumienia układu \mathbf{B} . W ten sposób można napisać macierzowe równanie drgań wymuszonych pojazdu:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B} \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C} \mathbf{q} = \mathbf{B}_0 \dot{\mathbf{z}}_0 + \mathbf{C}_0 \mathbf{z}_0, \quad (8)$$

Macierz \mathbf{z}_0 oznacza macierz wymuszeń kinematycznych pojazdu od drgań podłoża dla 8 kół:

$$\mathbf{z}_0 = [z_{01} z_{02} z_{03} z_{04} z_{05} z_{06} z_{07} z_{08}], \quad (9)$$

gdzie $\mathbf{Z}_{0i} = [0, 0, z_{0i}]$, $i = 1, 2, \dots, 8$, $z_{0i} = Z_{0i} \sin \omega t$ w przypadku wymuszeń harmonicznym zmiennych.

3. ANALIZA WIDMOWA DRGAŃ WAGONU METODĄ IMPEDANCJI

Zakres analizy modalnej obejmuje wyznaczanie widma częstości drgań własnych i charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych układu. Stosując metodę impedancji przyjmujemy podstawienia:

$$\mathbf{q} = \mathbf{X}(j\omega) e^{j\omega t}, \quad \mathbf{F}(t) = \mathbf{F}_0 e^{j\omega t}, \quad x_0 = X_0 e^{j\omega t}. \quad (10)$$

Wtedy równanie (8) sprowadzimy do układu równań algebraicznych:

$$[(\mathbf{C} + \mathbf{B} j\omega) - \mathbf{M} \omega^2] \mathbf{X}(j\omega) = \mathbf{F}_0 + (\mathbf{C}_0 + \mathbf{B}_0 j\omega) \mathbf{Z}_0, \quad (11)$$

gdzie \mathbf{Z}_0 jest macierzą kolumnową amplitud przemieszczeń podłoża (wymuszeń kinematycznych).

Równaniu (11) można również nadać inną postać, wprowadzając pojęcie macierzy sztywności dynamicznych \mathbf{Z} :

$$\mathbf{Z}(j\omega) \mathbf{X}(j\omega) = \mathbf{W}_0(j\omega) \Rightarrow \mathbf{X}(j\omega) = \mathbf{Y}(j\omega) \mathbf{W}_0(j\omega), \quad (12)$$

gdzie

$$\mathbf{Y}(j\omega) = \mathbf{Z}^{-1}(j\omega) = [(\mathbf{C} - \mathbf{M} \omega^2) + \mathbf{B} j\omega] \quad (13)$$

jest macierzą zespolonych podatności dynamicznych.

Na podstawie (12) określamy rzeczywiste amplitudy drgań oraz charakterystyki amplitudowe, stanowiące funkcję częstości wymuszenia ω :

$$A_i(\omega) = |X_i(j\omega)| = \sqrt{\operatorname{Re}^2 X_i + \operatorname{Im}^2 X_i}. \quad (14)$$

Widmo częstości drgań własnych wyznaczmy na podstawie równania charakterystycznego:

$$|\mathbf{C} - \mathbf{M} \omega^2| = 0. \quad (15)$$

Rozwiązując równanie wielomianowe (15) uzyskamy widmo częstości drgań własnych. Dla przyjętego modelu drganiowego wagonu równanie to przedstawia układ 42 równań algebraicznych.

4. WPŁYW SZTYWNOŚCI AMORTYZATORÓW I GRUNTU

Zgodnie z opracowanym programem obliczeń zbadano wpływ sztywności amortyzatorów wózków i nadwozia oraz sztywności gruntu (podłoża) na rozkład częstości drgań własnych oraz charakterystyki amplitudowe wagonu. W przyjętym modelu drganiowym (rys. 1) elementy EST odpowiadające amortyzatorom są oznaczone numerami 3, 3', 4, 4', 5, 5', 6, 6', natomiast EST dla sztywności gruntu posiadają numery 7, 7', 8, 8', 9, 9', 10, 10'. Rozpatrzono wymuszenia kinematyczne o amplitudach Z_{0i} , $i = 1, 2, \dots, 8$, przyjmując ich równe amplitudy oraz częstości:

