

KONSTRUKCJA I OBLICZENIA

Mgr inż. ANDRZEJ FORMANIAK
Mgr inż. BOGUSŁAW KASPRZAK
Dr inż. MIECZYŚLAW OFIERZYŃSKI
Politechnika Poznańska

Wpływ konstrukcji układu zawieszenia nadwozia na wartość krytycznych (rezonansowych) prędkości jazdy wagonów osobowych

W pracy zbadano na przykładzie wybranych układów zawieszeń nadwozi wagonów osobowych, przy uwzględnieniu zarysu zewnętrznego obręczy zestawów kołowych, wpływ systemu zawieszenia nadwozia i jego parametrów konstrukcyjnych na wartości krytycznych prędkości jazdy, odpowiadających rezonansom.

Analiza tego problemu wymaga znajomości częstości naturalnych złożonych drgań bocznych oraz zależności wężykowania wózków od prędkości jazdy. Częstości naturalne złożonych drgań bocznych wyznaczono z równań ruchu wyprowadzonych dla badanych układów zawieszeń w oparciu o równania Lagrange'a drugiego rodzaju, natomiast zależność częstości wężykowania od prędkości jazdy dla różnych zarysów zewnętrznych obręczy zaczerpnięto z dostępnej literatury. Wnioski wypływające z analizy (badanego problemu) stanowią mogą wskazówki w sensie oceny przydatności tych układów w szybkobieżnych wagonach osobowych.

Wstęp

Celem pracy jest zbadanie, na przykładzie wybranych układów zawieszeń nadwozi wagonów osobowych, wpływu systemu zawieszenia nadwozia i jego parametrów konstrukcyjnych, przy uwzględnieniu profilu obręczy zestawów kołowych, na wartość prędkości jazdy odpowiadającą rezonansom. Właściwie zaprojektowany układ zawieszenia powinien charakteryzować się jak najmniejszymi wartościami przemieszczeń i przyspieszeń nadwozia w zakresie częstości wymuszeń odpowiadających eksploatacyjnym prędkościom pojazdu. Problem ten ma szczególne znaczenie w przypadku nowoczesnych wagonów osobowych na duże prędkości jazdy. Wymuszenia o jakich była mowa wyżej spowodowane są współpracą zestawów kołowych z szynami, mają charakter zarówno kinematyczny jak i dynamiczny, a w rozpatrywanym przypadku analizy stanów rezonansowych chodzi przede wszystkim o wężykowanie. Jak wiadomo ma ono decydujący wpływ na pracę poprzeczną układu zawieszenia [4], [19], [21]. Samo zjawisko wężykowania jest jednym z najtrudniejszych i najbardziej złożonych problemów dynamiki pojazdów szynowych, jak dotychczas wystarczająco nie rozwiązanych.

Prowadzone prace teoretyczne i eksperymentalne wykazują, że wężykowanie jest ruchem w przybliżeniu okresowym, a kształt krzywej wężykowania zbliżony jest do sinusoidy [9], [10], [14], [19]. W pracy wężykowanie potraktowano jako wymuszenie kinematyczne oddziałujące na nadwozie wagonu osobowego. Ponieważ wężykowanie nie jest w rzeczywistości niezależne od drgań nadwozia, przeciwnie, konstrukcja systemu zawieszenia ma wpływ na wężykowanie wózka, przeprowadzona analiza nie jest doskonała i jest obciążona pewnym błędem. Należy jednak zaznaczyć, że niezależne potraktowanie wężykowania wózka od drgań nadwozia wydatnie uprościło analizę przy zachowaniu wystarczającej dokładności, pozwalającej na wnioskowanie nie tylko jakościowe ale i ilościowe. Częstości drgań własnych badanych układów zawieszeń zostały określone w sposób teoretyczny na podstawie wyprowadzonych równań ruchu opisujących złożone drgania boczne tych układów. Wiadomo jednak, że różnice między częstościami drgań własnych otrzymanymi teoretycznie i eks-

perymentalnie nie przekraczają na ogół 10% [9]. Przy doborze modeli fizycznych układów zastępczych pominięto pierwszy stopień usprężynowania, co stanowi uproszczenie znaczne ułatwiające rozwiązanie, a możliwe jest do przyjęcia w warunkach słabego sprzężenia obu układów częstotliwości [3], [12], [25]. Równania ruchu rozpatrywanych układów zawieszeń wyprowadzono w oparciu o równania Lagrange'a drugiego rodzaju przy zachowaniu następujących założeń upraszczających:

1. Pominięto masę elementów zawieszenia uwzględniając jedynie masę nadwozia,
2. Wszystkie elementy zawieszenia oprócz łączników sprężystych są nieodkształcalne,
3. Układy zawieszenia są idealnie symetryczne względem płaszczyzny pionowej wzdłużnej i pionowej poprzecznej,
4. Tłumiki hydrauliczne charakteryzują się liniowym tłumieniem wiskotycznym,
5. Charakterystyki wszystkich łączników sprężystych są liniowe.
6. Nie uwzględniono niedokładności oraz luzów wykonawczych.

Otrzymane częstości naturalne złożonych drgań bocznych winny mieć takie wartości, by zakres prędkości odpowiadający rezonansom spowodowanemu ruchem wężykowym wózków leżał wystarczająco daleko od zakresu prędkości eksploatacyjnych tzn. takich prędkości, z którymi wagon osobowy porusza się najczęściej. Wielu autorów [9], [14], [15], [20] podaje odpowiednie zalecenia dotyczące doboru wartości częstości naturalnych złożonych drgań bocznych. Ze względu na zachowanie stateczności kołysania nadwozia niższa częstość ν_1 nie powinna być mniejsza od 0,5 Hz [21], [22], [19]. Zalecana wartość wyższej częstości ν_2 zależy między innymi od zarysu zewnętrznego obręczy. W przypadku stosowania zestawów kołowych o klasycznym zarysie obręczy (tj. odmiana AO lub AOP wg PN-72/K-51056/ ν_2 powinna mieć wartość około 2,0 Hz, co zapewni podkrytyczny bieg wagonu. Należy jednak zwrócić uwagę na to, że wraz ze wzrostem zużycia obręczy zestawów kołowych o klasycznym zarysie zewnętrznym obręczy wyraźnie rośnie częstość wężykowania. Może to

doprowadzić do zmiany charakteru biegu wagonu z podkrytycznego w przypadku nowych obręczy do krytycznego a czasem nadkrytycznego w przypadku obręczy zużytych. W przypadku stosowania coraz bardziej popularnych zarysów zewnętrznych obręczy charakteryzujących się dużą stabilnością kształtu (DBII, R i inne) wyższa częstota r_3 winna być jak najmniejsza, przy czym SNCF przyjęło górną granicę 1,4 Hz [15]. Zapewnia to nadkrytyczny bieg wagonu w czasie pełnego cyklu eksploatacyjnego (między przetoczeniami zarysu zewnętrznego obręczy).

Stosowane oznaczenia:

- $2m$ — masa nadwozia,
 $2I_x, 2I_z$ — moment bezwładności nadwozia,
 r_x — promień bezwładności nadwozia,
 $h_c, h_f, C, C_f, b_s, b_w$ — parametry geometryczne układu zawieszenia,
 k_v, k_h — sztywności: pionowa i poprzeczna łączników sprężystych,
 α_v, α_h — współczynniki tłumienia tłumików pionowych i poprzecznych,
 κ — sztywność stabilizatora,
 $\omega_1, \omega_2, r_1, r_2$ — częstoty naturalne złożonych drgań bocznych w rad/s lub w Hz,
 δ_1, δ_2 — logarytmiczne dekrementy tłumienia złożonych drgań bocznych,
 r — częstota wężykowania wózków,
 v — prędkość jazdy,

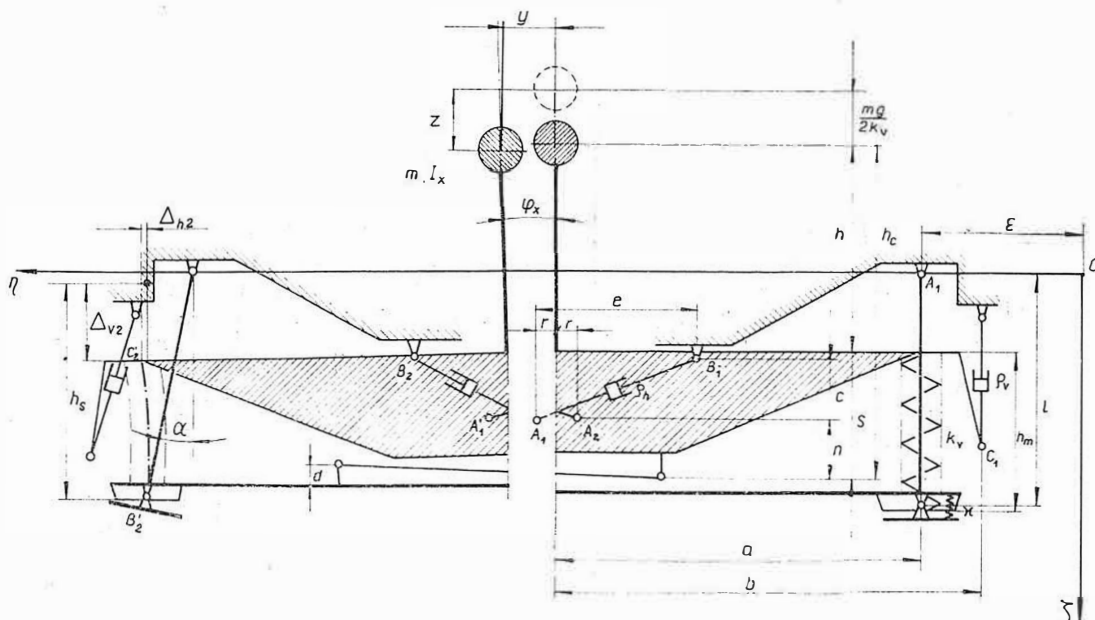
- h_m — wysokość łącznika sprężystego w stanie ugięcia statycznego
 f_s — statyczne ugięcie łącznika sprężystego

