

## Sterowane bezpieczeństwo ruchowe 32-osiowego wagonu specjalnego w łuku toru

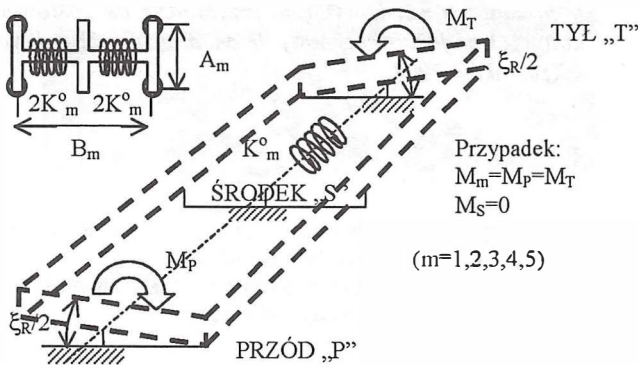
Przedmiotem artykułu jest studium sprężystej struktury wagonu specjalnego do przewozu wielkogabarytowych ładunków, służące wyznaczeniu warunków bezpiecznego ruchu przy przechodzeniu wagonu przez łuk z rampą przechyłową, przy zachowaniu bezpiecznych nacisków. Celem jest wyznaczenie parametrów geometrycznych i sprężystych poszczególnych poziomów ramowych wagonu dla zapewnienia minimalnych bezpiecznych nacisków kół na szyny w obrębie rampy przechyłowej.

### 1. Współczynnik bezpiecznej równomierności przekątnych nacisków kół na szyny

Niniejszy artykuł stanowi ściśle nawiązanie do problematyki poruszonej w [1 i 3].

Analiza dotyczy wejścia wagonu w łuk w obrębie rampy przechyłowej, dając także możliwość rozważenia szczególnie niekorzystnego przypadku przejazdu wagonu przez łuk typu „S”, ale ograniczono się do przejazdu przez torową rampę łuku zwykłego.

Bezpieczeństwo zachowania minimalnych nacisków przekątnych wózka ogólnie nie może być zapewnione jedynie przez usprężynowanie I stopnia. Skrętna podatność pełnej struktury sprężystej wózka wymaga uwzględnienia sztywności skrętnej ramy według rysunku 1. Układ sił w obrębie wózka pokazano na rysunku 2.



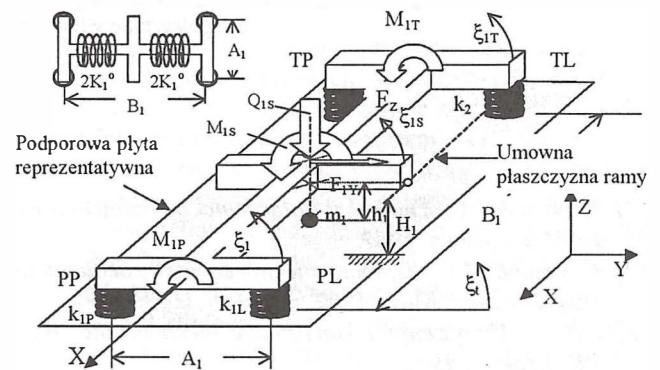
Rysunek 1. Skręcanie m-tej ramy o całkowity kąt  $\xi_R$  mierzony na podłużnej bazie podporowej  $B_m$

Kontur podporowy ramy wózka ma wymiary  $A_1 \times B_1$ . Wszystkie wózki traktuje się jako jednakowe.

Założenia szczegółowe:

- charakterystyki sprężyn I stopnia są wyrównane;  $k_{ij} = k$ ,
- wózek jest dwuosiowy, na każdą oś przypadają dwie sprężyny na rozstawie  $A$ ,
- rama wózka na podłużnej bazie podporowej  $B$  ma sztywność skrętną  $K_1^o$ ,
- całkowite zwichrowanie toru, mierzone na bazie  $B_1$  wózka, wynosi  $2\alpha_1$ ,
- skręcenie ramy wózka na bazie  $B_1$  pod działaniem momentu  $M$ , wynosi  $\xi_R$ ,
- całkowity kąt zwichrowania usprężynowania I stopnia pod działaniem momentu  $M$ , mierzony (pomiędzy osiami) na bazie wózka  $B$ , wynosi  $2\xi_{SPR}$ . Zatem na jedną oś przypada  $\xi_{SPR}$ . Wnętrznego  $M$  panującego

w strukturze wózka, przy którym bilansują się kątowne przemieszczenia  $\xi_R$  oraz  $2\xi_{SPR}$  pomiędzy zwichrowaniem osi, a skręceniem ramy na torze zwichrowanym. Natomiast interesujące jest zróżnicowanie nacisków przekątnych kół wózka dwuosiowego z punktu widzenia bezpieczeństwa przed zejściem koła z szyny.



Rysunek 2. Skrętnie sprężysta, płasko - symetryczna rama obciążona w środku długości momentem  $M_{IS}$ , siłą  $F_{IS}$ , oraz poprzeczną siłą  $F_{IV}$ , spoczywa na płaskiej podporowej płycie reprezentatywnej za pośrednictwem czterech sprężyn o nominalnie jednakowych sztywnościach  $k_1$

Bilans zwichrowania toru  $\alpha$ , ugięcia usprężynowania I stopnia  $\xi_{SPR}$  i zwichrowania  $\xi_R$  pomiędzy umownymi czołownicami ramy wózka na bazie  $B_1$  wyraża się następująco:

$$\xi_R + 2\xi_{SPR} = 2\alpha_1;$$

$$\xi_R = \frac{M}{K_1^o}; \quad \xi_{SPR} = \frac{M}{2 \cdot \left(\frac{A}{2}\right)^2 k} = \frac{2M}{A^2 k}; \quad (1)$$

skąd bezpośrednio wyznacza się „kąt zwichrowania”  $\xi_{SPR}$ , przypadający na usprężynowanie I stopnia pojedynczej osi wózka, który wynosi:

$$\xi_{SPR} = \frac{4K_1^o \alpha}{A^2 k + 4K_1^o} \quad (2)$$

Współczynnik bezpiecznej nierównomierności nacisków przekątnych wózka oznaczono jako  $\delta_\alpha$ . W praktyce zazwyczaj  $\delta_\alpha \leq 0,5$ .

$$\delta_\alpha = \frac{|F_{1L} + F_{1P}| - |F_{2P} + F_{2L}|}{F_{1L} + F_{1P} + F_{2L} + F_{2P}} \quad (3a)$$

Każdy z wózków 32-osiowego wagonu może znajdować się na odcinku toru o innym zwichrowaniu. Liczbę osi oznaczono jako „o”. W wagonie jest 16 wózków. Dla i-tego wózka na mocy (2) i (3a) można napisać:

$$\delta_{\alpha i} = \frac{4\alpha_i \cdot k \cdot K_1^o \cdot A \cdot o}{Q_w \cdot (4K_1^o + A^2 k)}; \quad (i=1,2,\dots,16) \quad (3b)$$

gdzie:

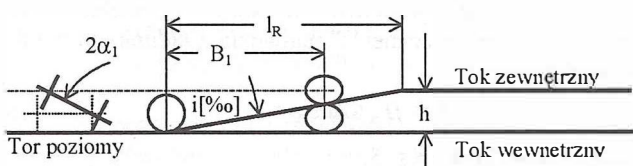
$Q_w$  – nacisk jednego wózka na tor;

$$4\bar{F} = Q_w; \quad 4\bar{F} = F_{1L} + F_{1P} + F_{2L} + F_{2P},$$

$K_1^o$  – sztywność skrętna ramy na długości  $B=B_1$ ,

$A^2 k$  – „sztywność skręcania” wózka wynikająca wyłącznie z ugięć usprężynowania I stopnia.

Przedstawione wichrowanie ugięć usprężynowania wózka zachodzi nieuchronnie w obszarze ramy przechyłowej toru. Na torach PKP wzniesienie „i” ramy wynosi 6 ‰. Warunków krańcowych (rampa promowa 25 ‰) nie bierze się pod uwagę.