$Z_{0i} = Z_0 = 0.01$ [m], $\omega_i = \omega$, gdzie $0 \leq \omega \leq 600 \left[\frac{rd}{s} \right]$, co odpowiada zakresowi częstości $0 \leq f \leq 100$ Hz. Obliczone częstości drgań własnych wagonu pełnego wynoszą:

$$f_1 = 1.94 \text{ Hz}, f_2 = 3.27 \text{ Hz}, f_3 = 4.63 \text{ Hz}, f_4 = 5.21 \text{ Hz}, f_5 = 8.74 \text{ Hz}, f_6 = 10.11 \text{ Hz}.$$

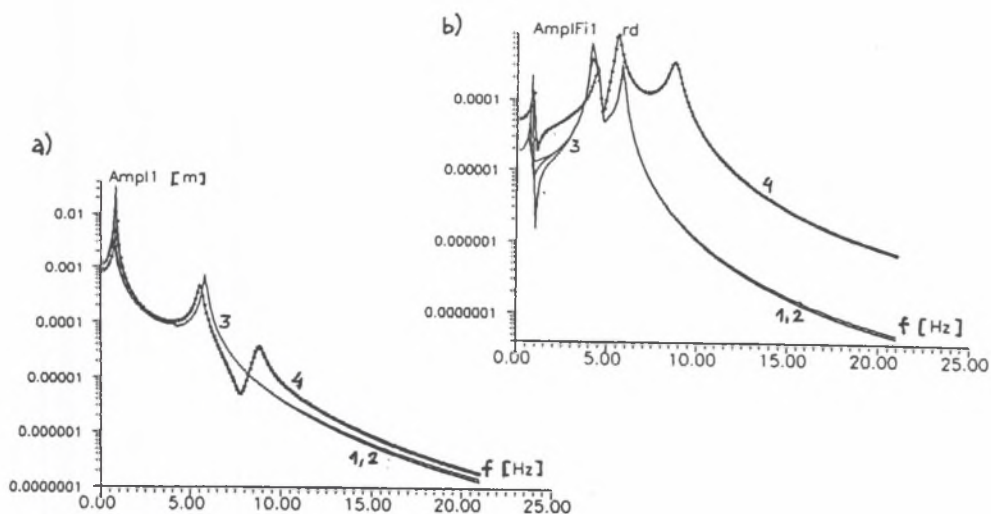
Na podstawie obliczonych częstości drgań własnych, przyjmując promień koła $r = 0.5$ m oraz przełożenie mechanizmu napędowego $p = 20$ określono prędkości krytyczne jazdy wagonu pełnego z maksymalnym załadowaniem:

$$v_1 = 33.75 \text{ km/h}, v_2 = 56.9 \text{ km/h}, v_3 = 80.6 \text{ km/h}, v_4 = 90.65 \text{ km/h}, v_5 = 152.1 \text{ km/h}.$$

Tablica 1

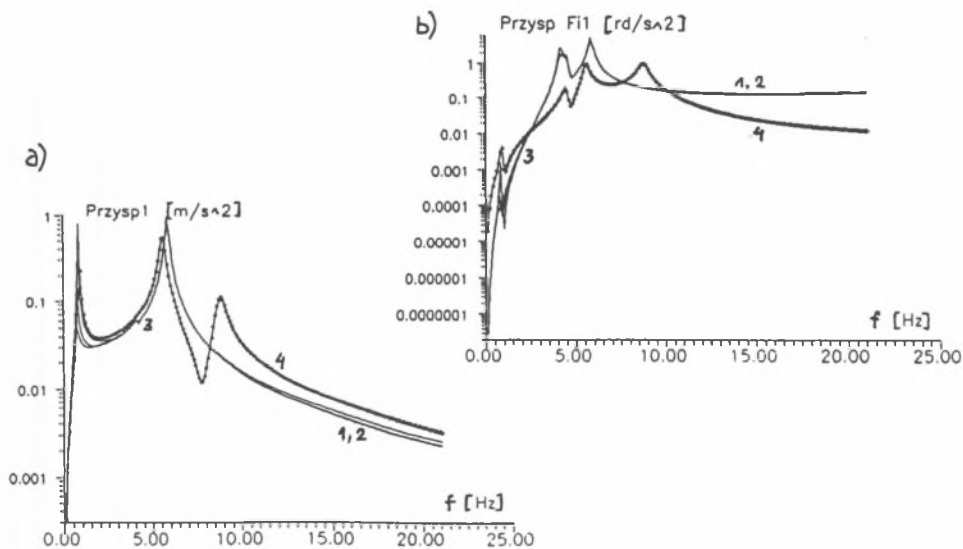
Wrażliwość częstości drgań własnych ze względu na sztywność amortyzatora i gruntu

