

Model dynamiki pojazdu szynowego przy zastosowaniu zawieszenia aktywnego i symulacja komputerowa przyspieszeń poziomych lokomotywy

W artykule omówiono problem zawieszonych aktywnych, które w odróżnieniu od dotychczas stosowanych zawieszonych pasywnych – reagują na impulsy generowane przez tor podczas jazdy taboru. Przedstawiono model dynamiczny dla koncepcji aktywnego tłumienia ruchów wężykowania wózka w torze i analizę parametrów charakterystyki tego modelu ze względu na właściwości biegu pojazdu oraz sformułowano wnioski dla pierwszego w kraju wdrożenia zawieszenia aktywnego na lokomotywie.

1. WPROWADZENIE

Dotychczas stosowane w taborze kolejowym zawieszenia nazywane są pasywnymi, ponieważ nie wymagają doprowadzenia energii dla ich działania. Mogą energię drgań pojazdu jedynie gromadzić (np. sprężyna śrubowa) i rozpraszać (jak np. tłumik hydrauliczny lub cierny). Inaczej zbudowane jest zawieszenie aktywne. Typowe zawieszenie aktywne składa się ze źródła energii, siłownika (np. hydraulicznego, elektromechanicznego, pneumatycznego, magnetycznego itp.) oraz urządzeń czujnikowych i pomiarowych (np. przyspieszeniomierzy, przetworników siły, potencjometrów itp.). Zawieszenie aktywne jest tak zbudowane, że może ono:

- w sposób ciągły dostarczać energię ze źródła i za pomocą układu sterowania modulować jej strumień dopływający do zawieszenia,
- wytwarzać siłę proporcjonalną do bezwzględnej prędkości masy, podczas gdy zawieszenie pasywne wytwarza tylko siłę proporcjonalną do prędkości względnej między dwiema masami. Dzięki zdolności do modulacji sił w odpowiedzi na wiele zmiennych, zawieszenie aktywne może przystosowywać się do różnych wartości sił zewnętrznych, a zatem może być jednocześnie „miękkie” dla chwilowych impulsów od toru i „twarde” dla stałych sił zewnętrznych. Zawieszenie aktywne może być stosowane do utrzymania zadawalającego poziomu jakości biegu pojazdu przy znacznie podwyższonej prędkości lub do utrzymania zadanej prędkości na torze o obniżonej jakości.

Idea zawieszenia aktywnego była przedmiotem studiów w pracy [6]. Studia stanu wiedzy w zakresie tych zawieszonych oraz prototypowych rozwiązań na świecie wskazały na trzy dziedziny możliwości jego zastosowań w pojazdach szynowych: drgania pionowe, dynamika pozioma i sterowanie przechyłem nadwozia podczas jazdy na łukach.

W pierwszej dziedzinie realizacja zawieszenia aktywnego polega na zastosowaniu obok pasywnej sprężyny przenoszącej drgania pionowe masy nadwozia lub ramy wózka – tłumika aktywnego, którego siła oddziaływania modulowana jest sygnałem prędkości i/lub przyspieszenia, pomierzonych na ramie wózka lub nadwoziu. Zapotrzebowanie mocy do napędu siłownika wynosi około 5 kW na pojazd. Przedmiotem badań modelowych na świecie są pojazdy do bardzo dużej prędkości jazdy, powyżej 300÷350 km/h, takie jak TGV, Avril, ETR500.

W drugiej dziedzinie zawieszenie aktywne realizuje się również za pomocą siłowników o sile modulowanej sygnałami prędkości i/lub przyspieszenia, mierzonych na ramie wózka lub nadwoziu. Jednak rozwiązanie jest tu znacznie trudniejsze ze względu na następujące okoliczności:

- mały poprzeczny skok zawieszenia wynikający z ograniczeń skrajni,
- przy wyższych prędkościach jazdy zjawiska kinematyki zestawów kołowych biegnących z luzem poprzecznym względem toru dominują nad zjawiskami związanymi z drganiami poprzecznymi zawieszenia,
- poprawa spokojności biegu w poziomie może wiązać się z pogorszeniem wskaźników spokojności biegu na łuku.

Z prac teoretycznych i modelowych prowadzonych w Japonii, Stanach Zjednoczonych i w Niemczech [3] wynika, że gdy prędkość eksploatacyjna jest znacznie niższa od prędkości 300 km/h, to zadawalające właściwości biegu w płaszczyźnie poziomej można uzyskać za pomocą aktywnych siłowników poprzecznych, umieszczonych między ramą wózka a nadwoziem. Zapotrzebowanie mocy jest przy tym umiarkowane i siłowniki nie mają zbyt dużych wymiarów. Gdy prędkość ta jest bliska 300 km/h, wówczas dobre właściwości biegu można uzyskać stosując zarówno aktywne siłowniki poprzeczne między ramą wózka a nadwoziem

jak i aktywne siłowniki tłumiące drgania skrętne wózka w torze.

W trzeciej dziedzinie zawieszenie aktywne realizowane jest za pomocą siłownika aktywnego, odchylającego nadwozie od prostopadłej do toru w kierunku do wewnątrz łuku toru. Siłownik ten ma regulowaną siłę zależną od niezerównoważonego przyspieszenia odśrodkowego, działającego na pojazd i przyspieszenia bocznego, odczuwanego przez pasażera pojazdu. Aktywny układ przechyłu nadwozia umożliwia obniżenie przyspieszenia bocznego odczuwanego przez pasażera i zwiększenie prędkości jazdy w łuku. Uzyskuje się skrócenie czasu jazdy na linii ze znaczną ilością łuków.

W polskich warunkach największe szanse wdrożenia idei istnieją w dziedzinie dynamiki poziomej [6]. Zawieszenie aktywne powinno zapewnić tu zwiększenie prędkości maksymalnej pojazdu lub poprawę spokojności biegu przy dotychczasowych prędkościach jazdy 140+160 km/h. W zakresie drgań pionowych wyraźne korzyści pojawiają się przy wyższych prędkościach jazdy zbliżonych do 300+350 km/h, których PKP aktualnie nie przewidują.

Przewidując największe szanse wdrożenia idei do pojazdów krajowych w dziedzinie dynamiki poziomej w pracy [6] sformułowano koncepcję tłumienia aktywnego ruchów wężykowania wózka w torze przy pomocy siłownika pracującego przy czołownicy ramy wózka oraz sterowanego wielkością przyspieszeń wzdłużnych i poprzecznych, mierzonych na ramie wózka. Układ ten tłumí jednocześnie ruchy skrętne i poprzeczne wózka w torze.

Dla wyjaśnienia powstałych problemów stateczności i regulacji opracowano ogólny wielowymiarowy model układu o wielu stopniach swobody i opracowano algorytm syntezy zawieszenia aktywnego.

Artykuł zawiera opracowanie uściślonego modelu dynamicznego dla tej koncepcji aktywnego tłumienia ruchów wężykowania wózka w torze i analizę parametrów charakterystyki tego modelu, ze względu na właściwości biegowe pojazdu oraz sformułowanie wniosków dla pierwszego wdrożenia na lokomotywie liniowej.

Pracę zrealizowano w ramach projektu KBN nr 9T 12C 024 10.

2. MODEL POZIOMEGO ZAWIESZENIA AKTYWNEGO DLA WÓZKÓW POJAZDÓW SZYNOWYCH

2.1. Koncepcja

Koncepcja będąca przedmiotem niniejszych studiów poprawia właściwości biegowe jednym siłownikiem poprzecznym tłumiącym jednocześnie drgania poprzeczne i skrętne wózka w torze.

Koncepcję poziomego zawieszenia aktywnego dla wózków pojazdów szynowych przedstawia rys.1. Dwa tłumiki aktywne pracują w odległości b od osi poprzecznej wózka równoległe do jednej z czołownic. Siła ich oddziaływania na ramę wózka sterowana jest sumą wielkości sygnałów prędkości bezwzględnych w kierunku wzdłużnym i poprzecznym podłożnicy ramy wózka. Sterowanie odbywa się wg stałych

charakterystycznych c_1 i c_2 , dobranych odpowiednio do konkretnych parametrów pojazdu.

Wzdłuż osi poprzecznej wózka pracują normalnie stosowane dwa ukośne tłumiki pasywne, zamontowane między ramą wózka a nadwoziem, o współczynniku tłumienia p_1 . Przy drugiej czołownicy, w odległości b_0 od osi poprzecznej wózka, pracują dwa tłumiki pasywne o współczynniku tłumienia p_2 . Tak zamontowane tłumiki pasywne stosowane są na krajowych lokomotywach liniowych (spalinowych i elektrycznych).

Wprowadzenie do koncepcji dotychczas stosowanych w pojazdach tłumików pasywnych tworzy układ, który łączy funkcje aktywne i pasywne i daje następujące możliwości:

- zabezpiecza pojazd na wypadek awarii aktywnych członów układu,
- pozwala wyłączyć człony aktywne np. przy niższych prędkościach jazdy,
- umożliwia wyłączenie z pracy każdego z członów podczas badań porównawczych.

W koncepcji przedstawionej na rys.1 przyjęto, że tłumiki aktywne umieszczone są z tyłu wózka, a pasywne z przodu – jak przy aktualnej zabudowie na lokomotywach.

Moment sterujący, pochodzący od członów aktywnych układu, ma następującą postać:

$$\tau_{yaw} = -c_1 \dot{y}_T - c_2 \dot{\psi}_T \quad (1)$$

gdzie:

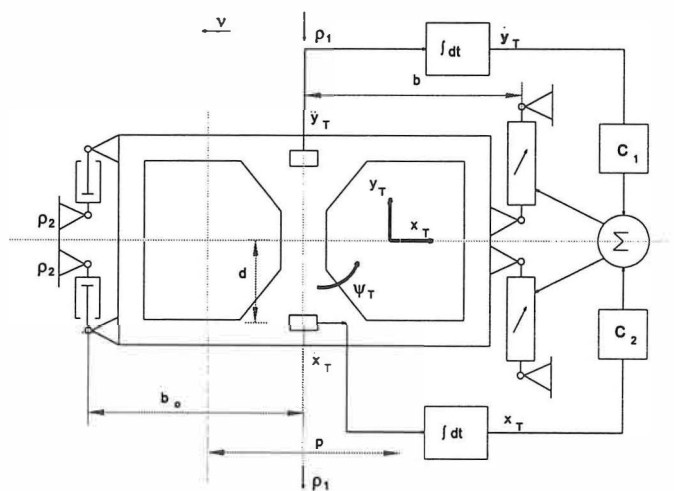
$\dot{y}_T$ – prędkość bezwzględna wózka przy przemieszczaniach poprzecznych w torze (dy_T / dt),

$\dot{\psi}_T$ – prędkość kątowa skrętu wózka względem kierunku

$$\text{jazdy: } \frac{d\dot{\psi}_T}{dt} = \frac{1}{d} \frac{d\dot{x}_T}{dt}$$

d – odległość punktu pomiarowego przyspieszenia wzdłużnego ostojnicy od osi wzdłużnej wózka,

c_1, c_2 – dobrane stałe charakterystyczne, odpowiednio dla tłumienia liniowego (Ns) i kątowego (Nms/rad).