Badane układy zawieszenia

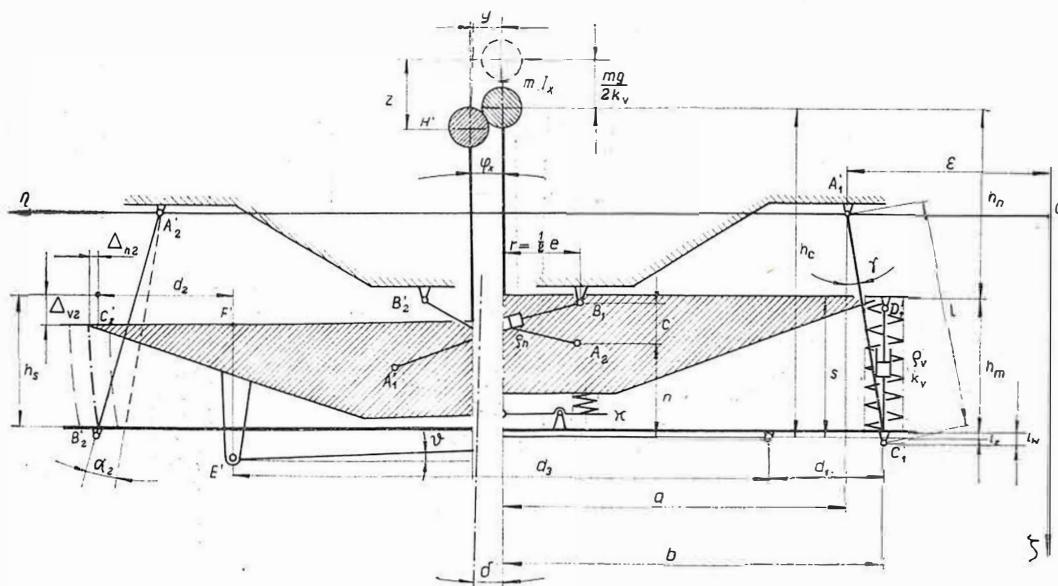
Badane układy zawieszeń są znanymi konstrukcjami zarówno krajowymi jak i zagranicznymi. Model zastępczy analizowanych układów zawieszeń pokazano na rysunkach od 1—6. Na rysunkach od 1—4 przedstawiono schematy układów zawieszeń stosowanych w następujących typach wózków: M3, OM3, 4ANc oraz w wózku nowoprojektowanym. Na rys. 5 pokazano układ zawieszenia sprężynowy, a na rys. 6 układ zawieszenia pneumatyczny podobny do układu zastosowanego w wózkach zachodnioniemieckiej jednostki elektrycznej serii 420. Bardziej szczegółowe omówienie badanych układów zawieszeń zawiera praca [26]; tutaj ograniczono się jedynie do przedstawienia schematów modeli zastępczych, na których zaznaczono zasadnicze parametry charakteryzujące analizowane układy.

Równania drgań i częstoty naturalne złożonych drgań bocznych

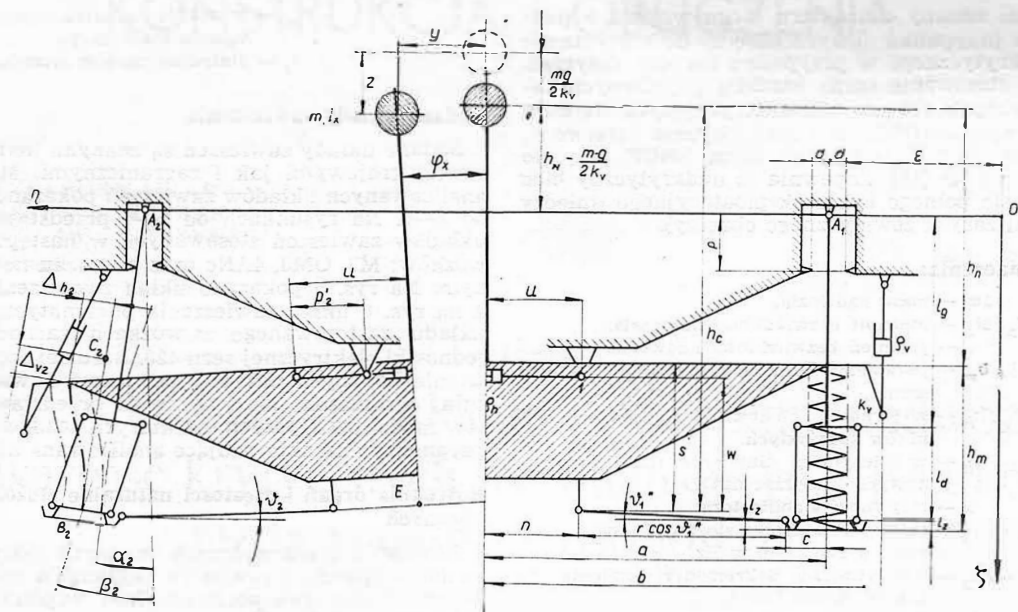
Równania drgań bocznych badanych układów wyprowadzono w oparciu o równania Lagrange'a drugiego rodzaju. Wprowadzono dwa płaskie układy współrzędnych prostokątnych — jeden Oxy związany z podstawą podukładu tj. z ramą wózka i drugi $C\eta\xi$ związany z torem.



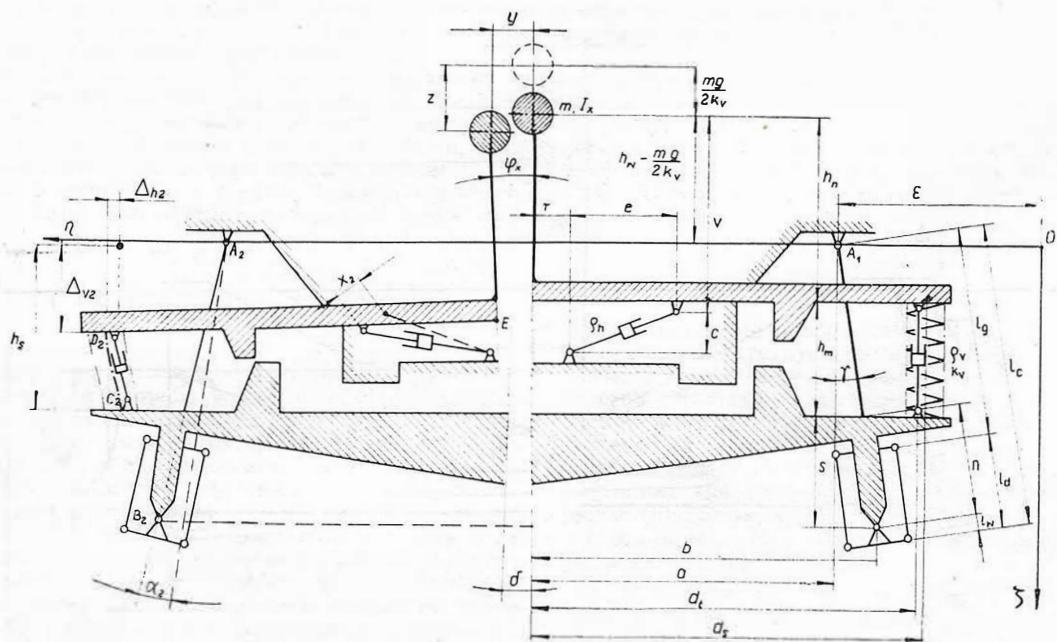
Rys. 1. Schemat 1 układu zawieszenia.



