

Racjonalna struktura usprężynowania wielopoziomowego wagonu specjalnego z wózkami o wahliwych podłużnicach (typu „Diamond”) do przewozu ogromnych mas w warunkach znacznych zwichrowań toru

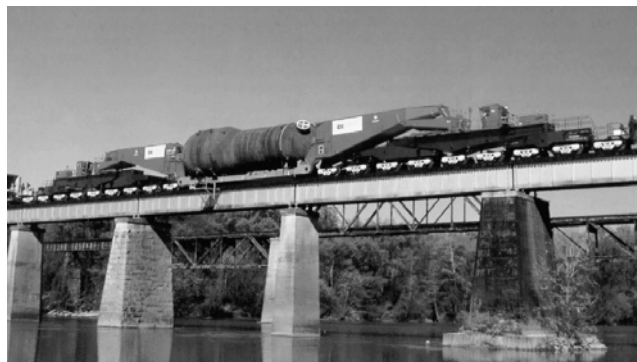
W artykule przedstawiono analizę struktury sprężystej wagonu wielopoziomowego z wózkami o podłużnicach wahlowych (typu Diamond). Przeanalizowano racjonalną strukturę sprężystą układu wagonu wielopoziomowego w poszukiwaniu rozwiązań technicznych i warunków eksploatacji (np. balastowanie), które umożliwią zarówno ruch po ekstremalnych nierównościach toru, (jaki występują np. podczas wjazdu na prom), jak też na szlaku z pochyleniami bocznymi. Po wykonaniu opracowania stwierdzono, że wagon dziobowy z wózkami o podłużnicach wahlowych nadaje się do pokonywania ekstremalnych nierówności toru (bezw warunkowo - warunkowo; próżny – ładowny).

1. Wstęp

Wśród specjalistów kolejnictwa znane są wielosiowe wagony „dziobowe” do przewozu ogromnych ładunków. Na świecie jest ok. 80 takich wagonów. Większość z nich ma wózki czterosiowe z ramami typu skrzynkowego.

Wagonom dziobowym wyposażonym w wózki klasyczne poświęcono uwagę w opracowaniu [1]. Dziobowy wagon wielopoziomowy z wózkami klasycznymi, zaprojektowany dla pokonywania znacznych zwichrowań toru, w torze niezwichrowanym nie zachowuje należytej stateczności strukturalnej. Jego usprężynowanie ma zbyt niskie sztywności. Zatem wagon dziobowy z wózkami klasycznymi, zaprojektowany dla ruchu w torze silnie zwichrowanym, zapewnia bezpieczny poziom minimalnych nacisków kół na szyny jedynie w torze prostym o bardzo małych pochyleniach bocznych i odwrotnie: wagon z wózkami klasycznymi, przystosowany do bezpiecznego ruchu w torze pochylonym, nie może bezpiecznie pokonywać odcinków toru silnie zwichrowanego. Jego usprężynowanie ma zbyt wysokie sztywności. Wobec takiej kontrowersji strukturalnej uwagę skupiono na wagonach wyposażonych w wózki z wahlowymi podłużnicami (typu „Diamond”).

Największy na świecie wagon „dziobowy” (typu CEBX-800 o ładowności do 790 ton netto przy 36 osiach) pracuje w Ameryce Płn. Jest to wagon wolnobieżny o pięciopoziomowej strukturze podwozia, z wózkami dwuosiowymi o wahlowych podłużnicach (typu „Diamond”). Wózki takie charakteryzują się pomijalnie małą sztywnością skrętną struktury biegowej. Wagon CEBX-800, dzięki zastosowaniu w nim wózków z wahlowymi podłużnicami, może poruszać się w torze o stosunkowo znacznej wichrowatości. Wagon CEBX-800 pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Ładowny wagon dziobowy CEBX-800 na szlaku kolejowym

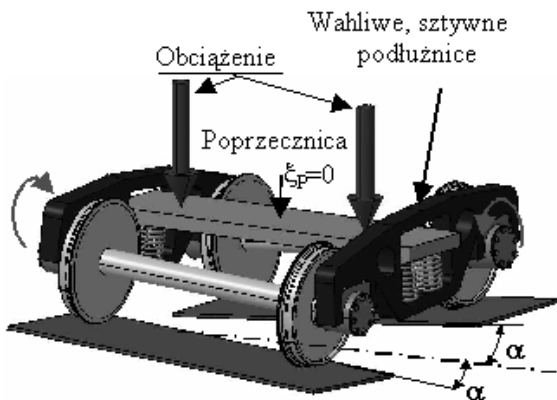
W technice kolejnictwa ekstremalne warunki torowe występują w obrębie wjazdu na prom. Tam wzniesienia toków szynowych dochodzą nawet do 25%. Tor w obrębie wjazdu na prom kolejowy zilustrowano rysunkiem 2.



Rys. 2. Wzniesienie i krzywizna toru w obrębie wjazdu na prom kolejowy

2. Racjonalna konstrukcja wagonu wielopoziomowego

Celem artykułu jest przedstawienie analitycznych podstaw do technicznego kompromisu pomiędzy wymaganiem bezpiecznego ruchu wagonu dziobowego w torze pochylonym i w torze zwichrowanym. Podstawą do analiz jest studium [1]. Struktura wózka z wahliwymi podłużnicami została pokazana na rysunku 3.



Rys. 3. Struktura wózka z wahliwymi podłużnicami niewrażliwego na zwichrowania toru

Dla wózków klasycznych wyróżnikiem racjonalności doboru sprężystej struktury wagonu była wyrównana wartość współczynnika δ_α nierówności przekątnych nacisków kół na szyny pod każdym poziomem ramowym struktury wielopoziomowej w torze zwichrowanym. W tamtym przypadku strukturą odniesienia była sprężysta struktura wózka klasycznego a porównawczą miarą był bezwymiarowy współczynnik sztywności skrętnej ϑ

$$\vartheta = \frac{\xi_{rS}}{\lambda_r + \xi_{rS}} = \frac{1}{1 + 4 \frac{K_r^o}{k_{\lambda r} \cdot A_r^2}} \quad (1)$$

gdzie:

ξ_{rS} - kąt skręcenia połowki ramy poziomu „r”,

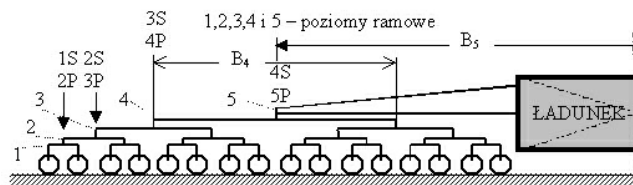
λ_r - kątowe ugięcie usprężynowania ramy poziomu „r”,