Rys. 1. Koncepcja poziomego zawieszenia aktywnego nadwozia na wózku.

Własności biegunowe przedstawionego układu zawieszenia zależą od stałych charakterystycznych siłowników aktywnych c_1 i c_2 oraz współczynników tłumienia pasywnego ρ_1 i ρ_2 . Dalej zostanie przeprowadzona analiza stateczności układu i optymalizacja parametrów c_1 i c_2 oraz parametru ρ_2 tłumienia pasywnego przy przedniej czołownicy ramy wózka. W zakres optymalizacji nie wchodzi parametr ρ_1 ukośnego środkowego tłumika pasywnego, ponieważ powiązany jest on z właściwościami biegowymi lokomotyw w pionie.

2.2. Główne dane wejściowe do obliczeń

Dla obliczeń optymalizacyjnych parametrów układu aktywnego c_1 i c_2 oraz tłumienia pasywnego ρ_2 przyjęto następujące podstawowe dane wejściowe odpowiadające krajowej lokomotywie o zwiększonej prędkości jazdy typu 104E-EP09.

1. Zestaw kołowy

Promień kręgu tocznego koła w położeniu środkowym w torze wynosi

$$\frac{1,250}{2} = 0,625 \text{ m.}$$

Odległość kręgów tocznych zestawu kołowego wynosi

$$2s = 1,5 \text{ m.}$$

Moment bezwładności zestawu kołowego względem geometrycznej osi pionowej

$$2000 \text{ kgm}^2.$$

2. Baza wózka

Rozstaw osi wózka wynosi 2,85 m. Połowa bazy wózka przyjmowana do obliczeń wynosi:

$$\frac{2,85}{2} = 1,425 \text{ m.}$$

3. Sztywność poprzeczna zawieszenia nadwozia na wózku

Nadwozie oparte jest na wózku za pośrednictwem 4 kompletów sprężyn typu „flexicoil”. Sprężyna zewnętrzna i wewnętrzna kompletu mają przy ich wysokości statycznej wg [11] następujące sztywności poprzeczne wg formuły J.A.Harings'a:

$$0,1433 \text{ kN/mm oraz } 0,0265 \text{ kN/mm.}$$

Sztywność sumaryczna sprężyn w komplecie wynosi:

$$c_s = 0,1698 \text{ kN/mm} = 0,1698 \cdot 10^6 \text{ N/m.}$$

Sztywność poprzeczna zawieszenia nadwozia na wózku (4 komplety) wynosi:

$$4 \cdot 0,1698 = 0,6792 \text{ kN/mm} = 0,679 \cdot 10^6 \text{ N/m.}$$

4. Sztywność skrętna oparcia nadwozia na wózku

Sztywność skrętna oparcia nadwozia na wózku wynosi:

$$2 \cdot 1/4 \cdot 2 \cdot c_s \cdot e^2 = c_s e^2$$

Przy odległości punktów oparcia w kierunku wzdłużnym

$$0,740 \text{ m}$$

i ich odległości w kierunku poprzecznym

$$2,180 \text{ m}$$

odległość ich po przekątnej wynosi:

$$e = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{0,740}{2}\right)^2 + \left(\frac{2,180}{2}\right)^2} = 2 \cdot 1,151 \text{ m} = 2,302 \text{ m,}$$

co daje sztywność skrętną:

$$c_s e^2 = 0,1698 \cdot 10^6 \cdot 2,302^2 = 0,8998 \cdot 10^6 \approx 0,9 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

5. Masa nadwozia

Zgodnie z [11] obliczeniowa masa lokomotywy wynosi 85210 kg. Masa wózka bez sprężyn oparcia 22 230 kg. Połowa masy nadwozia wynosi więc:

$$\frac{85210 - 2 \cdot 22230}{2} = 20375 \text{ kg.}$$

Dla uwzględnienia wpływu dynamiki pionowej na długość fali wężykowania wózka w torze do obliczeń wprowadzono masę powiększoną 1,5 krotnie zgodnie z doświadczeniem z symulacji wężykowania jednostki 5B-6B. [15].

6. Tłumienie aktywne

Siłę poprzeczną od tłumienia aktywnego wyraża wzór

$$F = \frac{c_1}{b} \cdot \dot{y}_T \quad \text{czyli} \quad c_1^* \cdot \dot{y}_T \quad (2)$$

gdzie: $c_1^* = \frac{c_1}{b}$ przy drganiach poprzecznych wózka w torze.

Odległość siłownika aktywnego od osi poprzecznej wózka wynosi

$$b = 2,2 \text{ m.}$$

Obliczenia pozwolą wyznaczyć optymalną wartość stałej charakterystycznej tłumienia aktywnego c_1 . Druga stała charakterystyczna wchodzi do obliczeń bezpośrednio jako c_2 dając moment przy ruchach skrętnych wózka w torze

$$\tau = \pm c_2 \cdot \dot{\psi}_T \quad (3)$$

i będzie podlegać również optymalizacji. Jako wstępną wartość dla podanych stałych należy zgodnie z obliczeniami w [6] przyjąć:

$$c_1 = 0,12 \cdot 10^6 \text{ Ns} \quad c_2 \leq 0,128 \cdot 10^6 \text{ Nms/rad.}$$

7. Tłumienie pasywne

Od dwóch pasywnych tłumików hydraulicznych zamontowanych przy drugiej czołownicy ramy wózka działa moment na ramę wózka:

$$2\rho_2 \dot{\psi}_T \cdot b_0 \quad \text{czyli} \quad 2\rho_2^* \dot{\psi}_T \quad \text{gdzie:} \quad \rho_2^* = \rho_2 \cdot b_0 \quad (4)$$

Odległość tłumików hydraulicznych od osi poprzecznej wózka przyjmuje się:

$$b_0 = b = 2,2 \text{ m.}$$

Siła poprzeczna działająca na ramę wózka wyniesie

$$\frac{2 \cdot \rho_2^* \cdot \dot{\psi}_T}{b_0} \quad (5)$$

Współczynnik tłumienia każdego z tłumików wynosi

$$\rho_2 = 32 \text{ kNsek/m} = 32 \cdot 10^3 \text{ Nsek/m.}$$

Na wózek działa również siła poprzeczna od pochylonego pod kątem α do poziomu tłumika hydraulicznego. Dwa tłumiki dają w sumie siłę

$$2\rho_1 \cdot \cos\alpha \left(\dot{y}_N - \dot{y}_T \right) \quad (6)$$

gdzie: $\dot{y}_N$ – prędkość przemieszczania nadwozia.

Współczynnik tłumienia tłumika wynosi:

$$\rho_1 = 60 \text{ kNs/m} = 60 \cdot 10^3 \text{ Ns/m}$$

a kąt pochylenia

$$\alpha = 57^\circ 43'.$$

8. Masa i moment bezwładności części usprężynowanej wózka

Masa części usprężynowanej wózka wynosi:

$$22\,240 - 2 \cdot 3180 = 15\,880 \text{ kg}$$

gdzie: 3 180 kg to masa nieodsprężynowana przypadająca na 1 oś. Dla momentu bezwładności części nieodsprężynowanej wózka przyjęto wartość

$$2 \cdot \frac{15\,880}{2} \cdot 1,33^2 \approx 28\,000 \text{ kgm}^2$$

9. Moment bezwładności nadwozia

Moment bezwładności nadwozia przy rozstawie teoretycznych czopów skrętu wózków $a = 8 \text{ m}$ i masie nadwozia przypadającej na wózek 20 375 kg wynosi w przybliżeniu względem osi pionowej:

$$J_N = 2 \cdot 20\,375 \cdot \left(\frac{8}{2}\right)^2 = 652\,000 \text{ kgm}^2$$

Moment bezwładności nadwozia o masie 40 750 kg rozłożonej równomiernie na długości 15,5 m i szerokości ~2,8 m prostopadłościennie wynosi natomiast:

$$J_N = \frac{1}{12} \cdot 40\,750 \cdot (15,5^2 + 2,8^2) = 840\,000 \text{ kgm}^2.$$

Do obliczeń przyjęta zostanie druga wartość, jako bardziej zbliżona do wartości rzeczywistej.

10. Prowadzenie maźnic

Sztywność prowadzenia wzdłużnego jednej maźnicy z prowadnikami Alsthoma [3] wynosi:

$$188 \cdot 10^6 \text{ N/m, a z tłumieniem wzdłużnym } 1000 \text{ Ns/m.}$$

Sztywność prowadzenia poprzecznego maźnicy wynosi:

$$1,66 \cdot 10^7 \text{ N/m, a z tłumieniem poprzecznym } 1000 \text{ Ns/m.}$$

3. ANALIZA DYNAMICZNA UKŁADU ZAWIESZEŃ

Obejmuje ona symulację wężykowania lokomotywy oraz obliczenia parametrów zawieszenia aktywnego dla dwóch prędkości jazdy: 160 km/h i 200 km/h.

3.1. Model układu zawieszenia

Model układu zawieszenia w poziomie rozpatrywanej lokomotywy przedstawiono na rys.2.

3.2. Elementy łączące modelu

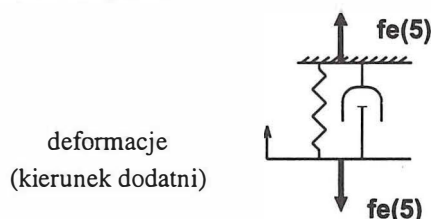
nr *)	parametry, opis (k–sztywność, c–stała tłumienia)
1,21 2,22 3,23 4,24	k_{x1}, c_{x1}
5,25 6,26 7,27 8,28	k_{y1}, c_{y1}
9,29	k_{y2}, c_{y2}, k_{oy2} (sztywn. odbijaka), $oy2$ (luz do obj.)
10,30	k_{fi2}, c_{fi2}
11,31	cb

*) zgodnie z rysunkiem 2

Fa1, Fa2 – siły od elementu aktywnego,

$F_{s1}, F_{s2}, \dots$ } siła poprzeczna i moment wzgl. osi
 $M_{s1}, M_{s2}, \dots$ } pionowej, działające na zestaw kołowy
nr 1, 2, ... od szyn.