| C_i | c_a | f [Hz] | | | | | | |
|-----------------------|-------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | f_1 | f_2 | f_3 | f_4 | f_5 | f_6 | F_7 |
| 1000 | 100 | 0.961 | 2.228 | 3.921 | 3.938 | 4.021 | 7.267 | 8.428 |
| | 200 | 1.234 | 2.771 | 4.061 | 4.122 | 4.983 | 5.499 | 8.570 |
| | 500 | 1.656 | 3.161 | 4.348 | 4.596 | 6.128 | 8.205 | 9.046 |
| | 800 | 1.838 | 3.241 | 4.519 | 4.953 | 7.542 | 8.911 | 9.568 |
| | 2000 | 2.068 | 3.305 | 4.801 | 5.655 | 11.47 | 11.65 | 11.75 |
| c_a / c_i [kN/m] | 100 | 0.921 | 1.112 | 3.243 | 4.312 | 8.564 | 9.532 | 10.07 |
| | 200 | 1.032 | 1.524 | 3.422 | 4.411 | 8.583 | 9.535 | 10.07 |
| | 500 | 1.525 | 2.353 | 3.912 | 4.715 | 8.645 | 9.564 | 10.08 |
| | 800 | 1.812 | 2.945 | 4.362 | 5.012 | 8.703 | 9.586 | 10.10 |
| | 2000 | 2.291 | 4.485 | 5.775 | 6.193 | 9.014 | 9.715 | 10.11 |



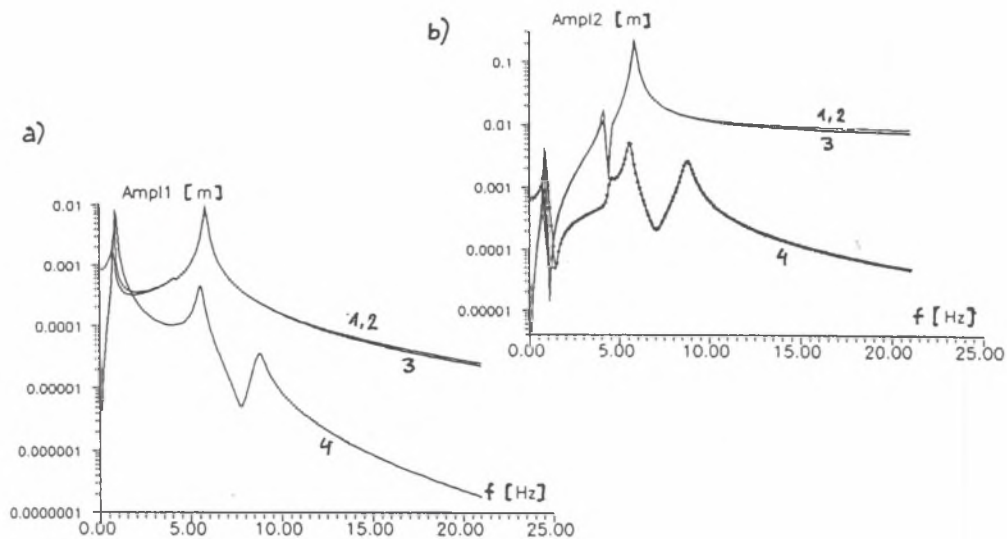
Rys.4. Charakterystyki amplitudowe nadwozia i kąta obrotu (wymuszenie kinematyczne)