$k_{\lambda r}$ - sztywność podłużna narożnej sprężyny podporowej ramy poziomu „r”,

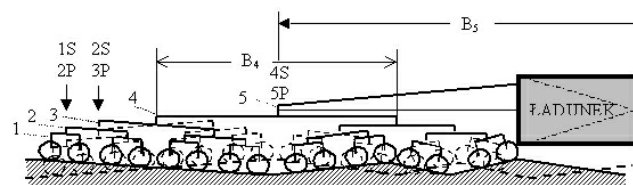
A_r - poprzeczny rozstaw sprężyn podporowych ramy poziomu „r”,

K_r^o - sztywność skrętna ramy poziomu „r” wokół osi podłużnej, mierzona pomiędzy jej punktami podporowymi na bazie B_r .

Schemat wagonu wielopoziomowego oraz jego ruch po nierównościach toru pokazano na rys. 4 i 5.

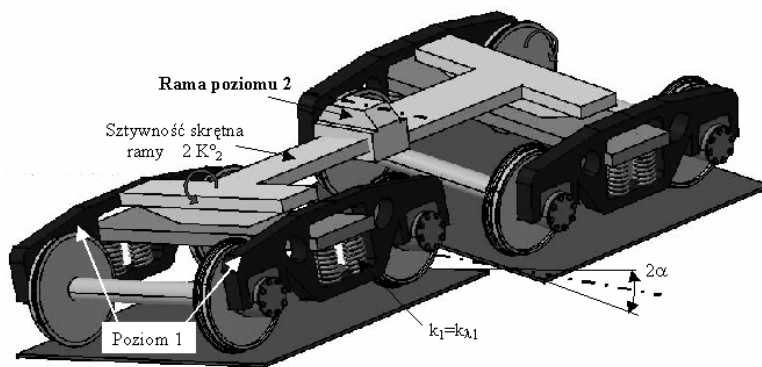


Rys. 4. Schemat strukturalny wagonu wielopoziomowego



Rys. 5. Ilustracja ruchu wagonu wielopoziomowego po nierównościach toru

Wózki nieklasyczne z wahliwymi podłużnicami (rys. 3) mają teoretycznie zerową sztywność skrętą mierzoną wokół podłużnej osi wagonu pomiędzy zestawami kół i dlatego racjonalne uformowanie struktury sprężystej całego wagonu wielopoziomowego (ze względu na bezpieczne pokonywanie odcinków toru zwichrowanego) w tym przypadku powinno opierać się na wartości współczynnika ϑ wyznaczonego przez najniższy „oddolny” zespół biegowy podwozia, cechujący się skończoną sztywnością skrętą. Takim zespołem jest poziom ramowy drugi, spoczywający na dwóch dwuosiowych wózkach z wahliwymi podłużnicami, według rys. 6.



Rys. 6. Najniższy zespół biegowy wyróżniający się skończoną wartością sztywności skrętnej

Jeżeli wózki takiego zespołu będą zbudowane według schematu konstrukcyjnego pokazanego na rys. 3, to wartość współczynnika ϑ według wzoru (1) powinna odpowiednio obowiązywać na wszystkich wyższych poziomach ramowych ze ślizgami sprężystymi. Wyznaczono postać tego współczynnika.

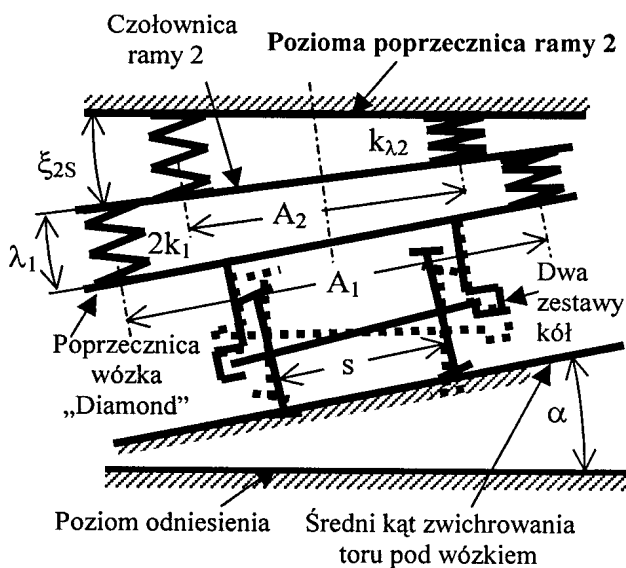
Sztywności poosiowe sprężyn $k_{\lambda r}$, rozstawionych poprzecznie na dystansie A_r , mogą być reprezentowane przez sztywność pochylenia bocznego belki opartej na tych sprężynach $K_{\lambda r}^o$.

$$K_{\lambda 1}^o = k_1 A_1^2; \quad K_{\lambda 2}^o = \frac{1}{2} k_{\lambda 2} A_2^2; \quad k_1 = k_{\lambda 1} \quad (2)$$

gdzie: $K_{\lambda 1}^o$ – sztywność bocznego pochylenia wózka według rysunku 6 mierzona na poprzecznicach,

$K_{\lambda 2}^o$ – sztywność bocznego pochylenia każdej czołownicy ramy 2 (na ślizgach sprężystych) względem poprzecznic wózka, sztywność $k_{\lambda 1}=k_1$ odnosi się do pojedynczej osi, a sztywność $k_{\lambda 2}$ – do ślizgów sprężystych pod czołowicą ramy 2.

Oznaczając sztywność skrętną połowki długości ramy 2 jako $2K_2^o$, na mocy (2), metodą energetyczną wyznaczono sztywność zastępczą K_{2ZAST}^o **połowki zespołu ramy 2 wraz z jej sprężystymi podporami**, skróconego (według rys. 7) o kąt $\alpha = \lambda_1 + \xi_{2S}$.



Rys. 7. Kąty pochylenia elementów zwichrowań

Zatem:

$$K_{2X}^o = \frac{K_{\lambda 2}^o \cdot K_2^o}{K_{\lambda 2}^o + 2K_2^o} = \frac{1}{2} K_{2ZAST}^o \quad (3)$$

gdzie: $2K_2^o$ – sztywność połowki ramy poziomu 2.