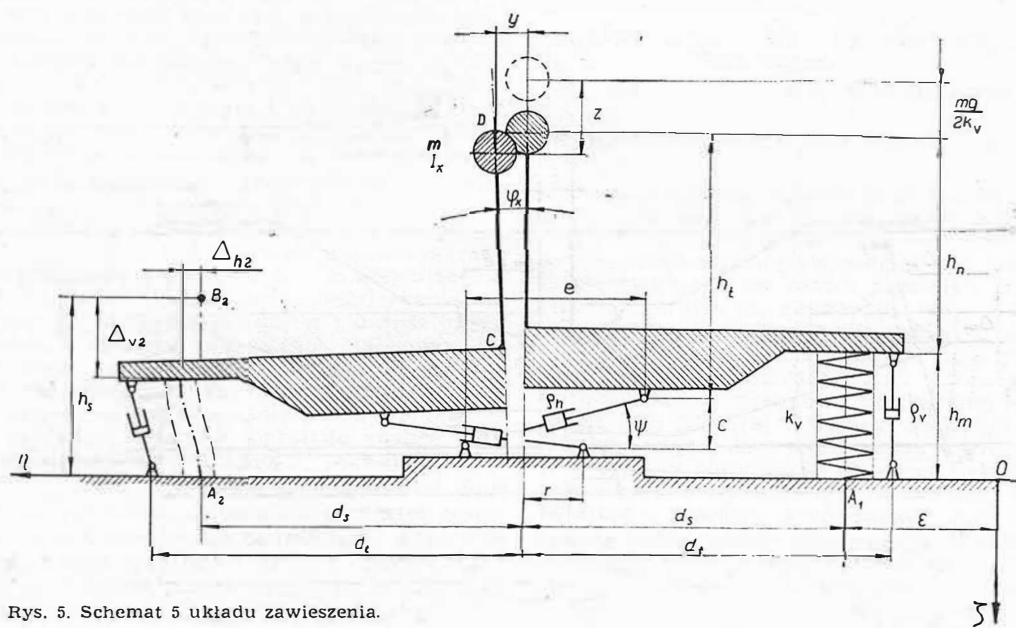
Rys. 2. Schemat 2 układu zawieszenia.



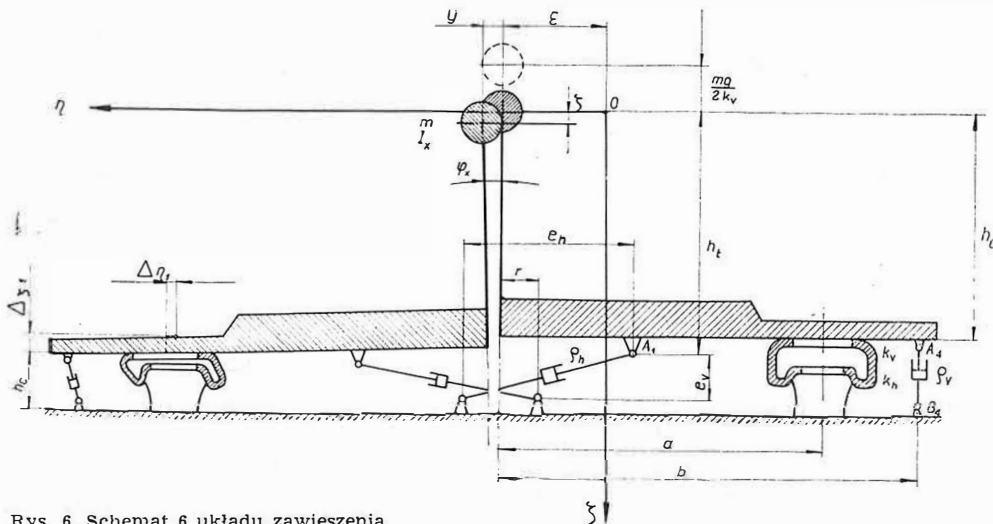
Rys. 3. Schemat 3 układu zawieszenia.



Rys. 4. Schemat 4 układu zawieszenia.



Rys. 5. Schemat 5 układu zawieszenia.



Rys. 6. Schemat 6 układu zawieszenia.

Za współrzędne uogólnione przyjęto parametry określające położenie nadwozia w układzie współrzędnych prostokątnych związanych z torem tzn. $\eta, \varphi_x, \varphi_z$. Jedynie w układach przedstawionych na rys. 4 wprowadzono dodatkową współrzędną δ określającą kąt wychylenia belki poprzecznej. Opisanie ruchu układów zawieszonych wg rys. 4 wymaga zatem wprowadzenia dodatkowej współrzędnej uogólnionej, ale ze względu na pominięcie masy poprzecznej belki ruchliwość układu zwiększyła się jedynie o $1/2$ stopnia swobody. Równania ruchu opisujące drgania badanych układów zawieszonych mają następującą postać:

$$\begin{aligned} a_{11} \ddot{\xi} + b_{11} \dot{\xi} + C_{11} \xi &= 0 \\ a_{22} \ddot{\eta} + b_{22} (\dot{\eta} - \dot{\varepsilon}) + b_{23} \dot{\varphi}_x + C_{22} (\eta - \varepsilon) + C_{23} \varphi_x + C_{24} \delta &= 0 \\ a_{33} \ddot{\varphi}_x + b_{33} (\dot{\eta} - \dot{\varepsilon}) + b_{33} \dot{\varphi}_x + C_{33} (\eta - \varepsilon) + C_{33} \varphi_x + C_{34} \delta &= 0 \\ b_{34} \dot{\varphi}_x + b_{44} \dot{\delta} + C_{24} (\eta - \varepsilon) + C_{34} \varphi_x + C_{44} \delta &= 0 \quad (1) \\ a_{55} \ddot{\varphi}_z + b_{55} \dot{\varphi}_z + b_{56} \dot{\delta} + C_{55} \varphi_z + C_{56} \delta &= 0 \\ b_{66} \dot{\delta} + C_{56} \varphi_z + C_{66} \delta &= 0 \end{aligned}$$

przy czym $\varepsilon = \eta - y$ jest poprzecznym przemieszczeniem ramy wózka względem toru. Uzyskanie takiej postaci równań ruchu przy której nie występuje sprzężenie drgań bocznych równoległych ($\eta + \varphi_x$) i drgań obracania (φ_z) z drganiami pionowymi (ξ) wymaga w przypadku układu zawieszenia przedstawionego na rys. 2 (układ OM3) spełnienia pewnego, dodatkowego warunku konstrukcyjnego. Warunek ten polega na tym, by kąt pochylenia pojedynczego cięgła łączącego belkę bujającą ν^* był równy lub bliski zeru. Jak wynika z zależności (1) pierwsze równanie opisujące drgania pionowe jest rozsprężone z pozostałymi i można je rozwiązać oddzielnie. Ponieważ w pracy rozważa się zagadnienia związane z dynamiką poprzeczną pojazdu, równanie opisujące drgania pionowe nie będzie rozpatrywane. Współczynniki pozostałych równań zawarte są w tabeli 1.

Dla dalszej analizy istotnym jest wyznaczenie parametrów złożonych drgań bocznych nadwozia. Parametry te, tj. częstości naturalne i logarytmiczne dekrementy tłumienia drgań określono oddzielnie dla drgań bocznych równoległych ($\eta + \varphi_x$) i drgań obracania (φ_z). Równanie częstości dla drgań bocznych równoległych wg rys. 4 ma następującą postać:

$$A_0 k^5 + A_1 k^4 + A_2 k^3 + A_3 k^2 + A_4 k + A_5 = 0 \quad (2)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} A_0 &= c_{22} \cdot c_{33} \cdot c_{44} + 2c_{23} c_{24} c_{34} - c_{24}^2 \cdot c_{33} - c_{22} \cdot c_{34}^2 - c_{23} c_{44}, \\ A_1 &= b_{33} \cdot c_{22} \cdot c_{44} + b_{22} \cdot c_{33} c_{44} + b_{44} c_{22} c_{33} + 2b_{34} c_{23} c_{24} + \\ &+ 2b_{23} c_{24} c_{34} - b_{44} c_{23}^2 - b_{33} \cdot c_{24}^2 - b_{22} c_{34}^2 - 2b_{23} c_{23} c_{44} - \\ &- 2b_{34} c_{22} c_{34}, \\ A_2 &= a_{22} c_{33} c_{44} + a_{33} c_{22} c_{44} + b_{22} b_{33} c_{44} + b_{33} b_{44} c_{22} + b_{22} b_{44} c_{33} + \\ &+ 2b_{23} b_{34} c_{24} - a_{33} c_{24}^2 - a_{22} c_{34}^2 - b_{23}^2 c_{44} - b_{34}^2 c_{22} - \\ &- 2b_{22} b_{34} c_{34} - 2b_{23} b_{44} c_{23}, \end{aligned} \quad (3)$$

$$A_3 = a_{22} b_{33} c_{44} + a_{22} b_{44} c_{33} + a_{33} b_{22} c_{44} + a_{33} b_{44} c_{22} + b_{22} b_{33} b_{44} + \\ - b_{22} b_{34}^2 - b_{23}^2 b_{44} - 2a_{22} b_{34} c_{34},$$

$$A_4 = a_{22} a_{33} c_{44} + a_{22} b_{33} b_{44} + a_{33} b_{22} b_{44} - a_{22} b_{34}^2,$$

$$A_5 = a_{22} a_{33} b_{44}.$$

Dla pozostałych układów zawieszonych równanie częstości jest niższego stopnia, a jego współczynniki przedstawiają się następująco:

$$A_0 = c_{22} c_{33} - c_{23}^2,$$

$$A_1 = b_{22} c_{33} + b_{33} c_{22} - 2b_{23} c_{23},$$

$$A_2 = a_{22} c_{33} + a_{33} c_{22} + b_{22} b_{33} - b_{23}^2, \quad (4)$$

$$A_3 = a_{22} b_{33} + a_{33} b_{22},$$

$$A_4 = a_{22} a_{33},$$

$$A_5 = 0.$$

Pierwiastki równania częstości (2) są liczbami rzeczywistymi ujemnymi lub liczbami zespolonymi o ujemnych częściach rzeczywistych. Zapisać je można w postaci:

$$k = -h \quad \text{lub} \\ k = -h \pm i\omega \quad (5)$$

przy czym ω jest częstością naturalną a h określa prędkość zanikania drgań. Logarytmiczny dekrement tłumienia δ znaleźć można z zależności:

$$\delta = \frac{2\pi h}{\omega} = \frac{h}{\nu} \quad (6)$$

Częstości drgań własnych i logarytmiczne dekrementy tłumienia znaleźć też można z układu równań otrzymanego przez przekształcenie równania częstości. Dla układów zawieszonych wg rys. 4 w przypadku podkrytycznego tłumienia obu postaci drgań otrzymamy następujące związki:

$$\begin{aligned} \nu_1^2 (3\delta_1^2 - 4\pi^2) + \nu_2^2 (3\delta_2^2 - 4\pi^2) + 4\delta_1 \delta_2 \nu_1 \nu_2 - 2(\nu_1 \delta_1 + \nu_2 \delta_2) \frac{A_4}{A_5} + \frac{A_3}{A_5} &= 0 \\ -2\delta_1 \nu_1^3 (\delta_1^2 + 4\pi^2) + 2\delta_2 \nu_2^3 (\delta_2^2 + 4\pi^2) + 8\delta_1 \delta_2 \nu_1 \nu_2 (\nu_1 \delta_1 + \nu_2 \delta_2) + \\ + [\nu_1^2 (\delta_1^2 + 4\pi^2) - \nu_2^2 (\delta_2^2 + 4\pi^2) + 4\nu_1 \nu_2 \delta_1 \delta_2] \frac{A_3}{A_5} - \frac{A_2}{A_5} &= 0 \\ \nu_1^2 \nu_2^2 (\delta_1^2 + 4\pi^2) (\delta_2^2 + 4\pi^2) + 2[\delta_1 \nu_1 \nu_2^2 (\delta_2^2 + 4\pi^2) + \\ + \delta_2 \nu_2 \nu_1^2 (\delta_1^2 + 4\pi^2)] \left[\frac{A_4}{A_5} - 2(\nu_1 \delta_1 + \nu_2 \delta_2) \right] - \frac{A_1}{A_5} &= 0 \\ \nu_1^2 \nu_2^2 (\delta_1^2 + 4\pi^2) (\delta_2^2 + 4\pi^2) \left[\frac{A_4}{A_5} - 2(\nu_1 \delta_1 + \nu_2 \delta_2) \right] - \frac{A_0}{A_5} &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

TABELA 1.

Współczynniki do równań ruchu opisujących drgania badanych układów

Nr rys.	1	2	3	4	5	6
Drgania boczne równoległe	a_{22}		m			
	a_{33}		I_x			
	b_{22}	$2\varrho_h \cos^2 \psi$	$2(\varrho_h \cos^2 \psi + \varrho_v \operatorname{tg} \gamma)$	$2\varrho_h$	$2\varrho_h \cos^2 \psi$	$2\varrho_h \cos^2 \psi$
	b_{23}	$2\varrho_h \cos \psi A_1$	$2[\varrho_h A_2 \cos \psi - \varrho_v (B_2 - b) \operatorname{tg} \gamma]$	$-2\varrho_h(h_c - w)$	$-2\varrho_h A_1 \cos \psi$	$-2\varrho_h A_n \cos \psi$
	b_{33}	$2(\varrho_v b^2 + \varrho_h A_1^2)$	$2(\varrho_h A_2^2 + \varrho_v E_2^2)$	$2[\varrho_v b^2 + \varrho_h (h_c - w)^2]$	$2(\varrho_v d_v^2 + \varrho_h A_1^2)$	$2(\varrho_v b^2 + \varrho_h A_n^2)$
	$b_{31} = b_{14}$	0	0	0	$2\varrho_v d_v^2$	0
	c_{22}	$\frac{mgl + \kappa}{l^2}$	$\operatorname{tg} \gamma [(2k_r + F_2) \operatorname{tg} \gamma + G_2] + D_2$	$2G_3 \left[1 - \frac{A_3^2 F_3}{F_3 l_d C_3 + A_3^2 F_3 + 2k_h l_d (3B_3^2 + 3B_3 h_m + h_m^2)} \right]$	$12 k_h$	$12 k_h$
	c_{23}	$-B_1 h_c$	$\operatorname{tg} \gamma (2k_r E_2 - \frac{mg h_{n1}}{b^2} \cdot B_2 + -\frac{mg h_n}{b} + + F_2 E_2) - C_2 D_2$	$-2G_3 \left[D_3 - A_3 \frac{F_3 E_3 + A_3 D_3 G_3 + 3k_h h_n (B_3 + E_3) + 2k_h h_m^2 + 6k_h B_3 E_3}{F_3 (A_3 + B_3 + A_3 l_d - Ek_v)} + 2k_h (3B_3^2 - 3h_m B_3 + h_m^2) \right]$	$-6 k_h (h_{n1} + 2h_n)$	$-6 k_h (h_m + 2h_n)$
	c_{24}	0	0	0	$-6 k_h (2B_1 + h_3 + 2C_1) + mg$	0
	c_{33}	$B_1 h_c^2 - D_1 + + 2(k_v a^2 + k_h C_1)$	$E_2^2 \left(\frac{2k_r b^2 + mg h_m}{b^2} + G_2 \right) + - mg b^{-1} C_2 E_2 + C_2^2 D_2$	$2k_v a^2 - 2F_3(h_c - s - D_3 l_d^{-1} + 4k_h(h_m^2 + 3E_3 - 3h_m E_3) + -2 \frac{F_3 E_3 + A_3 D_3 G_3 + 2k_h h_m^2 - 3k_h h_m (E_3 + B_3) + 6k_h B_3 E_3}{F_3 (A_3 + B_3) + A_3^2 G_3 + 2k_h (3B_3^2 + 3h_m B_3 + h_m^2)})$	$4k_h E_1 - D_1$	$2k_v d_v^2 - mg h + 4k_h B_3$
c_{34}	0	0	0	$F_1 + 2k_h [3(h_m + 2h_n) H_1 + h_n^2 + + 3h_n h_m] - D_1$	0	
c_{44}	0	0	0	$F_1 + 4k_h (3H_1^2 + h_n^2 + 3H_1 h_n) + - mg \left(H - \frac{ab}{l \sin^2 \gamma \cos \gamma} \right)$	0	
Drgania obratania	a_{55}		I_z			
	b_{55}	$4\varrho_h b_w^2 \cos \psi$	$4\varrho_h (\varrho_h \cos^2 \psi + \varrho_v \operatorname{tg} \gamma)$	$4\varrho_h b_w^2$	$4\varrho_h b_w^2 \cos^2 \psi$	$4k_h b_w^2 \cos \psi$
	$b_{56} = 0, b_{66}$	0	0	0	$2\varrho_v d_v^2$	0
	c_{55}	$2b_w^2 B_1$	$\frac{2 mg b_w^2}{l} \left[l \operatorname{tg} \gamma \left(H_2 + \frac{1}{b} \right) + \frac{a}{b \cos^3 \gamma} \right]$	$4 G_3 b_w^2 \left[1 - \frac{A_3^2 G_3}{F_3 (A_3 + B_3) + A_3^2 G_3} \right]$	$24 k_h b_w^2$	$8 k_h b_w^2$
	c_{56}	0	0	0	$b_w [2 mg - 12 k_h (2H_1 - G_1 + h_m)]$	0
Oznaczenia pomocnicze	c_{66}	0	0	$2F_1 - 2 mg \left(H_3 - \frac{ab}{l \sin^2 \gamma \cos \gamma} \right) + + 8k_h (3H_1^2 + h_m^2 + 3h_m H_1)$	0	0
		$A_1 = r \sin \psi - - w \cos \psi,$ $B_1 = \frac{mg l + 2\kappa}{l^2},$ $C_1 = 3s^2 + h_m^2 + + 3sh_m,$ $D_1 = mg h.$	$A_2 = r \sin \psi - w \cos \psi,$ $B_2 = (h_n + h_m) \operatorname{tg} \gamma,$ $C_2 = h_n + h_m,$ $D_2 = \frac{mg a}{bl \cos^3 \gamma},$ $E_2 = b - (h_n + h_m) \operatorname{tg} \gamma,$ $F_2 = \frac{4k_h h_m^2 + \kappa}{b^2},$ $G_2 = \frac{mg}{b^2} (b + h_m \operatorname{tg} \gamma),$ $H_2 = \frac{2k_h b^2 + 4k_h h_m + \kappa + mg h_n}{mg b^2}$	$A_3 = l_1 + l_2 - l_1' + \operatorname{ctg} \psi^*,$ $B_3 = (h_m - l_1' + \operatorname{ctg} \psi^*)^2,$ $C_3 = l_1 + l_2 - 2l_1' + h_m + \operatorname{ctg} \psi^*,$ $D_3 = h_c - h \operatorname{tg} \psi^*,$ $E_3 = s - h \operatorname{tg} \psi^*,$ $F_3 = \frac{1}{2} mg,$ $G_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{mg}{l_d},$ $H_3 = \operatorname{ctg} \psi^* - l_2'.$	$A_4 = v \cos \psi + (r + c) \sin \psi,$ $B_4 = h_n + h_w,$ $C_4 = \frac{a}{\operatorname{tg} \gamma},$ $D_4 = mg h_n,$ $E_4 = 3h_n^2 + h_m^2 + 3h_n h_m,$ $F_4 = 2k_v d_v^2,$ $G_4 = \frac{mg}{2k_v},$ $H_4 = h_n - h_w + \frac{mg}{2k_v} + \frac{a}{\operatorname{tg} \gamma}$	$A_5 = (h_1 + c) \cos \psi - r \sin \psi,$ $B_5 = 3h_n^2 + h_m^2 + 3h_n h_m.$