Przyjęte kierunki działania sił od elementów łączących przedstawiono na rys. 3:



Rys.3. Kierunki działania sił od elementów łączących.

3.3. Równania ruchu

$$M \ddot{x} + f = \phi \quad (7)$$

gdzie:

M – macierz mas,
 x – wektor współrzędnych uogólnionych,
 f – wektor sił,
 ϕ – wektor zerowy,
 $M\ddot{x}$ – wektor sił bezwładności.

Macierz mas

$M(1,1) = -myzk$
 $M(2,2) = -Jzzk$
 $M(3,3) = -myzk$
 $M(4,4) = -Jzzk$
 $M(5,5) = -myRW$
 $M(6,6) = -JzRW$
 $M(7,7) = -myzk$
 $M(8,8) = -Jzzk$
 $:$
 $:$

Symbole:

m – masa

J – moment bezwładności

Indeksy:

y, z – kierunki (osi układu współ.)

zk – zestaw kołowy

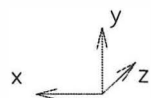
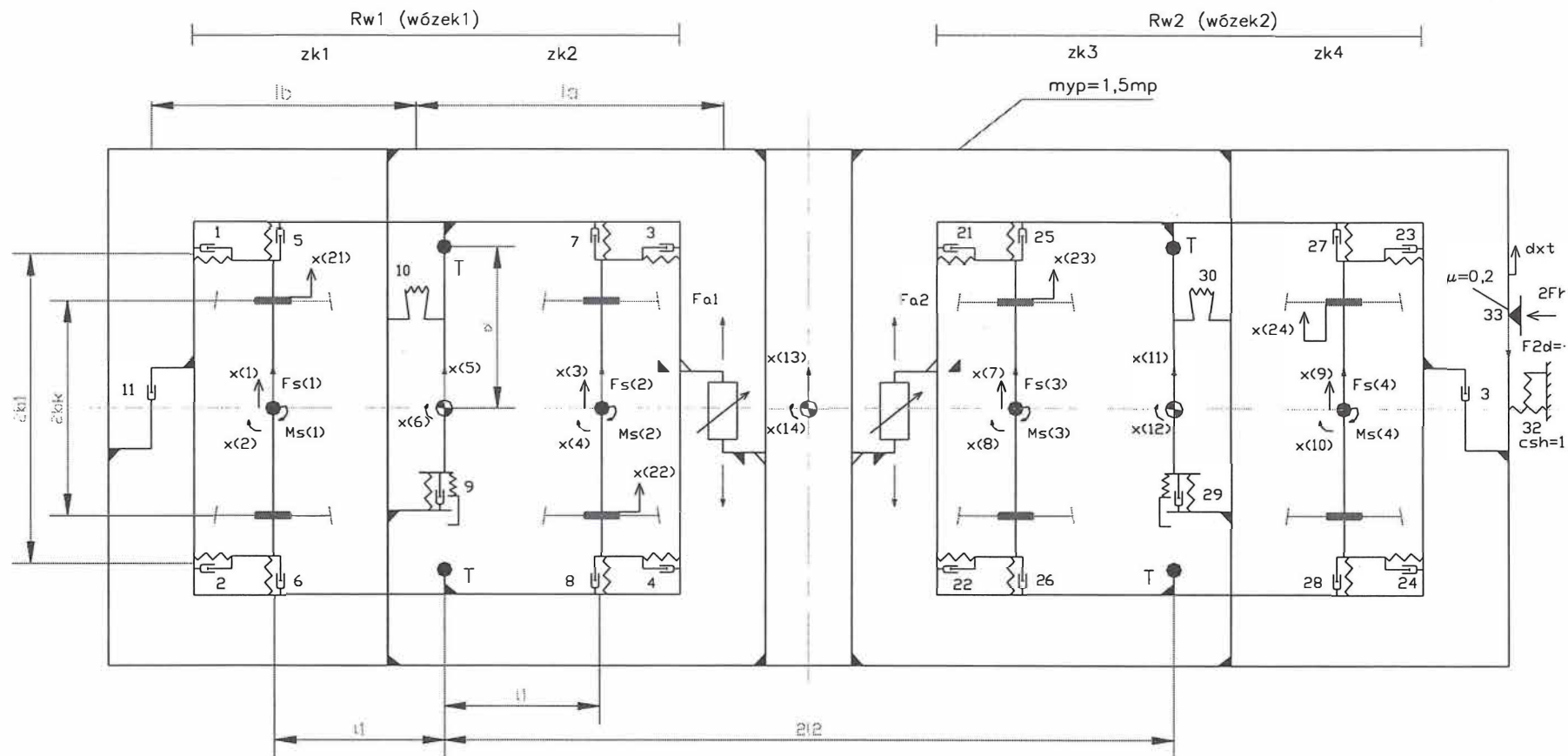
RW – rama wózka

P – pudło

$M(12,12) = -JzRW$

$M(13,13) = -myp$

$M(14,14) = -JzP$



Optym. układ cięgieł 104E
 $15eb = 1/10 \max F_h = kx_h + F_h$

14 stopni swobody

$x(21)$
 $x(22)$
 $x(23)$
 $x(24)$

nierówności poprzeczne
 toru pod zestawem
 kołowym 1, 2, 3, 4

T – punkt zamocowania czujników dl

Rys. 2. Model układu zawieszenia w poziomie

3.4. Wektor sił

$$\left. \begin{aligned} f(1) &= F_s(1) + f_e(6) - f_e(5) \\ f(2) &= M_s(1) + (f_e(1) - f_e(2)) \cdot b_1 \\ f(3) &= F_s(2) + f_e(8) - f_e(7) \\ f(4) &= M_s(2) + (f_e(4) - f_e(3)) \cdot b_1 \\ f(5) &= f_e(9) + f_e(11) + F_{a1} + f_e(5) + f_e(7) - f_e(6) - f_e(8) \\ f(6) &= f_e(10) + f_e(11) \cdot l_b - F_{a1} \cdot l_a + (f_e(5) + \\ &\quad f_e(8) - f_e(6) - f_e(7)) \cdot l_1 + (f_e(2) + \\ &\quad f_e(3) - f_e(1) - f_e(4)) \cdot b_1 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Zestaw kołowy 1, 2} \\ \\ \\ \\ \text{Wózek 1} \end{array}$$

Uwaga!

W opracowaniu [15] uwzględniono zmianę ramion działania sił od zestawów kołowych przy obrocie wózka. Zapis siły $f(6)$ wyglądałby tu tak:

$$f(6) = f_e(10) + \dots + f_e(6) \cdot (l_1 + b_1 \cdot x(6) + \dots - f_e(1) \cdot (b_1 + l_1 \cdot x(6) + f_e(z) \cdot (b_1 - l_1 \cdot x(6))))$$

Wydaje się to jednak nieuzasadnioną komplikacją równań ruchu.

$$\left. \begin{aligned} f(7) &= F_s(3) + f_e(26) - f_e(25) \\ f(8) &= M_s(3) + (f_e(21) - f_e(22)) \cdot b_1 \\ f(9) &= F_s(4) + f_e(28) - f_e(27) \\ f(10) &= M_s(4) + (f_e(24) - f_e(23)) \cdot b_1 \end{aligned} \right\} \text{Zestaw kołowy 3, 4}$$

$$\left. \begin{aligned} f(11) &= f_e(29) + f_e(31) + F_{a2} + f_e(25) + f_e(27) - \\ &\quad f_e(26) - f_e(28) \\ f(12) &= -f_e(30) - f_e(31) \cdot l_b + F_{a2} \cdot l_a + (f_e(25) + \\ &\quad f_e(28) - f_e(26) - f_e(27)) \cdot l_1 + (f_e(22) + \\ &\quad f_e(23) - f_e(21) - f_e(24)) \cdot b_1 \end{aligned} \right\} \text{Wózek 2}$$

$$\left. \begin{aligned} f(13) &= -f_e(11) - f_e(9) - F_{a1} - F_{a2} - f_e(29) - f_e(31) \\ f(14) &= -f_e(10) + (-f_e(11) + f_e(31)) \cdot (l_2 + l_2 b) + \\ &\quad (-F_{a1} + F_{a2}) \cdot (l_2 - l_a) + \\ &\quad (-f_e(9) + f_e(29)) \cdot l_2 + f_e(30) \end{aligned} \right\} \text{Pudło}$$

3.5. Siły działające na zestaw kołowy od szyn

$F_s(1)$, $M_s(1)$, ... – liczone przez procedury

KoSzy2	KoSzy1
wg uproszczonych wzorów [8]	wg uproszczonych
z uwzględnieniem promieni profili	wzorów [14]
koła i szyny.	

Parametry dla tych procedur:

1) przemieszczenie zestawu względem toru (poprzeczne):

$$\begin{aligned} &= x(1) - x(21) \quad \text{z.k. 1} \\ &= x(3) - x(22) \quad \text{z.k. 2} \\ &= x(7) - x(23) \quad \text{z.k. 3} \\ &= x(9) - x(24) \quad \text{z.k. 4} \end{aligned}$$

przemieszczenia zestawu kołowego względem układu współrzędnych

nierówność poprzeczna toru pod i-tym zestawem:

2) prędkości przemieszczenia:

$$\begin{aligned} &= x'(1) \quad \text{z.k. 1} \\ &= x'(3) \quad \text{z.k. 2} \\ &= x'(7) \quad \text{z.k. 3} \\ &= x'(9) \quad \text{z.k. 4} \end{aligned}$$

Uwaga!: nie stosuje się $x'(1) - x'(21)$, bo to byłaby symulacja stanowiska rolkowego.

3) przemieszczenie kątowe zestawu kołowego:

$$\left. \begin{aligned} &= x(2) \\ &= x(4) \\ &= x(8) \\ &= x(10) \end{aligned} \right\} \text{dla zest. kołowych 1, 2, 3, 4}$$

4) prędkości przemieszczenia kątowego:

$$\begin{aligned} &= x'(2) \\ &= x'(4) \\ &= x'(8) \\ &= x'(10) \end{aligned}$$

5) prędkość jazdy v

6) parametry kół, tarcia itp. (nacisk Q_{stat} , promień koła r_k , rozstaw kół $(1/2) b_t$, stożkowatość γ , tarcie, promienie profili koła i szyny wg procedury KoSzy2).