Mierzona na poprzecznicach sztywność bocznego pochylenia (wokół osi X), zespołu ramy 2 (opartej na umownych „ślizgach sprężystych”), wyniesie $2K_{2X}^o = K_{2ZAST}^o$. Zatem wielkość K_{2ZAST}^o należy fizycznie rozumieć jako mierzona na poprzecznicach ramy 2 zastępczą sztywność bocznego pochylenia tej ramy wraz ze ślizgami włączonymi w szereg.

Sztywność bocznego pochylenia jednego wózka „w” wynosi $K_w^o = K_{\lambda 1}^o$ według (2). Zatem wypadkowa sztywność połowki obiektu K_{2WYP}^o według rysunków 8 z [1] i 7, złożonego z usprężynowanego wózka, pary ślizgów oraz połowki ramy 2, wyrazi się następująco:

$$K_{2WYP}^o = \frac{2K_{\lambda 2}^o \cdot K_2^o \cdot k_{\lambda 1} A_1^2}{2K_{\lambda 2}^o \cdot K_2^o + (K_{\lambda 2}^o + 2K_2^o) \cdot k_{\lambda 1} A_1^2} \quad (4)$$

Siły nacisku kół na szyny według rys. 7 wyniosą:

$$2F_{1L} + 2F_{2P} = 4F_{SR} + K_{2WYP}^o \frac{\alpha}{s}; \quad F_{SR} = \frac{Q_2}{8}, \quad (5)$$

$$2F_{1P} + 2F_{2L} = 4F_{SR} - K_{2WYP}^o \frac{\alpha}{s}$$

Zatem, odpowiednio na podobieństwo (31) z [1], przy wykorzystaniu (34) z [1], otrzymuje się:

$$\delta_{\alpha 2} = \frac{2K_{2WYP}^o \cdot \alpha_2}{s} = \frac{10^{-3} K_{2WYP}^o \cdot B_2 \cdot i}{Q_2 \cdot s^2} \quad (6)$$

gdzie „i” – względne wzniesienie jednego toku szynowego wyrażone w promilach [‰],

B_2 – podłużna baza ramy 2,

Q_2 – nacisk kół na szyny pod ramą numer 2,

K_{2WYP}^o – według wzoru (4).

Wielkość g , podobnie do (49) z [1], odpowiada stosunkowi sztywności K_{2WYP}^o opisaną wzorem (4) do sztywności K_{2ZAST}^o opisaną wzorem (3):

$$g = \frac{K_{2WYP}^o}{K_{2ZAST}^o} = \frac{G}{E + G} \quad (7)$$

gdzie:

$$G = k_{\lambda 1} A_1^2 (K_{\lambda 2}^o + 2K_2^o)$$

$$E = 2K_{\lambda 2}^o \cdot K_2^o$$

Należy zauważyć, że $g < 1$ oraz

$\lim_{K_{\lambda 2}^o \rightarrow \infty} K_{2ZAST}^o = 2K_2^o$, co oznacza, że każda

współpracująca z wózkiem według rys. 3 połowka ramy 2, może pracować oparta na sztywnych i bezluzowych ślizgach bocznych $\lambda_2=0$. W takim przypadku sztywność usprężynowania wózków będzie pełni również rolę sztywności sprężystego oparcia czołowicy ramy 2. Przyjęto to jako racjonalną zasadę projektowania najniższego (drugiego) poziomu ramowego, mającego skończoną sztywność skrętną w wagonie. Wówczas otrzymuje się zależność znacznie prostszą:

$$g = \frac{k_{\lambda 1} A_1^2}{k_{\lambda 1} A_1^2 + 2K_2^o} \quad (8)$$

Niezależnie od powyższego uproszczenia, racjonalny projekt sprężystej struktury wagonu wymaga stosowania sprężystych ślizgów bocznych na poziomach wyższych aniżeli drugi, przy poszanowaniu wcześniejszej zasady:

$$g = \frac{K_{\lambda X}^o}{K_{\lambda X}^o + 2K_X^o}; \quad X > 2 \quad (9)$$

gdzie: $K_{\lambda X}^o$ dla poziomu 2 ściśle odpowiada K_{22AST}^o opisanemu wzorem (3).

Stawiając istotne **pytanie konstruktorskie**: „Jaka powinna być sztywność usprężynowania, przypadająca na łożysko każdego zestawu wózka według rys. 3, aby w torze zwichrowanym prowadzić ruch ze współczynnikiem $\delta_{\alpha 2}$ nierównomierności nacisków kół na tor, którego jeden tok na długości B_2 (pod poziomem ramowym 2) ma wzniesienie $i[\%]$ ”, otrzymuje się odpowiedź w postaci wzoru (10):

$$k_1 = k_{\lambda 1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot K_2^o \cdot \delta_{\alpha 2} \cdot Q_2 \cdot s^2}{A_1^2 (2B_2 \cdot i \cdot K_2^o - 10^3 \cdot \delta_{\alpha 2} \cdot Q_2 \cdot s^2)} \quad (10)$$

gdzie: s - rozstaw okręgów tocnych w zestawach kół,

A_1 - poprzeczny rozstaw sprężyn podporowych ramy poziomu 1,

K_2^o - sztywność ramy poziomu 2.

Stawiając **pytanie eksploatacyjne**: „Jaką wartość wchrowatości toru $i[\%]$ można dopuścić w ruchu wagonu o znanych parametrach konstrukcyjnych, przy zachowaniu współczynnika nierównomierności nacisków $\delta_{\alpha 2}$, otrzymuje się odpowiedź w postaci wzoru (11):

$$i = \frac{10^3 \cdot \delta_{\alpha 2} \cdot Q_2 \cdot s^2 (2K_2^o + k_{\lambda 1} A_1^2)}{2k_{\lambda 1} A_1^2 \cdot B_2 \cdot K_2^o} \quad (11)$$

gdzie oznaczenia jak dla (10).