W przypadku nadkrytycznego tłumienia drugiej postaci drgań bocznych w tych samych układach zawieszenia zależności (7) przyjmą następującą postać:

$$\begin{aligned}
 & -3\nu_1^2\delta_1^2 + 4\pi^2\nu_1^2 - h_3^2 - h_4^2 - 2\nu_1\delta_1(h_3 + h_4) - h_3h_4 + (2\nu_1\delta_1 + \\
 & + h_3 + h_4)\frac{A_4}{A_5} - \frac{A_3}{A_5} = 0 \\
 & -2\delta_1\nu_1^3(\delta_1^2 + 4\pi^2) - h_3h_4(h_3 + h_4) + 2\nu_1\delta_1(h_3 + h_4)(2\delta_1 + h_3 + h_4) + \\
 & + [\nu_1^2(\delta_1^2 + 4\pi^2) + 2\nu_1\delta_1(h_3 + h_4) - h_3h_4]\frac{A_4}{A_5} - \frac{A_2}{A_5} = 0 \quad (8) \\
 & h_3h_4\nu_1^2(\delta_1^2 + 4\pi^2) - [\nu_1^2(h_3 + h_4)(\delta_1^2 + 4\pi^2) + 2\nu_1\delta_1h_3h_4](2\nu_1\delta_1 + \\
 & + h_3 + h_4) + [\nu_1^2(h_3 + h_4)(\delta_1^2 + 4\pi^2) + 2\nu_1\delta_1h_3h_4]\frac{A_4}{A_5} - \frac{A_1}{A_5} = 0 \\
 & -h_3h_4\nu_1^2(\delta_1^2 + 4\pi^2)(2\nu_1\delta_1 + h_3 + h_4) + h_3h_4\nu_1^2(\delta_1^2 + \\
 & + 4\pi^2)\frac{A_4}{A_5} - \frac{A_0}{A_5} = 0,
 \end{aligned}$$

gdzie $-h_3$ i $-h_4$ są pierwiastkami rzeczywistymi równania częstości. Dla wszystkich pozostałych układów zawieszenia (rys. 1÷3, 5, 6) związki (7) i (8) są prostsze i w przypadku podkrytycznego tłumienia obu postaci drgań bocznych mają one następującą postać:

$$\begin{aligned}
 & \nu_1^2\nu_2^2(\delta_1^2 + 4\pi^2)(\delta_2^2 + 4\pi^2) = \frac{A_0}{A_4} \\
 & 2\nu_1\nu_2[\nu_1\delta_2(\delta_1^2 + 4\pi^2) + \nu_2\delta_1(\delta_2^2 + 4\pi^2)] = \frac{A_1}{A_4} \quad (9) \\
 & \nu_1^2(\delta_1^2 + 4\pi^2) + \nu_2^2(\delta_2^2 + 4\pi^2) + 4\nu_1\nu_2\delta_1\delta_2 = \frac{A_2}{A_4} \\
 & 2(\nu_1\delta_1 + \nu_2\delta_2) = \frac{A_3}{A_4}
 \end{aligned}$$

W przypadku nadkrytycznego tłumienia drugiej postaci drgań bocznych zależności (9) są następujące:

$$\begin{aligned}
 & 2\delta_1\nu_1^3(\delta_1^2 + 4\pi^2) = \nu_1^2(\delta_1^2 + 4\pi^2)\frac{A_3}{A_2} + \frac{2\delta_1}{\nu_1(\delta_1^2 + 4\pi^2)} \cdot \frac{A_0}{A_4} - \frac{A_1}{A_5} \quad (10) \\
 & \nu_1^2(3\delta_1^2 - 4\pi^2) = \frac{1}{\nu_1^2(\delta_1^2 + 4\pi^2)} \cdot \frac{A_0}{A_4} + 2\nu_1\delta_1 \cdot \frac{A_3}{A_4} - \frac{A_2}{A_4}
 \end{aligned}$$

Wyznaczenie parametrów złożonych drgań bocznych ($\eta + \varphi_x$) dla badanych układów zawieszeń wymaga zatem rozwiązania równania częstości piątego stopnia (układy zawieszenia z rys. 4) lub czwartego stopnia (pozostałe układy) albo rozwiązania układów równań (7) do (10). Posługiwanie się ostatnimi związkami jest wygodniejsze w przypadku doboru takich parametrów układu zawieszenia, które zapewniłyby z góry określone wartości częstości naturalnych i logarytmicznych dekrementów tłumienia. W opracowaniu parametry złożonych drgań bocznych nadwozia wyznaczono z równania częstości, przy czym równania czwartego stopnia rozwiązano metodą pierwiastników, a równania piątego stopnia — metodami iteracyjnymi na EMC. Równania częstości dla badanych układów zawieszeń rozwiązano dla różnych wartości masy nadwozia (odpowiadają one obciążeniu układu zawieszenia pod wagonem próżnym i pod wagonem załadowanym) przy rzeczywistych wartościach pozostałych parametrów. Częstości drgań zostały wyznaczone również dla przypadków, w których pominięto tłumienie.

Równanie częstości dla drgań obracania (φ_z) układów zawieszeń przedstawionych na rys. 4 ma postać:

$$B_2k^3 + B_3k^2 + B_1k + B_0 = 0 \quad (11)$$

gdzie:

$$\begin{aligned}
 B_0 &= c_{55}c_{66} - c_{56}^2 \\
 B_1 &= b_{55}c_{66} + b_{66}c_{55} - b_{56}c_{65} \\
 B_2 &= a_{55}c_{66} + b_{55}b_{66} \\
 B_3 &= a_{55}b_{66}
 \end{aligned} \quad (12)$$

Dla pozostałych układów zawieszeń równanie częstości jest niższego stopnia:

$$a_{55} \cdot k^2 + b_{55}k + c_{55} = 0 \quad (13)$$

Częstość naturalna i logarytmiczny dekrement tłumienia wyznaczyć można z równań częstości (11) lub (13) lub ze związków otrzymanych przez przekształcenie tych równań. W przypadku układów zawieszeń wg rys. 4 związki te mają następującą postać:

$$\begin{aligned}
 & -\nu^2(3\delta^2 - 4\pi^2)B_3 + 2\nu\delta B_2 = B_1 \\
 & -2\nu^3\delta(\delta^2 + 4\pi^2)B_3 + \nu^2(\delta^2 + 4\pi^2)B_2 = B_0
 \end{aligned} \quad (14)$$

Dla pozostałych układów zawieszeń mamy:

$$\begin{aligned}
 \nu &= \frac{\omega_0}{2\pi} \sqrt{1 - \frac{b_{55}^2}{4a_{55}c_{55}}} \quad (15) \\
 \delta &= \frac{2\pi}{\sqrt{4a_{55}c_{55} - b_{55}^2}}, \text{ gdzie} \\
 \omega_0 &= \frac{c_{55}}{a_{55}}
 \end{aligned}$$

Dla przyjętych parametrów konstrukcyjnych zestawionych w tabeli 2, wartości liczbowe częstości naturalnych i logarytmicznych dekrementów tłumienia dla bocznych drgań równoległych zawiera tabela 3, a dla obracania tabela 4.

Wpływ układu zawieszenia na wartości prędkości krytycznych

W celu określenia zakresów prędkości, w których może wystąpić zjawisko rezonansu spowodowane wężykowaniem wózków konieczna jest znajomość częstości wężykowania od prędkości jazdy. Liczne badania wykazują, że częstość wężykowania nie jest proporcjonalna do prędkości jazdy w całym zakresie zmian prędkości, co spowodowane jest wydłużeniem się fali wężykowania wraz ze wzrostem prędkości jazdy [19], [21]. Częstość wężykowania jest proporcjonalna do prędkości jazdy jedynie w początkowym zakresie, kiedy długość fali wężykowania jest praktycznie stała. Na zależność częstości wężykowania od prędkości jazdy ma wpływ szereg różnych czynników jak: profil powierzchni tocznej obręczy zestawów kołowych, stopień zużycia tego profilu sposób prowadzenia zestawów kołowych w ramie wózka (prowadzenie luzowe, bezluzowe sztywne lub bezluzowe sprężyste) itd. Aby dokładnie wyznaczyć zakresy prędkości rezonansowych należałoby dysponować znajomością częstości wężykowania wózków w zależności od prędkości dla wszystkich badanych w pracy układów zawieszeń. Jak wiadomo nie można ustalić uniwersalnego, teoretycznego wzoru dla różnych układów prowadzenia i zawieszeń, i miarodajne wyniki dotyczące zależności częstości wężykowania od prędkości jazdy mogą być uzyskane jedynie na drodze badań eksperymentalnych [21]. Wyznaczając dalej orientacyjne zakresy prędkości krytycznych posłużono się dostępnymi ze sprawozdań wynikami badań prowadzonymi z wagonami osobowymi, których wózki mają bezluzowe, sztywne prowadzenie zestawów kołowych. Uwzględniono przy tym dwa rodzaje zarysów zewnętrznych obręczy: typowy tj. odmianę A o pochyleniu stożków tocznych 1:20 i 1:10 oraz nowy typu DE II tj. odmianę AOC. Zależność częstości wężykowania ν od prędkości jazdy v w przypadku profilu klasycznego pokazano na rys. 7. Z rys. 7 wynika, że największe wartości częstości wężykowania wózków występujące przy prędkościach jazdy rzędu 200—250 km/h nie przekraczają z reguły 2 Hz, przy czym stwierdza się wyraźny wpływ zużycia powierzchni tocznej obręczy na częstość wężykowania; w przypadku zużytych obręczy częstość wężykowania rośnie i w pewnych przypadkach przekracza może wartość 2 Hz. Ostatnio coraz więcej zarządów kolejowych rozpoczyna stosować nowe zarysy zewnętrzne obręczy zbliżone do zarysu zużytego po ustabilizowaniu się

TABELA 2.