3.6. Siły od siłowników aktywnych

Moment sterujący

$$\tau_{yaw} = -c_1 \dot{\psi}_T - c_2 \ddot{\psi}_T$$

$$\dot{\psi}_T = \frac{\dot{x}_T}{d}$$

$$\dot{y}_T = x'(5) \quad - \text{wózek 1}$$

$$\dot{y}_T = -x'(11) \quad - \text{wózek 2}$$

$$\ddot{\psi}_T = -x'(6) \quad - \text{wózek 1}$$

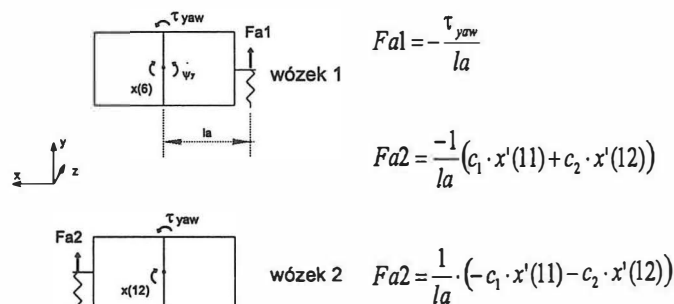
$$\ddot{\psi}_T = -x'(12) \quad - \text{wózek 2}$$

Siła

$$F_{a1} = \frac{+\tau_{yaw}}{l_a}$$

$$F_{a1} = \frac{1}{l_a} \cdot ((-c_1 \cdot x'(5) + c_2 \cdot x'(6))) \quad (8)$$

Układ sił od elementów aktywnych dla obu wózków lokomotywy przedstawia rys. 4



Rys. 4. Siły od elementów aktywnych wózków

3.7. Siły od pozostałych elementów łączących

$$\begin{aligned} fe(1) &= kx1(-x(2)+x(6)) \cdot b1 + cx1(-x'(2)+x'(6)) \cdot b1 \\ fe(2) &= kx1(x(2)-x(6)) \cdot b1 + cx1(...) \\ fe(3) &= kx1(x(4)-x(6)) \cdot b1 + cx1(...) \\ fe(4) &= kx1(-x(4)-x(6)) \cdot b1 + cx1(...) \\ fe(5) &= ky1(x(1)-x(5)-x(6) \cdot l1) + \\ &\quad cy1 \cdot (x'(1)-x'(5)-x'(6) \cdot l1) \\ fe(6) &= ky1(-x(1)+x(5)+x(6) \cdot l1) + \\ &\quad cy1 \cdot (-x'(1)+x'(5)+x'(6) \cdot l1) \\ fe(7) &= ky1(x(3)-x(5)+x(6) \cdot l1) + cy1(...) \\ fe(8) &= ky1(-x(3)+x(5)-x(6) \cdot l1) + cy1(...) \\ fe(9) &= odb2(ky2-x(5)+x(13)+x(14) \cdot l2, oy2, koy2) + cy2 \cdot \\ &\quad (-x'(5)+x'(13)+x'(14) \cdot l2) \end{aligned}$$

Uwaga! – odb2 to funkcja licząca siły na odbijaku.

Definicja: odb2 (k, def, luz, kodb):

jeżeli defluz to defodb=def-luz, w przeciwnym razie
jeżeli def-luz to defodb=def+luz, w przeciwnym razie
defodb=0 odb2=k·def+kodb(defodb)

$$\begin{aligned} fe(10) &= kfi2 \cdot (-x(6)+x(14)) + cfi2 \cdot (-x'(6)+x'(14)) \\ fe(11) &= cb \cdot (-x'(5)-x'(6) \cdot lb+x'(13)+x'(14) \cdot l2+lb) \end{aligned}$$

$$fe(21) = kx1(-x(8)+x(12)) \cdot b1 + cx1(-x'(8)+x'(12)) \cdot b1$$

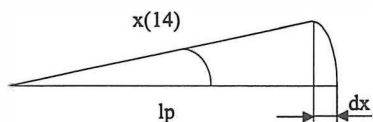
$$\left. \begin{aligned} fe(22) \\ : \\ : \\ fe(28) \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{analogicznie jak (odpowiednio) } fe(2) \dots fe(8), \\ &\text{z tym, że należy zamienić } x(i) \rightarrow x(6+i), \end{aligned}$$

np.:

$$\begin{aligned} fe(28) &= ky1 \cdot (-x(9)+x(11)-x(12) \cdot l1) + \\ &\quad cy1 \cdot (-x'(9)+x'(11)-x'(12) \cdot l1) \\ fe(29) &= odb2 \cdot (kyz, -x(11)+x(13)- \\ &\quad x(14) \cdot l2, oy2, koy2) + cy2 \cdot (-x'(11)+x'(13)-x'(14) \cdot l2) \\ fe(30) &= kfi2 \cdot (x(12)-x(14)) + cfi2 \cdot (x'(12)-x'(14)) \\ fe(31) &= cb \cdot (-x'(11)+x(12) \cdot lb+(x'(13)-x'(14) \cdot l2+lb)) \end{aligned}$$

3.8. Siły od haka sprzęgu i zderzaków

$$\begin{aligned} fe(32) &= Fh + Fhp + kxh \cdot lp \cdot 0,5 \cdot x(14)^2 + cxh \cdot lp \cdot 0,5 \cdot x'(14)^2 \\ dyt &= x'(13) - x'(14) \cdot lp \end{aligned}$$



Rys. 5. Symbolika w układzie haka sprzęgu i zderzaków

lp – połowa długości pudła

$$dx = lp - lp \cdot \cos(x(14)) = lp[1 - \cos(x(14))] \approx 0,5x^2(14)$$

jeżeli dyt > 0 to znak = 1,
jeżeli dyt = 0 to znak = 0, w przeciwnym razie znak = 1
jeżeli (Fhφ - Fh) to znak = φ
fe(33) = znak · μ · (Fhφ - Fh)

Fh – siła na haku w czasie jazdy
Fhp – siła wstępna na sprzęgu i zderzakach
μ – współczynnik tarcia na zderzakach
kxh – sztywność sprzęgu
cxh – tłumienie sprzęgu

$$\left. \begin{aligned} kxh &\approx 15e6 \\ cxh &= 1e6 \\ \mu &= 0,25 \end{aligned} \right\} [13]$$

Fh = 50 kN – z char. trak. opory ruchu przy prędk. 120 km/h.

Fhφ = 2·10 kN (charakter. zderzaka z normy) albo dwóch zderzaków

Uzupełnienie równań ruchu:

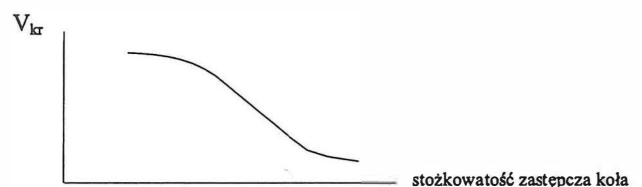
$$f(13) = \dots fe(33)$$

$$f(14) = \dots -fe(32) \cdot x(14) \cdot lp + fe(33) \cdot lp$$

3.9. Model obliczeniowy i jego weryfikacja

W oparciu o model wg rys.2 i równania ruchu, opracowano model obliczeniowy xy BB akt 02 dla dwuwózkowego pojazdu w układzie BB, z zawieszeniem aktywnym w poziomie, posługując się systemem komputerowym do oceny dynamiki pojazdów szynowych DYNA PS 3,5 i wykorzystując doświadczenia z opracowania modelu dla wagonu 6B na wózkach 15 MN z zawieszeniem pasywnym – symbol \dynaps\6B\wężyk\xy6B01.3 [15]. Weryfikacja nowo opracowanego modelu dała następujące wyniki:

- Wstępne obserwacje zachowania się modelu (sprawdzenie, czy w pewnych charakterystycznych sytuacjach zachowanie się modelu jest zgodne z oczekiwaniami) – ujawniły kilka błędów, które zostały usunięte.
- Przebieg prędkości krytycznej w funkcji stożkowatości zastępczej koła na przykładzie wagonu osobowego – taki sam, jak znany z literatury, czyli zgodnie z wykresem pokazanym na rys. 6.



Rys. 6. Zależność prędkości krytycznej od stożkowatości zastępczej

- Długość fali wężykowania wózka odizolowanego od pudła – zbliżona do długości policzonej analitycznie wg formuły Klingela dla wózka ze sztywnym prowadzeniem zestawów kołowych (różnica ~5%). Zachowanie się modelu lokomotywy przy stożkowatościach zastępczych 0,2–1,0 – jakościowo takie same, jak rzeczywistej lokomotywy.
- Wyniki obliczeń dla parametrów wagonu 6B na wózkach 15 MN – IDENTYCZNE, jak wyniki obliczeń przeprowadzonych dla tego wagonu kilka miesięcy wcześniej w oparciu o podobny, ale powstały zupełnie niezależnie (bardziej skomplikowany) model wagonu 6B [15].

3.10. Układ danych do modelu obliczeń

procedure ParMod (numobl:integer);
{Par01a0}

begin
if j=0 then
begin

{masy:}

myP:=1.5*40750; {kg, zastępcza masa pudła dla drgań w kier.
poprz.; zwiększona razy 1,5 na podst. informacji z [15]}
izP:=840e3; {kgm², moment bezwl. pudła wokół osi pion.}
myRW:=15.88e3; {kg, masa ramy wózka, wg [13]}
izRW:=28e3; {kgm², oszac. moment bezwl. ramy wózka
wzgl. osi pion.}
myZK:=3.18e3; {kg, masa zest. kol. wg [13]}
izZK:=2e3; {kgm², oszac. moment bezwl. zestawu wzgl.
osi pion.}

{koło/szyna:}

bk:=0.75; {m, pol. rozstawu kręgów tocznych}
Qstat:=104.e3; {N, nacisk stat. koła na szynę}
gamma:=0.02; {wg „Określenie stożk. zastępczej” w zał. 1}
rk:=0.625; {m, promień okręgu tocznego}
wspk:=125; {wsp. tarcia, =125 dla współcz. mi=0.3}

{1. stopień:}

l1:=1.425 {m, połowa bazy wózka}
b1:=1.090 {połowa rozstawu poprz. sprężyn}
kx1:=188e6; {N/m, sztywność wzdł. na maźnice, wg [13]}
cx1:=1e3; {Ns/m, tłumienie wzdł. na maźnice, wg [13]}
kyl:=1.66e7; {N/m, sztywność poprz. na maźnice, wg [12]}
cyl:=1e3; {Ns/m, tłumienie poprz.}

{2. stopień:}

l2:=4; {m, połowa bazy pudła (rozstawu czopów skreću)}
ky2:=0.679e6; {N/m, sztywn, poprz. przypadająca na wózek}
koy2:=1e8; {sztywn. odbijaka poprz.}
oy2:=0.04; {m, luz do dob. poprz.}
cy2:=64e3; {Ns/m, tłumienie poprzeczne od tłumików ukośnych}
kfi2:=0.90e6; {Nm/rad, sztywn. skrećna wózka wzgl. nadwozia}
cfi2:=0; {Nm/rad, tłumienie skrećne}

{tłumik poprz.:}

lb:=2.2; {m, odległość tłumika od osi poprz. wózka (środek wózka)}
cb:=2*32e3; {Ns/m, tłumienie zastępcz. tłumika na czołownicy wózka}

{element aktywny:}

la:=2.2; {m, odległość tłumików aktywnych od osi poprz. wózka}

c1:=2*0; {parametry sterujące; razy 2, bo przy jednej czołownicy są dwa siłowniki}
c2:=2*0;

end;

3.11. Obliczenia parametrów zawieszenia aktywnego

Analizie poddano najpierw parametry z wybranego przykładu lokomotywy 104E-EP09 o prędkości 160 km/h, czyli obecnie maksymalną jej prędkość.