Dla wyznaczenia wartości parametrów (sztywności i luzów), zapewniających przechodzenie wszystkich poziomów ramowych wagonu ze współczynnikiem „jednakowej szansy” (pod względem nierównomierności nacisków pod każdym poziomem ramowym przy przechodzeniu przez dostatecznie długie zwichrowanie np. ekstremalne na szlaku), należy napisać bilanse bocznych pochyłości elementów struktury sprężystej wagonu kompletnego znajdującego się w torze „czysto” zwichrowanym według rys. 6, gdzie kąt pochylenia poprzecznic ξ_r badanego r -tego poziomu ramowego ($r > 1$), każdorazowo wynosi zero. Dla r -tego poziomu, przy podstawieniu $\xi_r = \alpha_{\max}$, zgodnie z rysunkami 6 i 7, otrzymuje

$$\alpha_{1 \max} = \alpha_{2 \max}; \quad \lambda_2 = 0,$$

$$\alpha_{2 \max} = \xi_{2S} + \lambda_1, \quad \text{i podobnie:}$$

$$\alpha_{3 \max} = \xi_{2S} + \xi_{3S} + \lambda_1 + \lambda_3$$

$$\alpha_{4 \max} = \xi_{2S} + \xi_{3S} + \xi_{4S} + \lambda_1 + \lambda_3 + \lambda_4$$

$$\alpha_{5 \max} = \xi_{2S} + \xi_{3S} + \xi_{4S} + \xi_{5S} + \lambda_1 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5$$

zatem:

$$\alpha_{r \max} = \lambda_1 + \xi_{2S} + \sum_{i=3}^r (\xi_{iS} + \lambda_i) \quad (12)$$

gdzie: λ_1 - maksymalne pochylenie poprzecznic wózka „do ograniczników”,

λ_i - międzyramowy kątowy luz sprężysty pod ramą o numerze „ i ” > 2 ,

ξ_{iS} - kąt skręcenia połowy długości ramy poziomu „ i ” w torze zwichrowanym według rysunku 6.

Są to wielkości nieznanne, które należy wyznaczyć. Analizując (12) widać, że wyznaczanie tych wielkości należy rozpocząć od poziomu drugiego. Wyznaczone wielkości wynikają z warunku przechodzenia przez założoną wchrowatość toru i zarazem określają stateczność strukturalną wagonu w każdych warunkach eksploatacyjnych (na przykład przy postoju wagonu pod semaforem w torze pochyłym).

3. Przykład obliczeniowy

W przykładzie zostało wykazane, że wagon ładowny 32 osiowy zaprojektowany do przejazdu przez rampę promową ($i=25\%$), przy założeniu, że posiada wózki z podłużnicami wahliwymi typu „Diamond” oraz porusza się w torze prostym z bardzo małą prędkością $V \ll 5$ m/s, spełnia stateczność strukturalną w zakresie przechytek stosowanych na liniach PKP. Badaniu poddany został również wagon zaprojektowany dla wchrowatości rampy zwykłej ($i=6\%$) przy takich samych założeniach. Obliczenia zostały wykonane na podstawie wzorów przedstawionych w opracowaniu, przy założeniu dwukrotnego współczynnika zapasu stateczności ω , oraz wykorzystaniu równań bilansu równowagi wagonu w polu grawitacyjnym.

Badaniu poddano również wagon pozbawiony ładunku (400t netto), zaprojektowany do przejazdu przez rampę promową i zwykłą (jako wagon ładowny), w celu sprawdzenia czy taki wagon nadaje się do pokonywania ekstremalnych nierówności toru (bezwarynkowo- warunkowo; próżny - ładowny).

Aby zachowana była równowaga wagonu w polu grawitacyjnym, musi być spełniony bilans równowagi, zgodnie z którym „moment wywracający” M_w ma być mniejszy od „momentu stabilizującego” M_s . Można więc napisać:

$$M_w < M_s; \quad \omega \cdot M_w = M_s; \quad \omega \geq 1 \quad (13)$$

$$M_w - M_s = C_s$$

$$C_s = \left(\frac{s}{2 \cdot \omega} - \Delta Q_{ZAST} \right) \cdot m_{\text{wag}} \cdot g$$

gdzie: M_w - moment wywracający,

M_s - moment stabilizujący,

C_s - moment bezpieczeństwa,

m_{wag} - masa wagonu (wypadkowa),

s - rozstaw okręgów tocnych,

ω - współczynnik zapasu stateczności,

ΔQ_{ZAST} - poprzeczne przemieszczenie zastępcze środka masy wagonu ładownego.

Warunek stabilności wagonu jest spełniony gdy $C_s > 0$. Moment wywracający wyraża się wzorem:

$$M_w = m_1 g (H_1 - h_1) \sin \xi_1 + m_2 g [(H_1 - h_1) \sin \xi_1 + (H_2 - h_2) \sin \xi_2] + \\ + m_3 g [(H_1 - h_1) \sin \xi_1 + (H_2 - h_2) \sin \xi_2 + (H_3 - h_3) \sin \xi_3] + \\ + m_4 g [(H_1 - h_1) \sin \xi_1 + (H_2 - h_2) \sin \xi_2 + (H_3 - h_3) \sin \xi_3 + (H_4 - h_4) \sin \xi_4] + \\ + m_5 g [(H_1 - h_1) \sin \xi_1 + (H_2 - h_2) \sin \xi_2 + (H_3 - h_3) \sin \xi_3 + (H_4 - h_4) \sin \xi_4 + (H_5 - h_5) \sin \xi_5] - m_{wag} \frac{V^2}{R} \cdot H \quad (14)$$

gdzie: H – wysokość środka masy całego wagonu nad poziomem toru.

Zgodnie z rysunkiem 7 w [1], można napisać:

$$\Delta Q_{ZAST} = \frac{M_w}{m_{wag} g} \quad (15)$$

3.1. Założenia do obliczeń

- Masy:
 - $m_{wag} = 672 \cdot 10^3$ kg, masa wagonu ładownego (brutto),
 - $m_{proz} = 272 \cdot 10^3$ kg, masa wagonu próżnego,
 - $m_{lad} = 400 \cdot 10^3$ kg, masa ładunku,
 - masy ram: $m_1 = 5500$ kg, $m_2 = 7000$ kg,
 - $m_3 = 14000$ kg, $m_4 = 18000$ kg,
 - $m_5 = m_{lad} + m_{5ramy} = 436 \cdot 10^3$ kg,
 - gdzie: $m_{5ramy} = 36000$ kg, masa ramy poziomu piątego,
 - m_5 , masa ramy poziomu piątego wraz z ładunkiem.
- Wymiary baz podłużnych poziomów ramowych:
 - $B_1 = 0$ mm, $B_2 = 2000$ mm, $B_3 = 6000$ mm, $B_4 = 12000$ mm,
 - $B_5 = 43120$ mm, długość ramy poziomu 5 z ładunkiem,
- Rozstaw ślizgów bocznych dla poszczególnych poziomów:
 - $A_1 = 2036$ mm, $A_n = 2000$ mm ($n = 2..5$),
- Położenie środka masy poszczególnych poziomów ramowych wg rys 7:
 - $H_n = 0,8$ m ($n = 1..5$), $h_n = 0,2$ m ($n = 1..5$),
- Kątowe luzy sprężyste: $\lambda_1 = 0$, $\lambda_n \neq 0$ ($n = 2..5$),
- Współczynnik zagrożenia bezpieczeństwa ze względu na minimalne naciski koła na szynę $\delta_\alpha = 0,3$,
- Współczynnik zapasu stateczności $\omega = 2$,
- Wzniesienie ekstremalne jednego toku szynowego $i = 25$ ‰, (w obrębie ramy promowej),
- $V \ll 5$ m/s, $R = \infty$ m, $\xi_t > 0$ deg.