Przyjęte parametry konstrukcyjne badanych układów zawieszonych

nr rys.	1	2	3	4I	4II	5	6
oznaczenie							
m_{pr}	kGs ² /cm	14,27	14,12	14,12	14,02	14,07	15,29
m_{obc}	kGs ² /cm	18,53	18,02	18,53	21,86	21,86	22,43
$I_{x pr}$	kGs ² cm	235455,0	232980,0	232950,0	231330,0	232155,0	252285,0
$I_{x obc}$	kGs ² cm	294627,0	287631,0	294660,0	347574,0	347574,0	356637,0
Q_{xpr}^2	cm ²	16560,0	16500,0	16500,0	16500,0	16500,0	16500,0
Q_{xobc}^2	cm ²	15900,0	15900,0	15900,0	15900,0	15900,0	15900,0
Q_z^2	cm ²	485753,24	637761,96	653700,0	486213,34	477508,64	448323,98
a	cm	100,0	99,0	100,0	100,0	100,0	100,0
b	cm	119,0	104,5	126,50	102,0	102,0	53,0
b_w	cm	770,0	860,0	860,0	752,0	752,0	825,0
c, e_r	cm	16,0	4,0	22,0	6,0	6,0	5,0
d, d_1	cm	3,25	39,0	0,8	—	—	—
d_2, d_3	cm	—	40,0	—	132,20	133,20	100,0
d_3, d_4	cm	—	130,0	—	131,60	131,60	138,0
e, e_h	cm	30,75	—	—	35,50	35,50	49,75
h	cm	92,50	—	—	—	—	—
h_c	cm	145,80	147,55	136,50	—	—	112,0
h_m	cm	33,50	34,0	33,15	36,0	36,0	47,54
h_n	cm	—	101,75	101,50	79,0	79,0	69,0
h_t, h_w	cm	—	—	80,80	84,0	84,0	146,0
e_h	kG · s/cm	50,0	50,0	115,0	80,0	80,0	10,0
k_h pr/obc	kG/cm	106,0/123,0	184/222	142/169	837,3/964,8	492,8/957,3	258,2/299,0
e_v	kG · s/cm	125,0	125,0	50,0	80,0	80,0	80,50
k_v pr/obc	kG/cm	668,90	611,62	700,0	888,73	497,8/1137,7	825,42
L	cm	2112,0	2420,0	2420,0	2113,0	2094,0	2420,0
l	cm	64,0	56,0	—	63,0	63,0	—
l_d	cm	—	—	14,50	24,0	24,0	—
l_q	cm	—	—	48,70	44,0	44,0	—
l_w	cm	—	7,50	—	5,10	5,0	—
l_z	cm	—	7,5	5,5	—	—	—
l'_z	cm	—	—	5,1	—	—	—
n	cm	18,0	33,20	17,40	35,0	35,0	—
r	cm	5,50	20,0	60,50	39,50	39,50	33,0
s	cm	53,50	40,60	35,0	30,0	30,0	—
u	cm	—	—	20,0	—	—	—
v, w	cm	—	—	20,0	70,50	70,50	—
κ	kGcm/rad	108381,26	24600000,0	—	—	—	—
ϑ^*	stop.	—	—	0° 50'	—	—	—

jego zarysu np. DBII, R. Stanowią one w pewnym sensie przybliżenie zarysu zużytego i dlatego wpływ zużycia się powierzchni tocznych na częstość wężykowania zarysów wyraźnie mniejszy niż w przypadku zarysu klasycznego. Następstwem tego jest jednak wzrost częstości wężykowania w ogóle, przy czym osiąga ona wartość 2÷3 Hz niezrządnie dochodząc do 5 Hz już przy prędkości 160 km/h [15], [20].

Badania porównawcze wężykowania wózków z zestawami kołowymi o zarysie klasycznym i o zarysie DBII zostały przeprowadzone przez zarząd kolei zachodnoniemieckich. Pewne wyniki tych badań zostały opublikowane [16], [11], a wybrane oscylogramy pokazano dla przykładu na rys. 8. Wykresy *a* dotyczą względnych przemieszczeń poprzecznych zestawów kołowych i szyn dla klasycznego zarysu po przebiegu 80.000 km, wykresy *b* zarysu DBII po przebiegu 300.000 km. Na podstawie dostępnych wyników badań wyznaczono zależność częstości wężykowania od prędkości jazdy. Odpowiednie wykresy przedstawiono na rys. 9.

Wynika z nich, że zarys DBII zapewnia znacznie wyższe częstości wężykowania. Przy wyznaczeniu zakresów prędkości rezonansowych dla badanych układów zawieszonych wykorzystano zależności przedstawione na rys. 7 i rys. 9. Zakresy prędkości rezonansowych dla zarysu klasycznego (AO, AOP) i DBII (AOC) zawarte są w tabeli 5. Przy wyznaczeniu zakresów prędkości rezonansowych dla badanych układów zawieszonych pod uwagę brano wyższą częstość naturalną drgań bocznych. Jedynie w przypadku sprężynowego układu zawieszenia przy zastosowaniu obręczy o zarysie klasycznym zakresy prędkości rezonansowych odpowiadają mniejszej częstości drgań. Zakres prędkości rezonansowych odpowiadających wyższej częstości naturalnej leży w tym przypadku powyżej 250 km/h, a zatem poza zakresem prędkości eksploatacyjnych. Interesujące jest porównanie otrzymanych wyników z zakresami prędkości rezonansowych otrzymanych w przypadku pominięcia tłumienia w badanych układach zawieszonych. Wyniki przy pominięciu wpływu tłumienia zawarte są w tabeli 6.

TABELA 3.

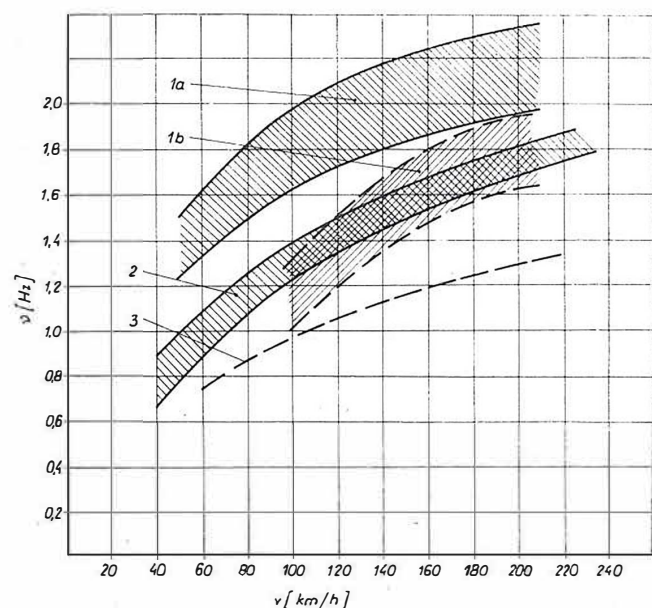
Częstości naturalne i logarytmiczne dekrementy tłumienia drgań badanych

Układ zawieszania (nr rysunku)	Parametry dynamiczne drgań bocznych									
	z tłumieniem				bez tłumienia					
	Wagon próżny		Wagon obciążony		Próżny		Obciążony			
	ν_1	ν_2	δ_1	δ_2	ν_1	ν_2	δ_1	δ_2		
	Hz		Hz		Hz		Hz			
1	0,52	3,81	0,50	1,10	3,24	8,13	0,60	1,69	0,57	1,64
2	0,49	1,54	9,42	2,22	0,60	1,46	5,18	2,22	0,73	1,87
3	1,57	1,64	1,51	3,37	0,81	2,08	0,78	1,87		
4 (I)	1,21	4,31	0,10	9,38	86,36	0,01	0,63	1,85	0,61	1,52
4 (II)	—	—	—	—	0,22	1,40	18,49	3,26	0,60	1,42
5	0,86	2,49	3,87	1,31	0,77	2,52	3,83	1,14	0,95	2,72
6	0,17	0,52	35,35	1,01	0,48	0,59	0,02	7,02	0,48	1,07

TABELA 4.