Analiza ta wykazała, że do prędkości 160 km/h pozytywny wpływ tłumienia pasywnego i aktywnego na wężykowanie jest mało widoczny. Obliczenia prędkości krytycznej w zależności od stożkowatości efektywnej koła wykazały zgodność zależności z podanym w p. 3.9 wykresem. Po tych studiach dokonano obliczeń dla lokomotywy przy prędkości 200 km/h. Obliczenia te objęły lokomotywę:

- z zawieszeniem aktywnym i pasywnym,
- z zawieszeniem tylko aktywnym
- z dwukrotnie obniżoną sztywnością prowadzenia zestawów kołowych tzn. ze sztywnością, przy której uzyskano stateczny bieg lokomotywy.

Porównawczo dokonano obliczeń dla takiej lokomotywy przy prędkości 160 km/h:

- z zawieszeniem aktywnym i pasywnym,
- z zawieszeniem tylko pasywnym.

Poniżej przedstawiono tabele przyspieszeń i diagramy dla lokomotywy z wybraną sztywnością prowadzenia zestawów kołowych..

a) Lokomotywa z zawieszeniem aktywnym i pasywnym (oblAP11,.xls)

Waga wartości Max dla obliczeń średniej ważonej
 $w * \text{Max} + (1-w) * S(n-1)$:

w =0,4

prędkość:	200km/h
stożkowatość zastępcza:	0,2
współczynnik tłumienia	
aktywnego c1:	0
sztywność poprzeczna	
uspężynowania 1-go stopnia:	2 razy pomniejszona*

* bez tego zabiegu nie udało się uzyskać statecznego biegu przy prędkości 200 km/h

Przyspieszenia poprzeczne pudła nad wózkiem 1, m/s^2 ,
(średnia ważona)

Tabela 1

		tłum. pasywne cb, Ns/m			
		0,00E+00	1,00E+02	1,00E+04	1,00E+06
Tłumienia	0,00E+00	11,5295	11,3998	24,9383	10,4575
aktywne	1,00E+02	12,2516	11,7555	26,2129	10,4625
c2	1,00E+04	5,7589	5,7870	38,5830	10,3908
Nms/rad	1,00E+06	0,0000	0,0000	0,0000	6,7510

Przyspieszenie poprzeczne pudła nad wózkiem 2, m/s^2 ,
(średnia ważona)

Tabela 2

		tłum. pasywne cb, Ns/m			
		0,00E+00	1,00E+02	1,00E+04	1,00E+06
Tłumienia	0,00E+00	16,6791	16,3884	63,7781	38,4321
aktywne	1,00E+02	16,1733	15,4052	65,6191	38,0131
c2	1,00E+04	14,8906	14,6243	89,3642	38,2625
Nms/rad	1,00E+06	0,0000	0,0000	0,0000	22,6670

Przyspieszenia poprzeczne środka wózka 1, m/s^2 ,
(średnia ważona)

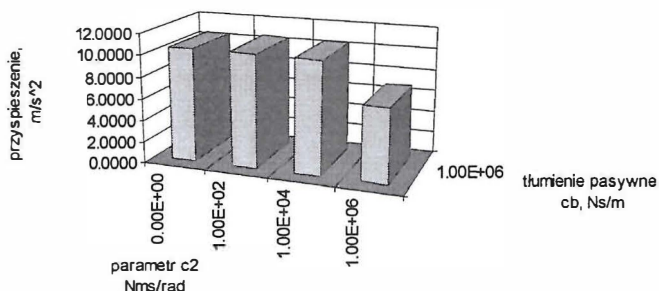
Tabela 3

		tłum. pasywne cb, Ns/m			
		0,00E+00	1,00E+02	1,00E+04	1,00E+06
Tłumienia	0,00E+00	16,5882	16,8395	24,6247	29,7195
aktywne	1,00E+02	17,3713	15,7707	24,9813	28,4371
c2	1,00E+04	11,2809	11,2014	36,0319	28,9305
Nms/rad	1,00E+06	0,0000	0,0000	0,0000	6,9647

Uwaga! Podane w tabelach wyniki zacięniowane, to wyniki jedynych w niniejszej próbie biegów statecznych. Pozostałe biegi były wyraźnie niestateczne (amplituda wężkowania rosła!).

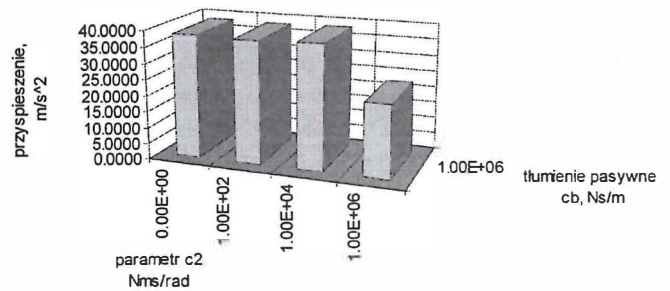
Na rys. 7. przedstawiono wykresy tylko dla wariantów statecznych.

Przyspieszenie, średnia ważona Max i S(n-1)



Rys. 7. Diagram przyspieszeń poprzecznych pudła nad wózkiem 1.

Przyspieszenie, średnia ważona Max i S(n-1)



Rys. 8. Diagram przyspieszeń poprzecznych pudła nad wózkiem 2.

b) Lokomotywa z zawieszeniem pasywnym
(oblOrg04.pas,.xls)

prędkość: 160km/h
stożkowatość zastępcza: 0,4

Przyspieszenia poprzeczne, zawieszenie pasywne (oryg.)
Tabela 4

	przyspieszenia poprzeczne, m/s^2		
	Pudło nad wózkiem 1	Pudło nad wózkiem 2	Środek wózka 1
Max	0,2480	0,3393	0,6488
S(n-1)	0,0837	0,1076	0,1818
śr. waż*	0,1450	0,1965	0,3698

*kombinacja liniowa (średnia ważona) Max i S(n-1):
 $w \cdot \text{Max} + (1-w) \cdot \text{S}(n-1)$, gdzie Max – wartość maksymalna,
S(n-1) – odchylenie standardowe

Waga wartości Max dla obliczeń średniej ważonej
 $w \cdot \text{Max} + (1-w) \cdot \text{S}(n-1)$:

$$w = 0,5$$

c) Lokomotywa z zawieszeniem aktywnym.
Obliczenia (oblAkt11.pas,.xls)

Waga wartości Max dla obliczeń średniej ważonej
 $w \cdot \text{Max} + (1-w) \cdot \text{S}(n-1)$:

$$w = 0,4$$

prędkość: 200km/h
stożkowatość zastępcza: 0,2
tłumienie pasywne cb: 2x1 MNs/m
sztywność poprzeczna usprężynowania 1-go stopnia: 2 razy pomniejszona*

* prędkość i zmniejszenie sztywności zachowano z obliczeń oblAP11, przeprowadzonych dla stożkowatości zast. 0.2.

Przyspieszenia poprzeczne pudła nad wózkiem 1, m/s^2 ,
(średnia ważona)

Tabela 5

		Tłumienia aktywne c_1 , Ns/m			
		0,00E+00	1,00E+02	1,00E+04	1,00E+06
Tłumienia	0,00E+00	10,4575	10,4633	14,0481	-
aktywne	1,00E+02	10,4625	10,4890	14,0657	-
c2	1,00E+04	10,3908	10,4527	15,0577	-
Nms/rad	1,00E+06	-	-	-	-

Przyspieszenia poprzeczne pudła nad wózkiem 2, m/s^2 ,
(średnia ważona)

Tabela 6

		Tłumienia aktywne c_1 , Ns/m			
		0,00E+00	1,00E+02	1,00E+04	1,00E+06
Tłumienia	0,00E+00	38,4321	38,1677	36,1716	-
aktywne	1,00E+02	38,0131	37,5001	36,0852	-
c2	1,00E+04	38,2625	38,3199	36,3989	-
Nms/rad	1,00E+06	-	-	-	-

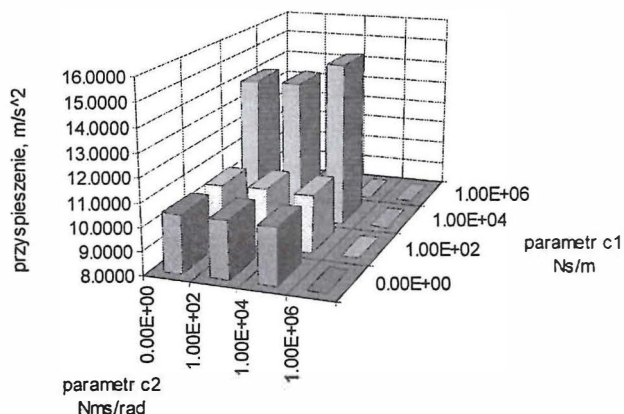
Przyspieszenia poprzeczne środka wózka 1, m/s^2 ,
(średnia ważona)

Tabela 7

		Tłumienia aktywne c_1 , Ns/m			
		0,00E+00	1,00E+02	1,00E+04	1,00E+06
Tłumienia	0,00E+00	29,7195	29,5816	28,8138	-
aktywne	1,00E+02	28,4371	28,5724	28,7779	-
c2	1,00E+04	28,9305	28,0365	28,8386	-
Nms/rad	1,00E+06	-	-	-	-