3.2. Kolejność obliczeń

1. Wyznaczenie sztywności sprężyn I stopnia z warunku sprężania.

Z [3] odczytano wartości granicznych położenia zderzaków względem główki szyny dla wagonów towarowych:

$$h_{max} = 1065 \text{ mm}, \quad h_{min} = 940 \text{ mm}$$

Biorąc pod uwagę graniczne promieniowe zużycie okręgu tocznego $\Delta_R = 35$ mm otrzyma się różnicę ugięć Δ_{SPRZ} usprężynowania pomiędzy stanami "próżny" – "ładowny" o wartości 90 mm.

Oblicza się sztywność jednej sprężyny jaka powinna być zachowana dla wagonu:

$$Q_{LAD} = m_{wag} \cdot g = 6,59 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$Q_{PROZ} = m_{proz} \cdot g = 2,667 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$k_1 = \frac{Q_{LAD} - Q_{PROZ}}{64(\Delta_{SPRZ} - \Delta_R)} = 6,81 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

gdzie: Q - nacisk wagonu "próżnego" / "ładownego" na tor odpowiednio według oznaczeń "PROZ" / "LAD".

2. Obliczenie pionowych sił zewnętrznych działających na poszczególne poziomy ramowe układu statycznie wyznaczalnego Q_n :

$$Q_{wlad} = (m_{5ramy} + m_{lad}) \cdot g = 4,276 \cdot 10^6 \text{ N},$$

$$Q_5 = \frac{Q_{wlad}}{2} = 2,138 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$Q_4 = \frac{Q_5 + m_4 g}{2} \Rightarrow Q_4 = 1,156 \cdot 10^6 \text{ N},$$

$$Q_3 = \frac{Q_4 + m_3 g}{2} \Rightarrow Q_3 = 6,472 \cdot 10^5 \text{ N},$$

$$Q_2 = \frac{Q_3 + m_2 g}{2} \Rightarrow Q_2 = 3,579 \cdot 10^5 \text{ N},$$

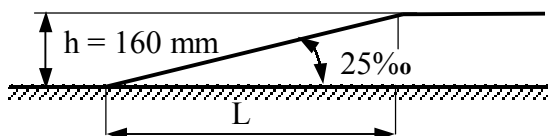
$$Q_{1z} = \frac{Q_2 + m_1 g}{2} \quad i \quad Q_1 = 2 \cdot Q_{1z} = 4,119 \cdot 10^5 \text{ N}$$

gdzie: Q_{1z} - siła działająca na pojedynczy zestaw kół, $g = 9,81$ m/s² przyspieszenie standardowe siły ciężkości.

Maksymalne zwichrowanie toru pod każdym poziomem ramowym zależy od maksymalnego wzniosu toku szynowego i [%], dla którego projektuje się wagon. Dla toru UIC $s = 1,5$ m i rampy promowej $i = 25$ ‰ otrzymuje się:

$$\alpha_{r\max} = \frac{i_{\max} \cdot B_r}{2 \cdot 10^3 \cdot s} = \frac{25}{3 \cdot 10^3} \cdot B_r$$

Gdy długość rampy L jest mniejsza od bazy podłużnej danego poziomu B_r ramy, to wznios wagonu jest mniejszy od wzniosu rampy i wtedy do wzoru na ekstremalny kąt skręcenia toru pod wagonem podstawia się wartość L . Relacja wartości wzniosu toku szynowego, długości L rampy oraz pochylenia „ i ” jest następująca:



$$h = 160 \text{ mm}, \quad L = \frac{10^3 \cdot h}{i} = 6,4 \text{ m},$$

Gdy $i = 25$ ‰, to długość rampy torowej wynosi $L = 6,4$ m

3.3. Obliczenia wartości parametrów konstrukcyjnych do przejazdu przez rampę promową

a. Poziom ramowy pierwszy:

W przypadku wózków z podłużnicami wahliwymi typu „Diamond”, sztywność skrętna ramy, mierzona pomiędzy prowadnikami kół, praktycznie nie występuje. Wózki te charakteryzują się więc dobrymi własnościami jezdnyimi na torach o znacznych zwichrowaniach. Jeśli zaś chodzi o pochylenia boczne, sztywność umownej ramy jest traktowana jako nieskończenie wielka, zaś sztywność całego wózka „na pochylenie boczne” pochodzi od sztywności usprężynowania poprzecznic względem podłużnic. Rama umowna wózka typu Diamond ma długość $B_1 = 0$; całą fizyczną ramę poziomu pierwszego zastępuje poprzecznicą, zatem fizyczny kąt jej skręcenia wokół osi podłużnej X , wynosi zero. Niezależnie więc od materiału, z którego jest wykonana poprzecznicą (umowna rama poziomu pierwszego), można napisać:

$$K_1^o = \infty$$

b. Wyższe poziomy ramowe:

Aby wyznaczyć sztywności zastępcze poziomów II ÷ V należy oszacować konstrukcyjne sztywności skrętne tych poziomów.

Do oszacowania sztywności ram skorzystano z wzorów Bredta [2] dla przekrojów zamkniętych, przy czym:

- M_s - moment skręcający,
- F_{sr} - pole powierzchni przekroju poprzecznego pręta ograniczonego linią średnią konturu,
- S - długość zamkniętej linii średniej konturu,
- g_{\min} - najmniejsza grubość ścianki belki,
- G - moduł sprężystości postaciowej,
- B_r - długość skręcanej belki.

Przyjęto następujące wysokości poszczególnych poziomów ramowych przy założeniu grubości blachy $g_{\min} = 10$ mm:

$H_2 = 500$ mm, $H_3 = 600$ mm, $H_4 = 700$ mm, $H_5 = 750$ mm, a ich długości $B_2 < L$, $B_3 < L$, $B_4 = L$, $B_5 = L$.