Częstości naturalne i logarytmiczne dekrementy tłumienia drgań obracanych

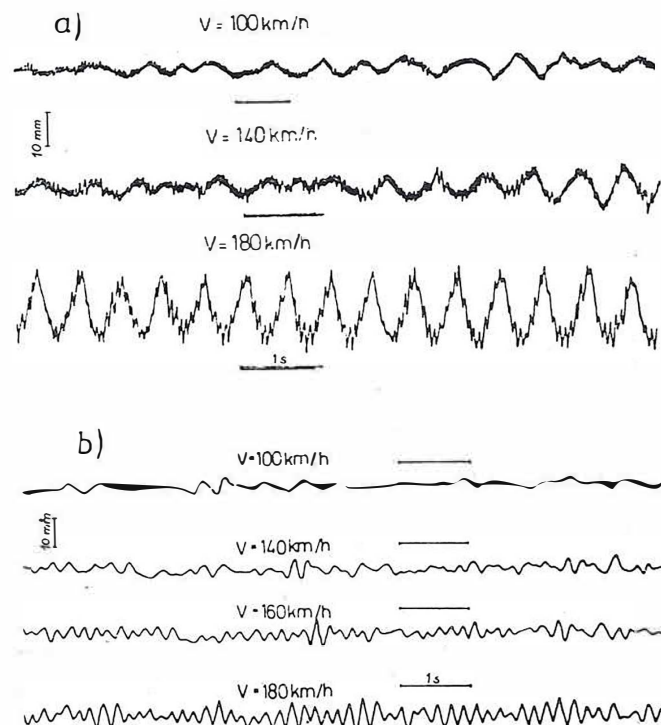
Układ zawieszania	Parametry dynamiczne drgań obracania					
	z tłumieniem				bez tłumienia	
	Próżny		Obciążony		Próżny	Obciążony
	ν	δ	ν	δ		
	Hz		Hz		Hz	
1	—	—	—	—	0,40	0,37
2	0,39	3,41	0,56	5,84	0,77	0,76
3	—	—	—	—	0,90	0,87
4 (I)	—	—	0,03	135,29	0,97	0,96
4 (II)	—	—	—	—	0,68	0,68
5	2,78	0,29	2,27	0,25	2,28	2,27
6	0,78	5,70	0,56	4,20	1,17	0,96



Rys. 7. Przebieg zależności częstości wężykowania od prędkości jazdy. 1 — [19], 2 — [9], 3 — [9]

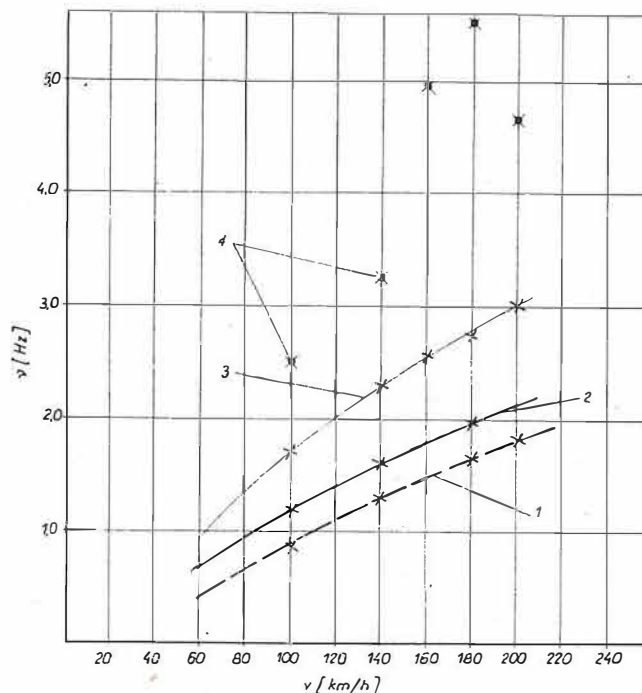
Zakończenie

Różne koncepcje konstrukcyjne zawieszek nadwozi przyjęte w wagonach osobowych o przeciętnych parametrach konstrukcyjnych zasadniczo odmiennie wpływają na podstawowe parametry dynamiczne pojazdów. Różnice dotyczą nie tylko wartości liczbowych ważniejszych wielkości, lecz również strony jakościowej zjawisk dynamicznych.



Rys. 8

Rys. 8. Zapis pomiarowy poprzecznych przemieszczeń zestawów kołowych względem szyn (a — dla zarysu klasycznego po przebiegu 80 000 km, b — zarysu DB II po przebiegu 300 000 km).



Rys. 9. Wyniki badań dotyczących zależności częstości wężykowania od prędkości jazdy (1 — wagon Av4 um 10405 zarys klasyczny, przebieg 19 000 km, 2 — wagon B4 um 18 470 zarys klasyczny, przebieg 80 000 km, 3 — wagon Av um 19—80 109 zarys DB II, przebieg 300 000 km, 4 — wagon Av um 19—80 110 zarys DB II, przebieg 300 000 km).

TABELA 5.

Zakresy prędkości rezonansowych dla zarysu klasycznego i DB II

Zakresy prędkości rezonansowych [km/h]				
Układ zawieszenia	Profil klasyczny		Profil DBII	
	Wagon próżny	Wagon załadowany	Wagon próżny	Wagon załadowany
1	20-30	40-50	25-40	30-50
2	130-160	115-140	60-90	55-85
3	130-160	120-150	60-90	55-85
4 (I)	75-100	—	50-75	55-80
4 (II)	—	105-130	—	60-85
5	40-60	35-55	120-150	110-140
6	15-30	20-40	25-40	25-40

TABELA 6.

Zakresy prędkości rezonansowych dla zarysu klasycznego i DBII z uwzględnieniem tłumienia

Zakresy prędkości rezonansowych [km/h]				
Układ zawieszenia	Profil klasyczny		Profil DBII	
	Wagon próżny	Wagon załadowany	Wagon próżny	Wagon załadowany
1	170-200	145-175	70-100	65-95
2	220-250	170-200	90-120	75-105
3	—	220-250	100-130	90-120
4 (I)	220-250	120-150	90-120	60-90
4 (II)	—	—	—	—
5	45-65	40-60	130-180	130-180
6	60-80	30-50	50-70	40-60

Wiadomo, że w przypadku bocznych drgań równoległych układ mając dwa stopnie swobody może podlegać drganiom dwóch różnych postaci. Bywa jednak w przypadku niektórych układów zawieszeń (tabela 3) tak, że tłumienie nadkrytyczne jednej postaci drgań przy dość niskim tłumieniu drugiej postaci eliminuje w ogóle jeden z możliwych ruchów oscylacyjnych układu. Nietrudno zauważyć, iż poziome tłumiki drgań umieszczone w środkowej części

wózka dają mocno różniące się od siebie intensywności tłumienia dla obu głównych postaci drgań bocznych równoległych. Wynika to z różnej odległości osi tłumika od chwilowego środka obrotu nadwozia dla każdej postaci drgań a tym samym różnej wartości chwilowego momentu oporowego przy tej samej sile oporu tłumika.

Stąd wniosek, że niezależnie od współczynników tłumienia sama geometria układu zawieszenia oraz jego charakterystyki mechaniczne decydujące o położeniu chwilowych środków obrotu wpływają na intensywność tłumienia obu postaci drgań. To samo odnosi się do obracania nadwozia, które czasem przybiera postać ruchu nieoscylacyjnego (tabela 4).

Wszystko to ma istotne znaczenie przy doborze parametrów konstrukcyjnych zawieszek, tak aby zapewnić stosowanie do życzeń pod — lub nadkrytyczny bieg wagonu. Teoretycznie, dążenie do zapewnienia szybkobieżnemu wagonowi biegu nadkrytycznego jest uzasadnione. Wzrost prędkości jazdy zwłaszcza przy maksymalnych ich wartościach oddala a nie przybliża jak w przypadku biegu podkrytycznego częstość wzbudzenia od częstości naturalnych drgań bocznych. Także zużycie zarysu obręczy prowadząc na ogół do zwiększenia częstości wężkowania przestaje być z tego punktu widzenia zasadniczo niekorzystne. W świetle tego naturalnym staje się dążenie do zapewnienia jak najmniejszych częstości bocznych drgań swobodnych nadwozia przy dużej jednocześnie częstości wężkowania.

Takie rozumowanie, słuszne z punktu widzenia krytycznych prędkości jazdy, jak wskazywało na to doświadczenie, było niekorzystne ze względu na ogólną spokojność biegu wagonu. Zwiększone częstości drgań bocznych wózka pogarszały komfort jazdy, wobec czego raczej odwrotnie — dążono do wydłużenia fali wężkowania przede wszystkim drogą odpowiedniego doboru parametrów konstrukcyjnych prowadzenia zestawów kołowych przy jednoczesnym zmniejszaniu niższej częstości bocznych drgań równoległych i obracania oraz odpowiednim zwiększeniu wyższej częstości.