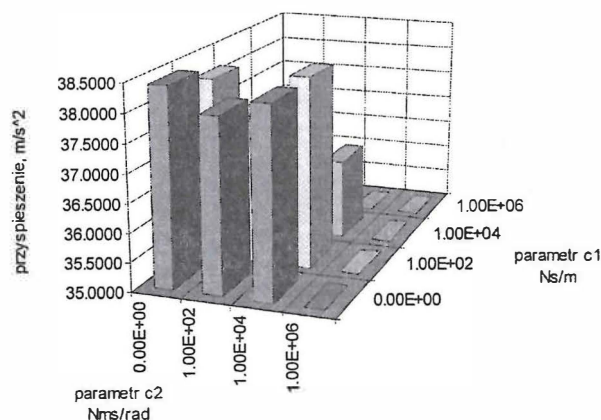
Uwaga! Wybrano tylko te warianty, które były stateczne dla stożkowości 0.4 (oblAkt01)

Przyspieszenie, średnia ważona Max i S(n-1)



Rys. 9. Diagram przyspieszeń poprzecznych nad wózkiem 1

Przyspieszenie, średnia ważona Max i S(n-1)



Rys. 10. Diagram przyspieszeń poprzecznych nad wózkiem 2

d) Lokomotywa z zawieszeniem aktywnym.
Obliczenia (oblAkt01.pas,xls)

Waga wartości Max dla obliczeń średniej ważonej
 $w \cdot \text{Max} + (1-w) \cdot S(n-1)$:

$$w = 0,5$$

prędkość: 160km/h
stożkowość zastępcza: 0,4

Przyspieszenie poprzeczne pudła nad wózkiem 1, m/s^2 ,
(średnia ważona)

Tabela 8

		Tłumienia aktywne c_1 , Ns/m			
		1,00E+03	1,00E+04	1,00E+05	1,00E+06
Tłumienie	1,00E+03	0,0822	0,0897	0,2004	0,0000
aktywne	1,00E+04	0,0849	0,0921	0,2002	0,0000
c2	1,00E+05	0,1098	0,1163	0,2070	0,0000
Nms/rad	1,00E+06	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Przyspieszenie poprzeczne pudła nad wózkiem 2, m/s^2 ,
(średnia ważona)

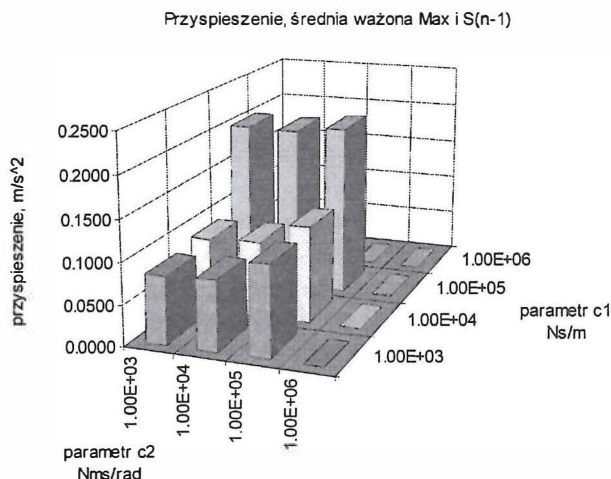
Tabela 9

		Tłumienia aktywne c_1 , Ns/m			
		1,00E+03	1,00E+04	1,00E+05	1,00E+06
Tłumienie	1,00E+03	0,1018	0,0978	0,0793	0,0000
aktywne	1,00E+04	0,0991	0,0951	0,0759	0,0000
c2	1,00E+05	0,0762	0,0712	0,0556	0,0000
Nms/rad	1,00E+06	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

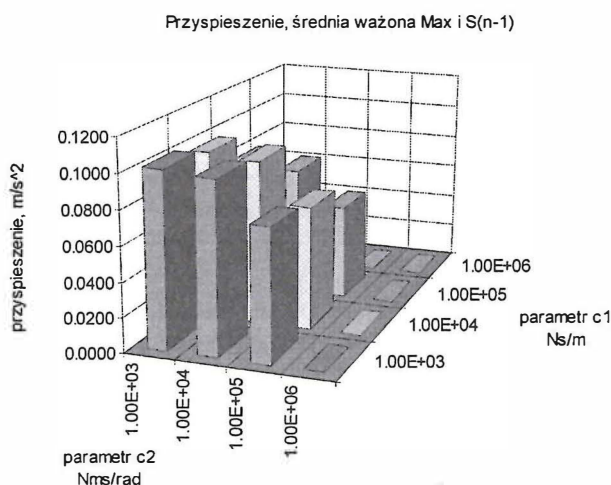
Przyspieszenie poprzeczne środka wózka 1, m/s^2 ,
(średnia ważona)

Tabela 10

		Tłumienia aktywne c_1 , Ns/m			
		1,00E+03	1,00E+04	1,00E+05	1,00E+06
Tłumienie	1,00E+03	0,4051	0,4048	0,4639	0,0000
aktywne	1,00E+04	0,3995	0,3992	0,4537	0,0000
c2	1,00E+05	0,3499	0,3494	0,3826	0,0000
Nms/rad	1,00E+06	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000



Rys. 11. Diagram przyspieszeń poprzecznych pudła nad wózkiem 1



Rys. 12. Diagram przyspieszeń poprzecznych pudła nad wózkiem 2

4. Omówienie wyników symulacji poziomych zawiesznień aktywnych lokomotyw liniowych i wnioski

Podczas jazdy na torze prostym występują dwa podstawowe problemy związane z własnościami biegowymi pojazdów szynowych w poziomie: niestabilność, powodowana przez impulsy zewnętrzne, pochodzące od nierówności toru oraz niestabilność samowzbudna, wynikająca z konstrukcji pojazdu. Niniejszy artykuł rozpatruje drugi problem w odniesieniu do lokomotywy liniowej wyposażonej obok dotychczasowego zawieszenia pasywnego w zawieszenie aktywne, realizujące tłumienie ruchów wężykowania wózka w torze dwoma siłownikami sterowanymi wielkością prędkości bezwzględnych, mierzonych w kierunku poprzecznym i wzdłużnym w środku podłużnicy ramy wózka i umieszczonymi przy tylnej czołownicy wózka.

Stateczność biegu pojazdu na torze prostym związana jest ze stożkowym lub analogicznym ukształtowaniem powierzchni tocznych kół zestawu kołowego. Gdy koło zostaje przemieszczone z położenia środkowego na torze, pojawiają się duże siły poziome na styku koła z szyną. Siły te nie tylko wpływają na zdolności do centrowania zestawu kołowego, lecz są także przyczyną nadmiernego zużycia powierzchni koła i

szyn. Siła powrotna, powodowana stożkowatością koła lub analogicznym ukształtowaniem, działa na wózek towarzysząc jego ruchowi sinusoidalnemu w ramach luzu w torze. Siła ta wzrasta szybko przy zbliżaniu się do pewnej prędkości zwanej prędkością krytyczną [2, 7, 9]. Przemieszczenia nadwozia lub wózka z położenia środkowego wzrastają przy tym przy każdym drgnięciu. Prędkość krytyczna zależy od takich czynników, jak parametry zawieszenia, stożkowatość efektywna koła wynikająca z parametrów koła i szyny, zanieczyszczenia szyn, siły hamowania oraz siły trakcyjnej. W konstrukcji pojazdów szynowych dąży się do tego, aby prędkość krytyczna znajdowała się poza operacyjnym zakresem prędkości pojazdu [2, 7]. Jednakże ze względu na ograniczenia, jakie stawia stożkowatość efektywna koła i zawieszenie cel ten nie zawsze może być osiągnięty dla poszczególnych pojazdów. W związku z tym należy rozróżnić drgania poprzeczne nadwozia i drgania towarzyszące wężykowaniu wózka w torze.

Drgania pierwszego rodzaju inicjowane są, gdy częstotliwość własna zawieszenia nadwozia zbliża się do częstotliwości wężykowania wózka w torze. Przy bardzo sztywnym prowadzeniu maźnic w ramie wózka, z jaką mamy do czynienia w lokomotywach z prowadnikami typu Alsthoma, częstotliwość wężykowania wózka w torze zbliża się do długości fali wężykowania L obliczonej z formuły Klingela [7]

$$L = 2\pi \cdot z \cdot \sqrt{\frac{r_o \cdot s}{\text{tg}\gamma}} \quad (9)$$

gdzie: z – współczynnik poprawkowy dla wózka o bazie a_w i rozstawie $2s$ kręgów tocznych

$$z = \sqrt{1 + \frac{a_w^2}{(2s)^2}}, \quad (10)$$

r_o – promień kręgu tocznego koła

$\text{tg}\gamma$ – stożkowatość efektywna.

Wężykowanie zachodzi zatem z częstotliwością

$$\omega = \frac{v}{3,6 \cdot 2\pi \cdot z} \cdot \sqrt{\frac{\text{tg}\gamma}{r_o \cdot s}} \quad (11)$$

przy prędkości jazdy v [km/h].

Prędkość krytyczna przy częstotliwości własnej zawieszenia nadwozia na wózku ω wyraża się wzorem

$$v_{kr} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot z \cdot \sqrt{\frac{r_o \cdot s}{\text{tg}\gamma}} \cdot \omega \quad (12)$$

Ze względu na to, że $\text{tg}\gamma$ może zmieniać się w bardzo szerokich granicach tj. 0,02÷0,333 a nawet osiągać wartość 1, w zależności od stanu zużycia koła i szyny, prędkość krytyczna może zmieniać się również w bardzo szerokich granicach. I tak dla rozpatrywanej lokomotywy 104E-EP09 otrzymuje się:

$$v_{kr} = 3,6 \cdot 2\pi \cdot 2,147 \cdot \sqrt{\frac{0,625 \cdot 0,75}{0,02 \div 0,333}} \cdot 0,9189 = 53 \div 216 \text{ km/h}$$

gdzie:

$$z = \sqrt{1 + \frac{2,85^2}{1,5^2}} = 2,147 \quad \text{oraz} \quad \omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_a}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{0,6792 \cdot 10^6}{20375}} = 0,9189 \text{ Hz}$$

W przypadku stożkowatości efektywnej równej 1 prędkość krytyczna osiągnęłaby wartość nawet 33 km/h. Wpływ konstruktora na dobór sztywności oparcia nadwozia na wózku, w celu podwyższenia prędkości krytycznej, ze względu na operacyjny zakres eksploatacji, jest bardzo mały. Oparcie nie może być zbyt miękkie, bo wielkość przesuwu poprzecznego nadwozia względem wózka ograniczona jest skrajnią pojazdu, ani też zbyt sztywne, ze względu na przyspieszenia wywołane nierównościami toru. W praktyce przyjmuje się najchętniej, że przesuw poprzeczny wyczerpywany jest przy sile poprzecznej 0,1 ciężaru nadwozia, co można sprawdzić do wzoru na częstotliwość własną:

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{0,1 \cdot g}{w}}$$

W przypadku lokomotywy 104E-EP09 otrzymanoby dla $w=0,040$ m

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{0,1 \cdot 9,81}{0,040}} = 0,788 \text{ Hz}$$

a więc wartość niewiele mniejszą od 0,9189 Hz wg aktualnej dokumentacji.