Jeżeli baza podłużna r -tego poziomu ramowego B_r ma wartość mniejszą od długości L rampy promowej, to cały poziom podlega zwichrowaniu określone przez tę rampę. Jeżeli zaś baza podłużna r -tego poziomu ramowego B_r ma wartość większą od długości rampy torowej L pod tym poziomem, to zwichrowanie r -tego poziomu ramowego będzie odpowiednio mniejsze i w takim przypadku, do wzoru na sztywność ramy (17), należy podstawić nie długość bazy B_r poziomu, lecz długość rampy torowej L_r pod tym poziomem.

- Kąt skręcenia poziomu ramowego o długości B_r wyraża się wg [2] wzorem:

$$\psi = \frac{M_s \cdot B_r \cdot S}{4 \cdot G \cdot g_{\min} \cdot F_{sr}^2}, \quad r = (2,3,4,5) \quad (16)$$

Po odpowiednim przekształceniu powyższego wzoru otrzymuje się sztywność skrętną ramy

$$K_r^o = \frac{M_s}{\psi} = \frac{4 \cdot G \cdot g_{\min} \cdot F_{sr}^2}{B_r \cdot S}, \quad r = (2,3,4,5) \quad (17)$$

Zatem przy uwzględnieniu stałej wartości $L = 6,4$ m pod poziomami ramowymi 4 i 5, odpowiednio otrzymuje się:

$$K_2^o = 1,331 \cdot 10^8 \text{ Nm}, \quad K_3^o = 6,185 \cdot 10^7 \text{ Nm},$$

$$K_4^o = 7,634 \cdot 10^7 \text{ Nm}, \quad K_5^o = 1,182 \cdot 10^8 \text{ Nm},$$

- Wypadkowa sztywność połówki obiektu (ramy 2) K_{2WYP}^o , przekształcając wzór (6), wynosi:

$$K_{2WYP}^o = \frac{\delta_a \cdot Q_2 \cdot S^2}{10^{-3} \cdot B_2 \cdot i} = 4,832 \cdot 10^6 \text{ Nm}$$

- Sztywność bocznego pochylenia czołownicy ramy 2 wg przekształconego wzoru (4):

Jeżeli przyjmie się wartość współczynnika nierównomierności nacisków jako $\delta_a = 0,3$, wtedy sztywność usprężynowania I-go stopnia, przypadająca na jedno łożysko osiowe, powinna mieć wartość:

$$k_{\lambda 1} = 6,81 \cdot 10^6 \frac{N}{m}$$

$$K_{\lambda 2}^o = \frac{2 \cdot K_2^o \cdot K_{2WYP}^o \cdot k_{\lambda 1} \cdot A_1^2}{[2 \cdot K_2^o \cdot k_{\lambda 1} \cdot A_1^2 - K_{2WYP}^o \cdot (2 \cdot K_2^o + k_{\lambda 1} \cdot A_1^2)]} = 5,885 \cdot 10^6 Nm$$

- W tym miejscu wg (3) wyznacza się reprezentatywną sztywność zastępczą kompletnego ramowego poziomu drugiego, mierzona pomiędzy dolnymi gniazdami ślizgów sprężystych

$$K_{2ZAST}^o = \frac{2 \cdot K_{\lambda 2}^o \cdot K_2^o}{K_{\lambda 2}^o + 2 \cdot K_2^o} = 5,83 \cdot 10^6 Nm$$

- Konstrukcyjny wyróżnik proporcji sztywnościowych wg (7), dla wszystkich wyższych niż 1 poziomów ramowych, wynosi: $\vartheta = 0,829$. Na wszystkich racjonalnie zaprojektowanych poziomach ramowych wartość liczbową wyróżnika ϑ ma być jednakowa.
- Niezbędne wartości luzów kątowych na ogranicznikach λ_n wyznacza się na podstawie wzoru (51) w [1]:

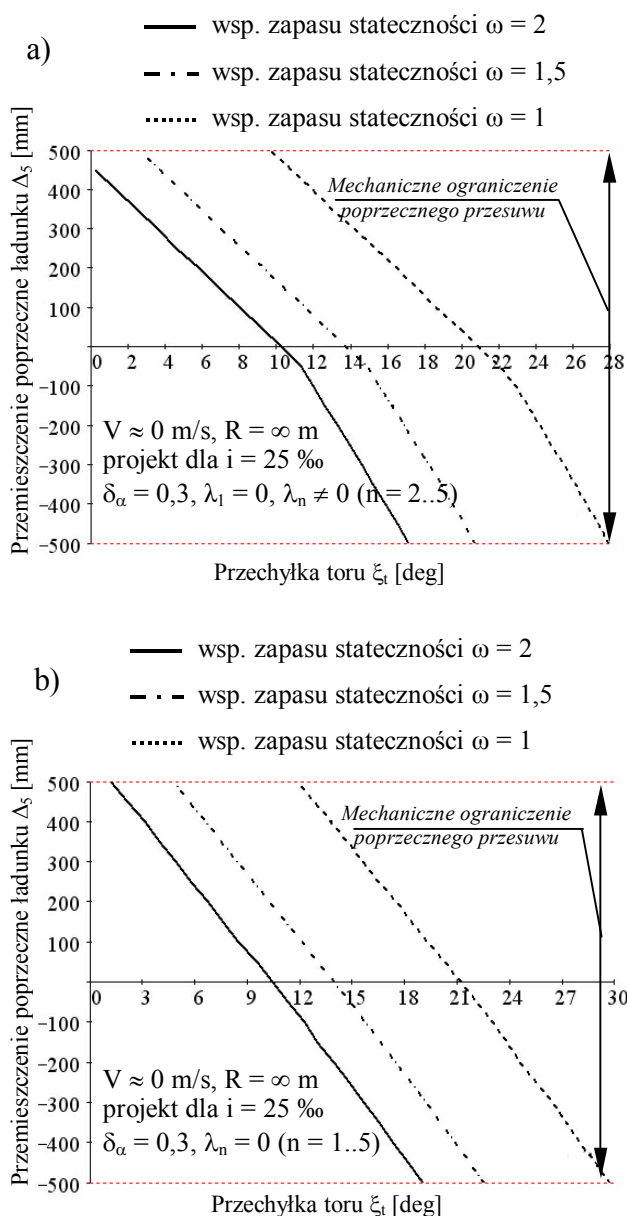
$$\lambda_1 = 0 \text{ deg}, \quad \lambda_2 = 0,163 \text{ deg}, \quad \lambda_3 = 0,327 \text{ deg}, \\ \lambda_4 = 0,327 \text{ deg}, \quad \lambda_5 = 1,89 \text{ deg}$$

Powyższy tok obliczeń wykonano dla różnych wartości przechyłki toru $\xi_t = 0, 0,5, \dots, 30$ deg oraz dla poprzecznego przemieszczenia ładunku $\Delta_5 = 0, \pm 50, \dots, \pm 500$ mm, przy prędkości $V \ll 5$ m/s, w torze prostym $R = \infty$ m, przy założeniu współczynnika zapasu stateczności $\omega=2$, na podstawie wzorów (24,52,53,57,58) zamieszczonych w [1] oraz (13 ÷ 15) w niniejszym opracowaniu.