Fig.4. Frequencies characteristics of the railway vehicle for kinematical force



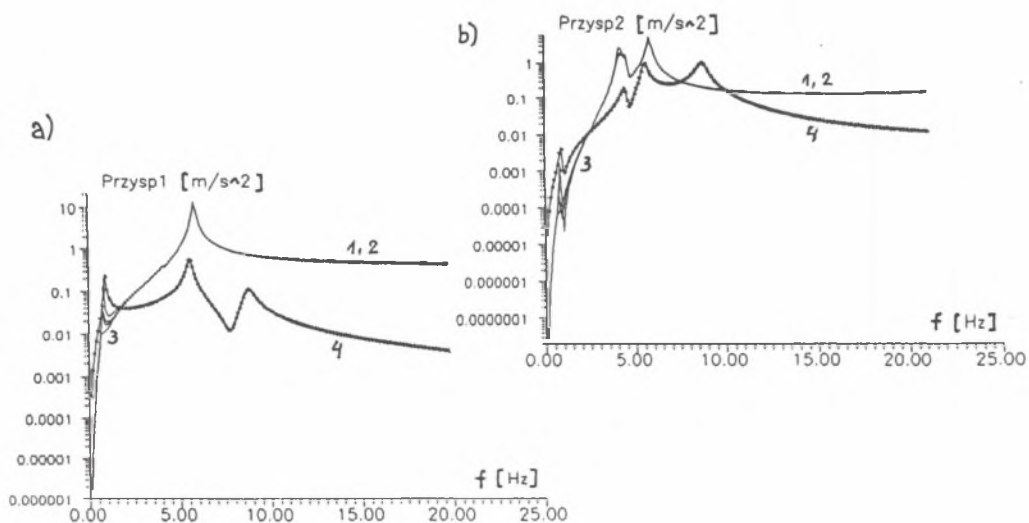
Rys.5. Charakterystyki przyspieszenia wagonu dla wymuszenia kinematycznego

Fig.5. Frequencies characteristics of the acceleration of the vehicle for kinematical force



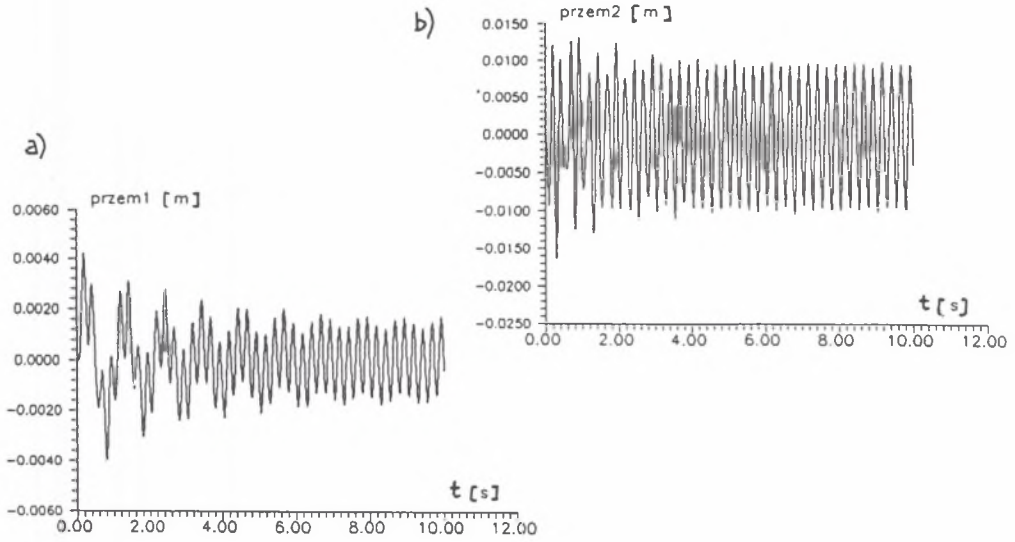
Rys.6. Charakterystyki amplitudowe wagonu dla wymuszenia bezwładnościowego