Wpływ konstruktora na drgania drugiego rodzaju jest również bardzo ograniczony. Są to drgania ramy wózka wywołane częstotliwością wężykowania wózka w torze. Gdy zmniejsza się sztywność skrętną prowadzenia zestawów kołowych w ramie wózka, pomniejsza się częstotliwość naturalną drgań ramy wózka, lecz jednocześnie zestawy kołowe zachowują się bardziej swobodnie. Ich długość fali wężykowania pomniejsza się, bo współczynnik z zmierza do wartości 1. W wyniku obniża się prędkość krytyczna obliczona ze wzoru (12). Takie działanie jest wykluczone jednak w przypadku lokomotyw na wyższe prędkości jazdy z silnikami trakcyjnymi zawieszonymi na ramie wózka i z napędem z wałem drążonym, obejmującym oś zestawu kołowego. Stosuje się tu bardzo sztywne prowadzenie zestawów kołowych w ramie wózka, np. prowadnikami typu Alsthoma, jak w przypadku lokomotywy 104E-EP09. Pozostają jedynie do dyspozycji zabiegi związane z kształtowaniem stożkowatości efektywnej $tg\gamma$, związanej z parametrami powierzchni tocznej koła i szyny. Koleje stosują często w związku z tym tzw. „dopasowany profil powierzchni tocznej koła”, czyli odpowiadający powiększonej, w wyniku zużycia podczas eksploatacji, stożkowatości koła. Dzięki temu stożkowatość efektywna może być już w nowym stanie koła na poziomie np. 0,2, co pozwoliłoby otrzymać prędkość krytyczną obliczoną ze wzoru (12) na poziomie 68 km/h. Innym sposobem zapobiegającym np. nadmiernemu wzrostowi stożkowatości efektywnej w eksploatacji, czyli obniżaniu prędkości krytycznej, jest stosowanie odpowiednio krótszych przebiegów między przetoczeniami kół.

Dla określenia stożkowatości efektywnej danego profilu po-

wierzchni tocznej koła kolejuje stosują bardzo szczegółowo rozpracowane programy obliczeniowe [7] uwzględniające:

- profil koła,
- luz zestawu kołowego w torze,
- szerokość toru,
- pochylenie szyny w stosunku do prostopadłej do płaszczyzny toru,
- początkowe wychylenie zestawu kołowego z położenia środkowego w torze,
- promień kręgu tocznego koła.

Oblicza się stąd długość fali wężykowania, wstawia do formuły Klingela, przyjmując dla zestawu kołowego $z=1$, i oblicza się stożkowatość efektywną zastępczą czyli:

$$tg\gamma = 4\pi^2 \cdot \frac{r_o \cdot s}{L_2}, \quad (13)$$

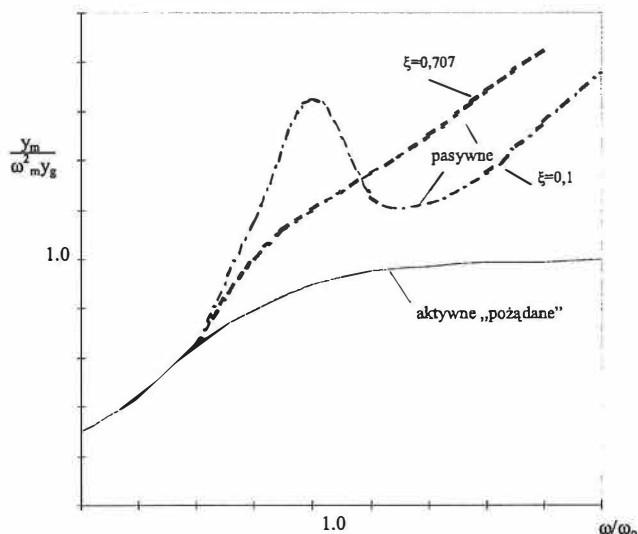
która charakteryzuje dany profil koła. Przy długości obliczeniowej fali wężykowania $L=35$ m byłaby to efektywna stożkowatość dla rozpatrywanej lokomotywy:

$$tg\gamma = 4\pi^2 \cdot \frac{0,625 \cdot 0,75}{35^2} = 0,015$$

Gdy zestaw kołowy biegnie w połączeniu z wózkiem pojazdu, zmienia się długość fali wężykowania w stosunku do długości odpowiadającej zastępczej stożkowatości efektywnej profilu koła, nie tylko w związku z wpływem sztywności prowadzenia zestawu kołowego w ramie wózka, lecz także w związku z tłumieniem przemieszczeń poprzecznych i skrętnych wózka w torze, powodowanym przez nadwozie, poprzez zabudowane między nadwoziem i wózkiem tłumiki. Wobec tego, że stożkowatość efektywna może się zmieniać w bardzo szerokich granicach może zachodzić sytuacja, że prawie cały zakres prędkości operacyjnych pojazdu mieści się w strefie prędkości krytycznych, a więc w strefie ruchu niestatecznego. Tak się może stać np. w przypadku lokomotywy 104E na prędkość max. 160 km/h. W tej sytuacji środkiem jaki pozostaje do dyspozycji, w celu opanowania przyspieszeń poprzecznych nadwozia, jest dobór parametrów tłumienia poprzecznego i skrętnego między wózkiem a nadwoziem. Dobór parametrów tłumienia może również zmierzać do tego, aby np. dla określenia prędkości maksymalnej pojazdu, drgania poprzeczne podwozia, przy określonych stożkowatościach efektywnych koła, pozostawały w strefie stateczności. Środkiem trudnym konstrukcyjnie, ale o dużym znaczeniu dla zmniejszenia przyspieszeń poprzecznych nadwozia, jest zmniejszenie sztywności prowadzenia poprzecznego zestawów kołowych w ramie wózka. Zmiana ta nie narusza zasad związanych z zastosowaniem napędu z wałem drążonym, obejmujących oś zestawu kołowego (i z cięgłami mocowanymi do tarczy koła), lecz wymaga opracowania nowego prowadnika maźnicy. Luz poprzeczny ramy wózka względem korpusu maźnicy powinien być przy tym powiększony z obecnych 7 mm do np. 14 mm.

Wprowadzenie prowadnika o pomniejszonej sztywności poprzecznej wydłuży fali wężykowania wózka w torze i tym samym podwyższy prędkość krytyczną. Znaczenie zabiegów związanych ze zmianą parametrów tłumienia i zmianą sto-

sunku częstotliwości drgań własnych (np. nadwozia) do częstotliwości impulsu (np. od wózka $\omega^2 y_n$) pokazuje rys.13. Wydłużenie fali wężykowania powoduje powiększenie prędkości, przy której częstotliwość własna drgań nadwozia ω równa się częstotliwości wężykowania wózka ω_n , czyli gdy $\omega/\omega_n = 1$.



Rys.13. Funkcja przeniesienia przyspieszenia.

Innym sposobem rozwiązania problemu wielkości przyspieszeń nadwozia mógłby być taki dobór prędkości krytycznej, aby:

- przy prędkościach jazdy w strefie podkrytycznej drgania wózka i nadwozia znajdowały się względem siebie blisko w fazie,
- przy prędkościach jazdy w strefie nadkrytycznej drgania wózka i nadwozia znajdowały się blisko w przeciwfazie.

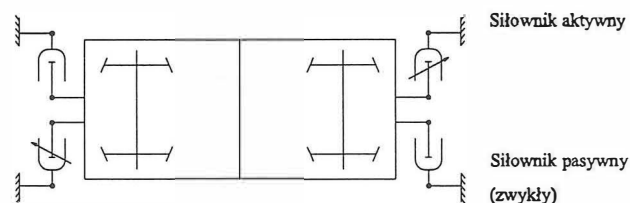
Sposób ten w przypadku lokomotywy 104E-EP09 wydaje się mało realny ze względu na ograniczony wybór parametrów tłumienia, a przede wszystkim brak możliwości zmiany sztywności oparcia nadwozia na wózku i ograniczone możliwości zmiany sztywności prowadzenia zestawów kołowych w ramie wózka.

Przedstawiony problem rozwiązano na drodze symulacji komputerowej, posługując się systemem komputerowym do oceny dynamiki pojazdów szynowych DYNA PS 3.5 i modelem matematycznym XY6B01.3 wagonu 6B i 5B w płaszczyźnie poziomej [15]. Model ten był weryfikowany. Przedmiotem badań symulacyjnych lokomotywy były:

- przyspieszenia maksymalne poprzeczne,
- kombinacja liniowa (średnia ważona) przyspieszenia maksymalnego i średniego odchylenia standardowego przyspieszenia

dla nadwozia pojazdu podczas wężykowania wózków w torze prostym, przy wybranych stożkowatościach efektywnych, najpierw dla prędkości 160 km/h (stożkowatości 0,2, 0,4, 0,8) a następnie dla prędkości 200 km/h (stożkowatości 0,4 i 0,2). Wyniki badań symulacyjnych, zmierzających do doboru parametrów tłumienia aktywnego i pasywnego dla koncepcji zawieszenia wg rys.1 można omówić następująco:

1. Do prędkości 160 km/h pozytywny wpływ tłumienia pasywnego i aktywnego na wężykowanie jest mało widoczny.
2. Aby lokomotywa była stateczna przy prędkości 200 km/h i przy stożkowatości efektywnej (zastępczej) 0,2÷0,4 trzeba zmniejszyć dwukrotnie sztywność poprzeczną prowadzenia zestawów kołowych w ramie wózka. W tych warunkach można było łatwiej dostrzec pozytywny wpływ tłumienia pasywnego i aktywnego. Bez żadnego tłumienia wężykowania lokomotywa była niestateczna. Duże tłumienie tłumików pasywnych ($c_b=106$ Ns/m dla jednego tłumika na czołownicy wózka) pozwoliło wprowadzić uzyskać bieg stateczny, jakkolwiek z dużymi poprzecznymi przyspieszeniami pudła. Odpowiednio dobrana wartość tłumienia aktywnego pozwoliła zmniejszyć przyspieszenia poprzeczne pudła. Najspokojniejszy bieg (przy zwiększonym dwukrotnie poprzecznie prowadzeniu zestawów kołowych w ramie wózka), dla prędkości 200 km/h dają wartości:
 - tłumienia pasywnego p_2 – około 106 Ns/m na jeden tłumik (są dwa na wózku),
 - tłumienia aktywnego $c_1=102$ Ns, $c_2=104$ Nms/rad dla jednego siłownika (są dwa na wózku).
3. Wydaje się, że w przypadku innych pojazdów (np. wagonów osobowych) lub przy innej konfiguracji parametrów lokomotywy (mała sztywność prowadzenia zestawów kołowych, inny rozstaw czopów skrzytu) korzystny wpływ zawieszenia aktywnego może być dużo wyraźniejszy.
4. Przyjęte usytuowanie tłumików wężykowania, aktywnych i pasywnych, względem osi poprzecznej wózka, na jednej tylko czołownicy wózka nie jest optymalne. Np. przy obrocie wózka względem pudła rozwiązanie takie daje nie tylko reakcję w postaci momentu sił, ale też „niepotrzebnej” siły poprzecznej, powodującej zakłócenia ruchu pudła i wózka w postaci dodatkowego przesunięcia poprzecznego. I odwrotnie: przesunięcie poprzeczne pudła względem wózka powoduje niepotrzebny obrót wózka pod pudłem. Niekorzystny wpływ takich zakłóceń na bieg lokomotywy zauważono podczas obliczeń. W tej sytuacji lepsze efekty (poprzez wyeliminowanie wspomnianych zakłóceń) dałby układ symetryczny tłumików na wózku wg koncepcji, pokazanej na rys. 14.