Na podstawie obliczeń sporządzono wykresy ukazujące obszar stateczności strukturalnej wagonu (rys. 8a,b i 9a,b).

4. Interpretacja analiz i wyników obliczeń

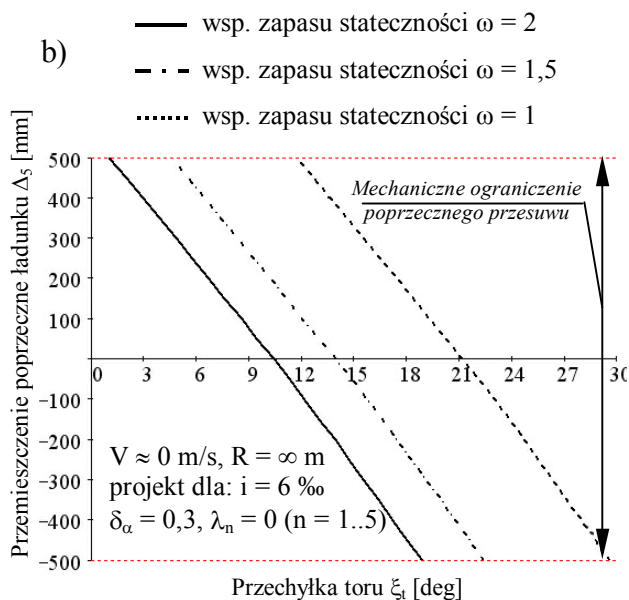
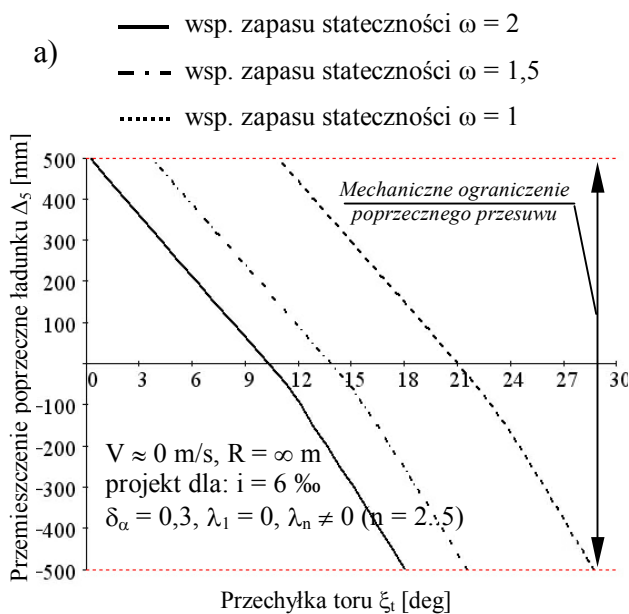
Analizując stateczność wagonu należy stwierdzić, że wagon ładowny z wózkami typu „Diamond”, zaprojektowany dla pokonywania ekstremalnych zwichrowań toru (rampa promowa, $i=25\%$ – rys. 8a,b) zapewnia warunki bezpieczeństwa ruchu w torze prostym, ponieważ obszar stateczności jego pełnej struktury sprężystej zawiera się w dużym zakresie bocznej przechyłki toru. Obliczenia zostały wykonane dla dwóch wariantów konstrukcyjnych, przy założeniu wystąpienia luzów na ślizgach bocznych λ_n ($n = 2..5$) (rys.8a), jak również przy ich braku (rys.8b). Porównując te dwa wykresy (8a i b) można stwierdzić, że luzy na ślizgach bocznych nie wpływają zbyt mocno na poprawienie warunków stateczności wagonu. Wynika to z tego, że kąty skrzywienia ram poszczególnych poziomów są znikome.



Rys. 8. Obszar stateczności strukturalnej wagonu na pochyleniu boczne zaprojektowanego do przejazdu przez rampę promową $i=25\%$ z uwzględnieniem poprzecznego przesuwu ładunku

W analogiczny sposób zostały przeprowadzone obliczenia dla wagonu ładownego, który został zaprojektowany do przejazdów przez normalną rampę torową, w obrębie której zwichrowanie toru wynosi $i = 6 \%$. Następnie wagon ten został również poddany badaniu stateczności (w sposób analogiczny jak dla rampy promowej) przez jego boczne pochylenie a wyniki przedstawiono na rys.9. Z analizy wykresów (rys. 9a i b) wynika, że wagon tak zaprojektowany może bezpiecznie poruszać się na szlakach torowych o pochyleniu toru nieco większym niż wagon zaprojektowany do przejazdu przez rampę promową.

Jak wykazały obliczenia wstępne dla wagonu z wózkami typu „Diamond”, zaprojektowanego dla ruchu w torze ekstremalnie zwichrowanym, wagon taki zapewnia bezpieczny ruch na szlaku z normalnymi pochyleniami bocznymi.



Rys. 9. Obszar stateczności strukturalnej wagonu zaprojektowanego na pochylenia boczne, do przejazdu przez rampę promową $i = 6\%$ z uwzględnieniem poprzecznego przesuwu ładunku

Sprawdzenie czy wagon próżny nadaje się do pokonywania ekstremalnych nierówności toru (bezw warunkowo - warunkowo; w stanach obciążeń próżny - ładowny), polegało na wyznaczeniu współczynnika bezpiecznych nacisków na tor ze wzoru (6) przy uwzględnieniu wzoru (4).