Fig.6. Frequencies characteristics of the vehicle for the inertial force

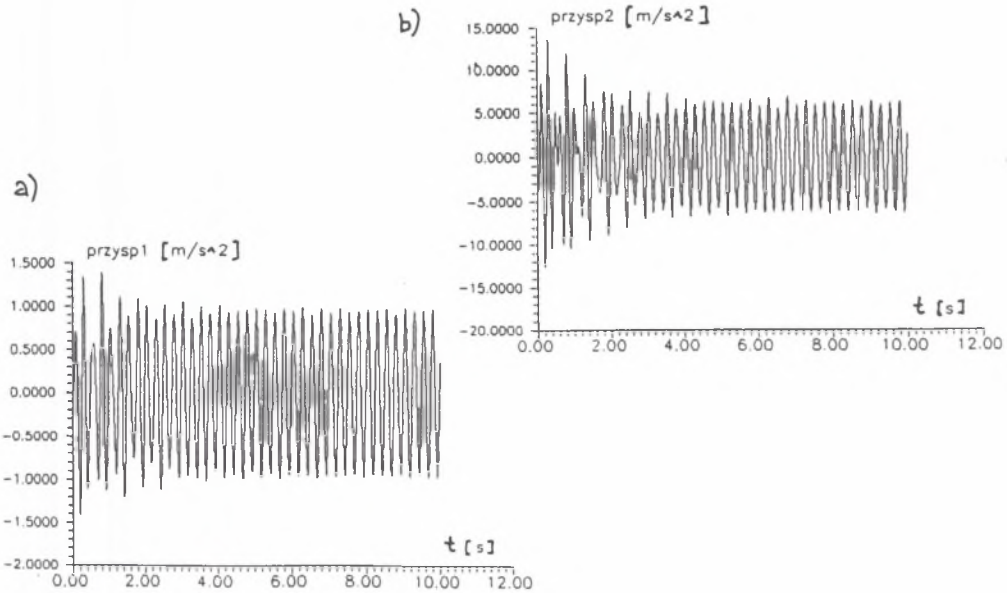


Rys.7. Charakterystyki przyspieszenia wagonu dla wymuszenia bezwładnościowego

Fig.7. Frequencies characteristics of the vehicle accelerations for the inertial force



Rys.8. Przebiegi drgań nadwozia (a) oraz wózka (b) przy wymuszeniu harmonicznym zmiennym
 Fig.8. Courses of the car body (a) and wheel set (b) for harmonic variable force



Rys.9. Przebiegi przyspieszenia nadwozia (a) oraz wózka (b) przy wymuszeniu harmonicznym
 Fig.9. Courses of the acceleration of the car body (a) and wheel set (b) for harmonic force

Zamieszczone w pracy wyniki obliczeń przemieszczeń nadwozia i jednego z wózków (rys.8a,b, 9a,b) przy wymuszeniu harmonicznym zmiennym o częstotliwości odpowiadającej prędkości jazdy rzędu 70 km/h wykazały znacznie wyższy poziom amplitud przyspieszeń zestawu kołowego w stosunku do masy nadwozia. Maksymalne przyspieszenia nadwozia są rzędu 1.0 m/s^2 , natomiast zestawu kołowego rzędu 5.0 m/s^2 w fazie ruchu ustalonego.

Sformułowany w pracy model drganiowy wagonu, opracowany algorytm i program obliczeń umożliwił przeprowadzenie analizy dynamicznej pojazdu wraz z badaniem wrażliwości parametrycznej w zakresie widma częstości drgań własnych oraz charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych. Badania analityczne dynamiki ruchu wagonu powinny być również przeprowadzone przy uwzględnieniu zjawiska odbicia (obrzeża koła z szyną) i wywołanego asymetrią obciążeń poziomych pojazdu, uwzględniając siły boczne, siły tarcia poślizgowego oraz siły napędowe. Analiza dynamiczna z zastosowaniem metod numerycznych zjawiska odbicia i ukosowania umożliwi pełną ocenę charakterystyk dynamicznych oraz oddziaływań podczas ruchu pojazdu szynowego.

Zbadano wrażliwość widma częstości drgań własnych wagonu pełnego ze względu na sztywność amortyzatora zawieszenia kół oraz sztywność podtorza c. Wyniki obliczeń w tym zakresie zamieszczono w tabelicy 1 dla siedmiu początkowych częstotliwości drgań własnych wagonu załadowanego. Częstotliwość f_i jest częstotliwością drgań skrętnych osi wagonu, natomiast częstotliwość druga dotyczy drgań wagonu w kierunku osi Oz.

Na rysunkach 4.a,b pokazano wykresy charakterystyk amplitudowej nadwozia oraz kąta obrotu tej masy w skali logarymicznej dla sztywności amortyzatorów $c_a = 100, 400, 800, 1100 \text{ kN/m}$ (odpowiednie krzywe o numerach 1,2,3,4) przy wartości współczynnika tłumienia $b_a = 70 \text{ kNs/m}$ rozpatrując wymuszenie kinematycznie zmienne podłoża o założonych poprzednio parametrach. Wykresy charakterystyk częstotliwościowych przyspieszenia nadwozia oraz masy wózka dla wybranych wartości sztywności amortyzatora pokazano na rys.5a,b. Linia pogrubioną wyróżniono charakterystykę dla modelu nominalnego o wartości sztywności amortyzatora $c_a = 1100 \text{ kN/m}$ oraz dla sztywności toru o wartości $c_t = 1000 \text{ kN/m}$. Badania analityczne nie wykazały istotnego wpływu sztywności amortyzatorów drgań poprzecznych o numerach 11,11',12,12' na przebiegi charakterystyk amplitudowych mas układu.