Rys. 14. Koncepcja poziomego zawieszenia aktywnego z symetrycznym rozmieszczeniem tłumików aktywnych i pasywnych.

Z dodatkowej analizy wpływu energii kinetycznej elementów siłownika aktywnego, elektromechanicznego, pozostających przy działaniu w ruchu obrotowym wokół

swej osi, położonej równolegle w stosunku do czołownicy ramy wózka, na zapotrzebowanie mocy przez siłownik wynika, że w przypadku rozważanej lokomotywy wpływ ten pozostanie na małym, 2,6% poziomie, o ile przy projektowaniu siłownika zwróci się uwagę na dobór przełożenia.

5. Układ zawieszenia poziomego, który łączy funkcje aktywne i pasywne w tłumieniu ruchów wężykowania w torze, daje także pewne korzyści eksploatacyjne (zabezpieczenie pojazdu na wypadek awarii aktywnych członów układu, możliwość wyłączenia członów aktywnych przy niższych prędkościach jazdy).

Z punktu widzenia techniki sterowania, zawieszenia można podzielić na:

- zawieszenie pasywne,
- zawieszenie semi-aktywne (inaczej nie całkowicie aktywne),
- zawieszenie całkowicie aktywne.

Analizowane zawieszenie można zaliczyć do semi-aktywnego.

Sposób takiego podziału i ogólna metoda rozwiązywania problemów zawieszonych była ostatnio przedmiotem studiów [1] na przykładzie uogólnionego, trójwymiarowego modelu zawieszenia w postaci ramy wspartej na czterech zespołach złożonych z elementu masowego, sprężystego i elementu sterującego wielkością mierzonych prędkości bezwzględnych i przemieszczeń.

Zawieszeniem całkowicie aktywnym dla tłumienia ruchów wężykowania w torze byłby układ złożony wyłącznie z elementów aktywnych, tzn. z zastosowaniem ich także w miejscach, gdzie działają dotąd elementy pasywne o współczynnikach ρ_1 i ρ_2 . Studia w [1] pokazały, że zawieszenia semi-aktywne, wykorzystujące tylko ograniczoną liczbę pomiarów wielkości sterujących, mogą być zbliżone w skuteczności do zawieszonych całkowicie aktywnych, korzystających ze złożonych kompletnych układów pomiarowych. Konkretnie możliwości w zakresie wykorzystania idei zawieszenia aktywnego w poziomie do optymalizacji właściwości biegowych pojazdu, przy ograniczonej ilości pomiarów sterujących, powinny być przedmiotem dalszych badań.

6. Idea zawieszenia aktywnego oparta na sterowaniu siły tłumiącej wartością bezwzględną pomierzonych parametrów ruchu (przyspieszenia, prędkości, przemieszczenia) rozwija się ostatnio w kierunku, zwanym adaptacyjnym zawieszeniem aktywnym, wykorzystującym zaawansowane koncepcje sterowania stosowane w robotyzacji, w układach sterowania lotem, w nawigacji i serwomechanizmach. Koncepcja tego zawieszenia oparta jest na założeniu, że dynamika układu zawieszenia nie jest znana a priori dla wszystkich warunków eksploatacji. W związku z tym stosuje się mikrokomputer sterujący wartością siły tłumiącej wg zoptymalizowanego modelu odniesienia, zakodowanego w jego pamięci.

Studia symulacyjne, porównujące efektywność zawieszenia pasywnego i adaptacyjnego zawieszenia aktywnego dla dynamiki samochodu osobowego w pionie, przedsta-

wiono w [10]. Układ zawieszenia poddany został zdeterminowanym i stochastycznym impulsom drogowym, przy nie znanych z góry zmianach parametrów dynamiki pojazdu w eksploatacji (takich jak sztywność i współczynniki tłumienia). Symulacja wykazała bardzo dobre osiągi adaptacyjnego zawieszenia aktywnego, nawet przy dużym procencie zmian parametrów dynamiki zawieszenia i pokazała duże możliwości zastosowania tego zawieszenia w technice samochodowej. Analogiczne możliwości rozwojowe adaptacyjnego zawieszenia aktywnego w technice kolejowej, w szczególności w dziedzinie zawieszenia poziomego, powinny być przedmiotem badań krajowych.

Analiza zawieszenia aktywnego w poziomie wg koncepcji przedstawionej na rys.1, umożliwia wyciągnięcie następujących wniosków:

1. Wdrożenie poziomego zawieszenia aktywnego do lokomotyw na wyższe prędkości jazdy należy powiązać z zastosowaniem prowadzenia zestawów kołowych w ramie wózka o znacznie zmniejszonej sztywności. Np. w przypadku wdrożenia zawieszenia w lokomotywie 104E-EP09 należy przygotować konstrukcję prowadnika maźnicy o co najmniej dwukrotnie pomniejszonej sztywności przy przemieszczeniach poprzecznych korpusu maźnicy,
2. Tłumiki aktywne i pasywne zawieszenia należy zabudować symetrycznie względem osi poprzecznej wózka wg koncepcji przedstawionej na rys. 14 i dobrać dla nich na nowo parametry tłumienia.
3. Dla zachowania małego wpływu energii kinetycznej aktywnego siłownika elektromechanicznego na dynamikę ruchów wężykowania wózka w torze należy zwrócić uwagę, aby przełożenie układu między obrotami siłownika i przemieszczeniami wózka w torze było odpowiednio małe.
4. Dla określenia stożkowatości efektywnej profili powierzchni tocznej koła zestawów kołowych stosowanych dla lokomotyw krajowych należy opracować specjalny program obliczeniowy. Umożliwi to bardziej racjonalny dobór parametrów tłumienia aktywnego i pasywnego niż w przypadku, gdy trzeba się liczyć z bardzo szerokim zakresem stożkowatości.

Poszerzenie koncepcji poziomego zawieszenia aktywnego wymaga przeprowadzenia prac badawczych w zakresie optymalizacji liczby elementów aktywnych w stosunku do liczby elementów pasywnych ze względu na efektywność zawieszenia i nakłady na jego realizację oraz w zakresie możliwości uzyskania adaptacyjnego zawieszenia aktywnego, wykorzystującego mikrokomputerową technikę sterowania.

Literatura

- [1]. Elsayed M., Elbeheiry et al., *Suboptimal Control Design of Active and Passive Suspensions Based on a Full Car Model*, *Vehicle System Dynamics*, 26/dec. 1996 pp. 197–222.
[2]. Garg V. K., Dukkipati R. V., *Dynamics of railway vehicle systems*. Department of Mechanical Engineering University

- of Maine at Orono and Railway Laboratory. Division of Mechanical Engineering National Research Council Canada Ottawa, Ontario, Canada, 1992.
- [3]. Gąsowski W., Sobaś J., Pohl K., Układy mechaniczne elektrycznych pojazdów trakcyjnych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 1994.
- [4]. Gąsowski W., Problemy polskich pociągów dużej prędkości. XII Konferencja Naukowa „Pojazdy Szynowe '96”. Poznań–Rydzyń 1996.
- [5]. Gąsowski W., Sobaś J., Zawieszenie aktywne pojazdów szynowych i jego możliwości. XII Konferencja Naukowa „Pojazdy Szynowe '96”. Poznań–Rydzyń 1996.
- [6]. Gąsowski W., Barczak A., Sobaś J., Zawieszenia aktywne i możliwości ich zastosowania w taborze dla krajowych linii szybkiego ruchu, Projekt KBN nr 9T 12C 024 10. Poznań 1996/97.
- [7]. Krugmann H. L., Lauf der Schienenfahrzeuge in Gleis, R. Oldenbourg Verlag M(nchen, Wien 1982.
- [8]. Pater A. D., The lateral stability of railway vehicle with two-axle bogies. The dynamics of Vehicles on Road and on Tracks. Supplement to Vehicle System Dynamics. Volume 18/1989.
- [9]. Piotrowski J., Stability of Freight Vehicles with the H-Frame 2-Axle Cross-Braced Bogies. Simplified Theory. Vehicle System Dynamics, 17 (1988) p.p. 102–125.
- [10]. Vallurupalli S. S., Dukkipati R. V. and Osman M. O. M., Discrete Adaptive Active Suspension for Hardware Implementation, Vehicle System Dynamics, 26/dec. 1996, pp. 161–196.
- [11]. Obliczenia usprężynowania modernizowanej lokomotywy 104E. Opracowanie Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Pojazdów Szynowych. Poznań 1993.
- [12]. Sprawdzenie wybranych punktów skrajni kinematycznej dla lokomotywy 104E z zawieszeniem „flexicoil”. Opracowanie Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Pojazdów Szynowych. Poznań 1995.
- [13]. Określenie optymalizacji układu cięgieł w lokomotywie 104E. Opracowanie Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Pojazdów Szynowych. Poznań 1995.
- [14]. Przystosowanie kolei do zwiększonych szybkości i dużych przewozów. Praca zbiorowa. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1969.
- [15]. Symulacja wężykowania wagonu 6B na wózkach 15MN i wagonu 5B na wózkach 28AN. Opracowanie Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Pojazdów Szynowych. Poznań 1995.