Z obliczeń wynika, że **wagon próżny nie nadaje się** do pokonywania ekstremalnych nierówności toru, ponieważ współczynnik bezpiecznych nacisków na tor (dla wagonu próżnego) wynosi $\delta_\alpha = 0.952$ (tabela 1), a więc jest większy od założonego $\delta_\alpha = 0.3$, oraz zbliżony do jedności (co stanowi najwyższe niebezpieczeństwo zejścia z toru). Wobec powyższego wymagane

jest dociążenie wagonu (balastowanie). W zależności od obciążenia wagonu występują różne współczynniki bezpiecznych nacisków na tor δ_α , a wartości tych współczynników w zależności od ładunku zostały przedstawione w tabeli 1. Są one jednakowe dla wagonu zaprojektowanego do pokonywania rampy promowej, jak i zwykłej (według założeń projektowych).

Współczynnik δ_α według (4) o wartości (na przykład) 0,3 oznacza, iż najbardziej obciążone koło ma nacisk na szynę wynoszący 70% nacisku znamionowego.

Należy zauważyć, że wraz ze zmianą współczynnika nierówności nacisków δ_α zmienia się wartość dopuszczalnych wichrowatości toru $i[\%]$ jakie może pokonywać wagon (o znanych parametrach konstrukcyjnych).

Wartości współczynników zagrożenia bezpieczeństwa ruchu wagonu z wahliwymi podłużnicami wózków

Tabela 1

	Ładunek [t]	Uzyskana wartość współczynnika δ_α	Uwagi	
				Wagon zaprojektowany dla bezpiecznego pokonywania rampy w stanie ładownym, obydwa przypadki ze współczynnikiem $\delta_\alpha = 0,3$
Wagon zaprojektowany dla bezpiecznego pokonywania rampy 25‰	50	0,749		
	100	0,617		
	150	0,525		
	166	0,5		
	Wagon zaprojektowany dla bezpiecznego pokonywania rampy 6‰	200	0,456	Wagon dopuszczony do eksploatacji
		250	0,404	
300		0,362		
350		0,328		
400		0,3		

Wartości dopuszczalnych zwichrowań toru wagonu z wahliwymi podłużnicami wózków

Tabela 2

Ładunek [t]	Dopuszczalne zwichrowanie [%]	
	Wagon zaprojektowany dla bezpiecznego pokonywania rampy 25‰, ze wsp. $\delta_\alpha = 0,3$	Wagon zaprojektowany dla bezpiecznego pokonywania rampy 6‰, ze wsp. $\delta_\alpha = 0,3$
0	7,8	1,8
50	10,0	2,4
100	12,0	2,9
150	12,2	3,4
200	16,4	3,9
250	18,5	4,4
300	20,7	4,9
350	22,8	5,4
400	25,0	6,0

Porównanie liczbowe współczynnika δ_α dla ekstremalnych zwichrowań toru 25‰

Tabela 3

	Wózki z ramami skrzynkowymi δ_α		Wózki z podłużnicami wahliwymi δ_α	
	próżny	ładowny	próżny	ładowny
Poziom I	0,741	0,3	0	0
Poziom II	2	0,631	0,952	0,3

**Porównanie liczbowe współczynnika δ_a
dla ekstremalnych zwichrowań toru 6%**

Tabela 4

	Wózki z ramami skrzynkowymi δ_a		Wózki z podłużnicami wahliwymi δ_a	
	próżny	ładowny	próżny	ładowny
Poziom I	0,741	0,3	0	0
Poziom II	4	1,2	0,952	0,3

5. Wnioski:

1. Dziobowy wagon wielopoziomowy z wózkami o podłużnicach wahliwych (typu Diamond), zaprojektowany dla pokonywania znacznych zwichrowań toru w stanie ładownym, w torze niezwichrowanym lecz pochylonym zachowuje należytą stateczność kompletnej struktury sprężystej aż do wartości pochylenia $\xi_t = 18,7\text{deg}$ przy przesuwie poprzecznym ładunku $\Delta_5 = -500\text{mm}$. Zatem racjonalnie zaprojektowany wagon z wózkami typu „Diamond” spełnia wszelkie ekstremalne warunki eksploatacyjne.
2. Wagon ten dla bezpiecznego pokonywania ekstremalnych zwichrowań toru w stanie próżnym wymaga balastowania. Przykładowe warunki balastowania wagonu określa tabela 1.
3. Wagony dziobowe z wózkami typu „Diamond” znacznie lepiej spełniają kryteria bezpiecznego ruchu w torze zwichrowanym, aniżeli wagony z ramami skrzynkowymi, przy równoczesnym zachowaniu kryteriów stateczności struktury sprężystej przy bocznych pochyleniach wagonu w torze.
4. Korekcyjne poprzeczne przemieszczanie ładunku wyłącznie na poziomie 5 technicznie wywiera bardzo istotny wpływ na warunki stateczności strukturalnej wagonu. Przemieszczanie takie stosuje się

zarówno ze względu na czynniki skrajniowe, jak i na stateczność. Przemieszczenie poprzeczne na niższych poziomach jest teoretycznie możliwe lecz wymagałoby zwiększenia liczby mechanizmów przesuwu.

5. Porównanie parametrów bezpiecznego ruchu wagonów dziobowych wyposażonych w wózki odpowiednio z ramami skrzynkowymi i podłużnicami wahliwymi, wykazuje ogromną przewagę tej ostatniej konstrukcji (tabela 3), gdyż wagon z wózkami mającymi ramy skrzynkowe w ogóle nie nadaje się do pokonywania ekstremalnych zwichrowań toru.
6. Przy balastowaniu wagonu baza podłużna poziomu piątego B_5 może być mniejsza niż przy przewozie ładunku. Zmniejszenie bazy podłużnej B_5 powoduje mniejsze skrócenie tego poziomu, co prowadzi do mniejszego zróżnicowania nacisków a zatem wpływa dodatnio na bezpieczeństwo ruchu wagonu w torze.

LITERATURA:

- [1] Madej J, Podsiadło R. „Racjonalna struktura usprężynowania wielopoziomowego wagonu specjalnego z wózkami klasycznymi do przewozu ogromnych mas”. *Pojazdy Szynowe* nr 3/2005.
- [2] Niezgodziński M, Niezgodziński T. „Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe”. *Wydanie VI zmienione. WNT Warszawa 1996.*
- [3] Marczewski R, Płończak Z, Podemski J. „Wagony towarowe – poradnik techniczny”. *Wydanie II uzupełnione. WKŁ Warszawa 1978.*
- [4] „Instrukcja techniczno – ruchowa obsługi i eksploatacji wagonów Norca 32 i Norca 24 PKP”.