5. WPŁYW PRĘDKOŚCI JAZDY WAGONU

W następnym etapie zbadano wpływ prędkości jazdy v_0 wagonu na jego charakterystyki amplitudowe. Założono wymuszenie bezwładnościowe jako wypadkową sił niewyrównoważenia, przyłożoną do zestawów kołowych o postaci $F(t) = f_0 \omega^2 \sin \omega t$, $\omega = \frac{v_0}{r}$, gdzie r jest promieniem koła, f_0 jest współczynnikiem niewyrównoważenia. Przyjęto $r = 0.5 \text{ m}$, $f_0 = 10$, $0 \leq v_0 \leq 200 \text{ km/h}$, co odpowiada zakresowi częstości $0 \leq \omega \leq 120 \text{ rd/s}$. Wyniki obliczeń zredagowano w postaci wykresów charakterystyk amplitudowych nadwozia i masy wózka dla przyjętych sztywności amortyzatora i pokazano na rys.6a,b. Odpowiednie wykresy charakterystyk przyspieszenia nadwozia oraz wózka dla przyjętych sztywności przedstawiono na rys.7a,b. Zakładając z kolei wymuszenie harmonicznym zmiennym o częstotliwości $f = 4.0 \text{ Hz}$ oraz o amplitudzie $F_0 = 20 \text{ kN}$ podczas ruchu pojazdu po podłożu uzyskano przebiegi drgań nadwozia i wózka w funkcji czasu jak na rys.8a,b oraz zmiany przyspieszeń tych mas zobrazowane na rys.9a,b.

6. WNIOSKI

Zamieszczone w pracy wyniki obliczeń umożliwiają ocenę wpływu parametrów projektowo-eksploatacyjnych na charakterystyki dynamiczne pojazdu szynowego. Obliczenia wykazały występowanie krytycznych wartości prędkości jazdy (30, 60 i 80 km/h). Bezpieczne prędkości jazdy wagonu dla nominalnych wartości parametrów odpowiadają zakresom 35 – 55 km/h oraz 65 – 75 km/h.

Istotny wpływ na wartości amplitud drgań wagonu, a w szczególności na redukcję poziomu przyspieszeń nadwozia ma sztywność amortyzatora zawieszenia. Z przeprowadzonej analizy wynika wniosek, że przy zmniejszeniu wartości sztywności amortyzatora o około 50% podstawowa prędkość krytyczna jazdy wagonu jest rzędu 20 km/h. Podobny wpływ na charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe wagonu pełnego ma sztywność podtorza.

Literatura

1. Kruszewski J.: Metoda sztywnych elementów skończonych. PWN, Warszawa 1970.
2. Kisielowski J.: Dynamika układu mechanicznego pojazd szynowy – tor. PWN, Warszawa 1991.
3. Nowak A., Sitarz M., Czapla K., Kaczmarek K.: Model sieciowy dynamiki ruchu pojazdu szynowego. ZN Politechn. Śl., ser.Transport, z.35, Gliwice 1999, s.59-64.
4. Sitarz M.: Tendencje rozwoju kół kolejowych zestawów kołowych. ZN Polit. Śl., ser. Transport, z.27, Gliwice 1996, s.239-249.
5. Nowak A., Czapla K., Kaczmarek K.: Modelling of the railway vehicle dynamics by use of the graphs and networks method. II International Conference "Graphs & Mechanics", Gliwice 1999, p.37 – 38.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Sylwester Markusik

Abstract

In the paper the mathematical model of the railway vehicle for the vibrations analysis on basis of the Rigid Elements Method has been elaborated. The range of the analysis to determine of the natural frequencies and the frequency characteristics of the system was limited. There the sensitivity analysis of the vibrations characteristics regard to the stiffness of the shock absorbers and the under track flexibility was investigated. The mathematical model of the vibrations characteristics by use of the impedance method is formulated. Applied of the numerical algorithm and the programme the detailed calculations of the vibrating model of the sensitivity analysis of the influence of the stiffness disposition of the railway vehicle were con-

firmed. In particularly the critical velocities of the vehicle drive are determined. The results of the numerical calculations in term of the frequencies diagrams and the courses of the displacements and the accelerations of the vibrations for the car – body and for the wheel set are presented.