W ostatnich dziesięciu latach problem ten rozwiązano wprowadzając nowe zarysy obręczy, które zwiększając częstość wzbudzenia drgań bocznych nadwozia pozwalają na ograniczenie amplitudy drgań wózka, (rys. 8a, b), a tym samym zapewniając korzyści jakie niesie za sobą skrócenie fali wężkowania, umożliwiają uniknięcie wspomnianych wyżej mankamentów. Dodatkowa korzyść jaką osiągnięto, to zmniejszenie zużycia a co za tym idzie wydłużenie przebiegu do kolejnej regeneracji zarysu. W tym zakresie najwięcej doświadczeń zebrały chyba zarządy kolejowe we Francji i w NRF.

Z obliczeń jakie przeprowadzono dla badanych układów wynika, że zastosowanie zarysu DBII (AOC) zmniejsza wartość prędkości krytycznych przeciętnie o 30-40%, co w układzie sprężynowym powoduje przesunięcie prędkości rezonansowych do zakresu prędkości eksploatacyjnych.

TABELA 7.

Zestawienie informacji o badanych układach

Lp.	Nr rysunku	1	2	3	4 (I)	4 (II)	5	6
1.	Wrażliwość układu na zmianę obciążenia	Duża. Wzrost obciążenia w stosunku do wagonu próżnego powoduje zmianę postaci drgań	Średnia. Zmiana częstości drgań równoległych o około 12%, drgań obracania 44%	Mała. Zmiana częstości drgań bocznych o 4%	Duża. Wzrost obciążenia powoduje zmianę postaci drgań	Duża. Zmiana obciążenia powoduje zmianę częstości drgań bocznych ponad 40%	Mała. Zmiana częstości drgań bocznych około 10%, częstości drgań obracania ok. 18%	Duża. Zmiana częstości drgań bocznych około 180%, drgań obracania ok. 30%
2.	Charakter tłumienia	Nadkrytyczne drugiej postaci drgań bocznych dla wagonu próżnego i dla obracania (dla wagonu próżnego i obciążonego)	podkrytyczne dla wszystkich postaci drgań niezależnie od obciążenia	nadkrytyczne drugiej postaci drgań bocznych oraz dla obracania niezależnie od obciążenia wagonu	nadkrytyczne drugiej postaci drgań bocznych dla wagonu próżnego oraz dla obracania (wagon próżny i obciążony)	nadkrytyczne dla obracania niezależnie od obciążenia	podkrytyczne dla wszystkich postaci drgań niezależnie od obciążenia	podkrytyczne dla wszystkich postaci drgań niezależnie od obciążenia
3.	Charakter biegu przy prędkościach jazdy 150-200 km/h — profil klasyczny — nowy	nadkrytyczny	krytyczny	krytyczny	nadkrytyczny (próżny) podkrytyczny (obciążony)	nadkrytyczny (w pobliżu krytycznego) nadkrytyczny	podkrytyczny	nadkrytyczny
	— profil zużyty lub DBII	nadkrytyczny	nadkrytyczny	nadkrytyczny	nadkrytyczny (próżny) podkrytyczny (obciążony)	nadkrytyczny	krytyczny	nadkrytyczny

W przypadku niektórych rozpatrywanych układów zawieszonych dość istotne różnice jakościowe powoduje zmiana obciążenia użytecznego. Mamy przykłady nadkrytycznego tłumienia drugiej postaci bocznych drgań równoległych dla wagonu próżnego a jednocześnie podkrytycznego tłumienia w tym samym wagonie obciążonym (tabela 3 i 4). Zatem zależnie od obciążenia wagonu zawieszenie nadwozia zmienia swoje właściwości dynamiczne, w sensie ilościowym — zawsze, w sensie jakościowym w niektórych konstrukcjach.

Zestawienie bliższych informacji na temat badanych układów przedstawiono w tabeli 7.

Silny wpływ tłumienia wiskotycznego ma charakter postaciowy i ilościowy drgań nadwozia w zasadzie uniemożliwia ocenę zawieszenia w oparciu o analizę jego dynamiki przy pominięciu tłumienia.

Ogólny wniosek jaki wynika z przeprowadzonych rozważań, to konieczność dokładnego i wszechstronnego analizowania wpływu projektowanych zawieszonych na wartości krytycznych prędkości jazdy przy użyciu odpowiednio ściśłego modelu, z uwzględnieniem tłumienia, zmiany obciążenia, zarysu zewnętrznego obrotu i ewentualnie innych czynników konstrukcyjno-ruchowych.

Literatura

1. Bruhat L. — Pnevmaticheskie podvesivaniye i telezki. Ežemesj. Biuleten Mieżduna Asociacii. 1969 nr 7, s. 3—29, 1969 nr 3, s. 1—17, 1969 nr 10, s. 14—26.
2. Drgania i fale w ciałach stałych. Praca zbiorowa pod red. S. Kaliskiego Warszawa PWN 1966.
3. Grzesikiewicz W., Piotrowski J. — Synteza układu zawieszenia nadwozia szybkojeźdnego wagonu pasażerskiego. Archiw. Bud. Maszyn 1971 zes. 2, s. 349—373.
4. Grzesikiewicz W., Osiecki J., Piotrowski J. — Podstawy dynamiki pojazdów szynowych — WPW — Warszawa 1972.
5. Herbst W. — Ergebnisse der Oberbauforschung und ihre Auswirkungen auf die Praxis. Eisenbahningenieur 1972 nr 5, s. 126—132 i 1972 nr 10, s. 272—281.
6. Kasprzak B. — Drgania boczne wagonu osobowego zawieszonego na pneumatycznych łącznikach sprężystych. I Krajowa Konferencja — Pojazdy Szynowe — Materiały konferencyjne. Kraków — Zawoja 1973, s. 169—182.
7. Kasprzak B. — Drgania boczne wagonów osobowych opartych na pneumatycznych łącznikach sprężystych. Zesz. Nauk. PP. Maszyny Robocze i Pojazdy 1974 zes. 13.
8. Kayserling U. — Lauftefederte Drehgestelle des Triebzuges Baureihe 420. Elektr. Bahnen 1969 nr 11, s. 263—269.
9. Koffman J.L. — Lateral Oscillations of Bogie Bolsters. The Railway Gazette 1960 nr 2.
10. Koffman J.L. Body Ralling as Influenced by Bogie Suspension. The Railway Gazette 1960.
11. Krugmann H.L. — Trag — und Führungselemente im Rad — Schiene — System Glasers Annalen 1969 nr 11, s. 337—346.
12. Mandelstam L.I. — Połnoje sobranije trudov. T 4. Lekcii po kolebanijam. AN SSSR 1955.
13. Marcinkowski J. — Resory pneumatyczne. I Krajowa Konferencja — Pojazdy Szynowe — Materiały Konferencyjne. Kraków — Zawoja 1973 s. 69—81.
14. Mauzin M.A. — Contribution à l'étude du confort transversal des vehicules. Rev. Gen. des Chemins de fer. 1965 nr 10, s. 510—524.
15. Moron P. — Principes fondamentaux observés dans la conception des bogies de voitures à voyageurs. Rev. Gen. des Chemins de Fer. 1972 nr 10, s. 568—591.
16. Neftzger A. — Lauftechnische Erkenntnisse aus den Schnellfahruntersuchungen der Deutschen Bundesbahn. Glasers Annalen 1969 nr 11, s. 337—346.
17. Ofierzyński M. — Wpływ elementów zawieszenia bujakaowego na drgania boczne wagonu osobowego. Zesz. Nauk. PP. Masz. Rob. i Poj. 1970 nr 10, s. 167—188.
18. Ofierzyński M. — Analiza porównawcza niektórych właściwości dynamicznych wybranych systemów zawieszonych nadwozi wagonów pasażerskich. I Krajowa Konferencja — Pojazdy Szynowe — Materiały Konferencyjne. Kraków — Zawoja 1973, s. 183—205.
19. Praca zbiorowa — Przystosowanie kolei do zwiększonych szybkości i dużych przewozów. Warszawa WKiŁ 1969.
20. Robert J. — Amélioration des qualités de roulement des voitures à incorporer dans les trains à grand confort circulant à des vitesses élevées, Bogies moderns. Evolutions techniques possibles. Bull. del' A.J. du Congres des Chemins de Fer. 1968, s. 247—288.
21. Sobolewski H. — Rozwiązane i nierozwiązane problemy dynamiki pojazdów szynowych. Problemy Kolejnictwa z. 38, s. 5—36.
22. Sobolewski H. — Ustatecznienie układu zawieszenia nadwozia i podparcia ostożki wózków wagonów pasażerskich. Problemy Kolejnictwa. z. 40 s. 7—58.
23. Sperling E. — Weiterentwicklung des Drehgestelles Minden — Deutz. Glasers Annalen 1967 nr 3.
24. Stahn R. — Wagenradsätze der Deutschen Bundesbahn für hohe Geschwindigkeiten. Glasers Annalen. 1972 nr 11, s. 331—333.
25. Strelkov S.P. — Vvedenije w teoriju kolebanija. Nauka Moskwa 1964.
26. Zakład Pojazdów Szynowych PP — Zdolności filtracyjnego przy poprzecznym wymuszeniu okresowym oraz reakcja na działanie nagle przyłożonego obciążenia poprzecznego — wybranych układów zawieszonych nadwozi wagonów pasażerskich. Poznań 1972/73.