Rysunek 3. Rampa przechyłowa i zwichrowanie toru w obrębie pojedynczego wózka

Współczynnik nierównomierności nacisków wózka dwuosowego wyraża się następująco:

$$\delta_{\alpha w} = \frac{8 \cdot \alpha_1 \cdot k \cdot A}{Q_w \cdot \left(4 + \frac{A^2 k}{K_1^o}\right)}; \quad \lim_{K_1^o \rightarrow \infty} \delta_{\alpha w} = \frac{2 \cdot \alpha_1 \cdot k \cdot A}{m_{wag} \cdot g}; \quad (4a)$$

Projektując wagon należy przede wszystkim sprawdzić, czy usprężynowanie pierwszego stopnia wózka spełnia warunek bezpiecznego przechodzenia przez rampę przechyłową przy ramie wózka doskonale sztywnej na skręcanie. Jeżeli nie spełnia, to należy tak dobrać sztywność skrętną ramy  $K_1^o$ , aby wartość  $\delta_{\alpha w}$  odpowiadała warunkom bezpieczeństwa na naciski.

Nie tylko poziom pierwszy, lecz i każdy wyższy poziom ramowy podlega takim samym prawom bezpieczeństwa na naciski minimalne. Albowiem zwichrowanie toru pod każdym poziomem ramowym mierzy się na jego bazie podłużnej  $B_i$  ( $i=1,2,\dots,5$ ).

$$2\alpha_i = \frac{1}{s} i \cdot B_i \quad (5)$$

gdzie „i” wzniesienie toku zewnętrznego według rysunku 3;  $s$  – rozstaw okręgów tocznych.

Należy zauważyć, że pod każdym wyższym poziomem ramowym znajduje się już odpowiednio zwiększoną liczbę osi. Zatem we wzorze (4a) należy uwzględnić współczynnik  $\beta_i$ ; liczby osi poziomu ramowego, określający pionową sztywność reprezentatywną usprężynowania pierwszego stopnia pod każdym poziomem.

$$\beta_i = \frac{1}{2} (2^i); \quad (6)$$

Zatem

$$\delta_{\alpha i} = \frac{8 \cdot \alpha_i \cdot \beta_i \cdot k \cdot A}{Q_w \cdot \beta_i \cdot \left(4 + \frac{A^2 \cdot \beta_i \cdot k}{K_i^o}\right)}; \quad (4b)$$

gdzie  $K_i^o$  – sztywność skrętna ramy i-tego poziomu ramowego.

W przypadku niedostatku podatności skrętnej ramy w strukturze wagonu z bezluzowymi ślizgami bocznymi można także wprowadzić luzy, które są jednak bardzo niekorzystne z punktu widzenia bezpieczeństwa wagonu na pochylenie boczne [3].

Wyznaczenie parametrów geometrycznych konturu podporowego usprężynowania nadwozia (lub elementu wyższego poziomu) prowadzi się podobnie jak dla poziomu pierwszego.

Parametry geometryczne konturu podporowego usprężynowania nadwozia (lub ramy każdego wyższego poziomu) są określone przez parametry toru pod określonym nadwoziem (lub poziomem ramowym) odpowiednio na bazie jego podparcia oraz przez pochylenia boczne tego nadwozia (lub ramy wyższego poziomu) wynikające z nierównoważonej przechyłki.

Zatem parametry „torowego” konturu podporowego pod każdym poziomem ramowym wagonu strukturalnie wielopoziomowego są określone wyłącznie przez parametry toru mierzone na bazie tego poziomu ramowego a pochylenia boczne najwyższego poziomu ramowego stanowią sumę pochylenia konturu torowego  $\xi$ , pod tym poziomem ramowym oraz pochylenia dodatkowego, wynikającego z warunków nierównoważonej przechyłki toru w łuku przy uwzględnieniu pełnej struktury sprężystej wagonu wielopoziomowego.

## 2. Wagon w torze zwichrowanym, nie obciążony momentem zewnętrznym $m_x$

Zgodnie z rys. 1 wg [3], zwichrowanie wagonu mierzy się na bazie  $B_5$ . Liczbę usprężynowanych osi wagonu oznaczono jako „o”.

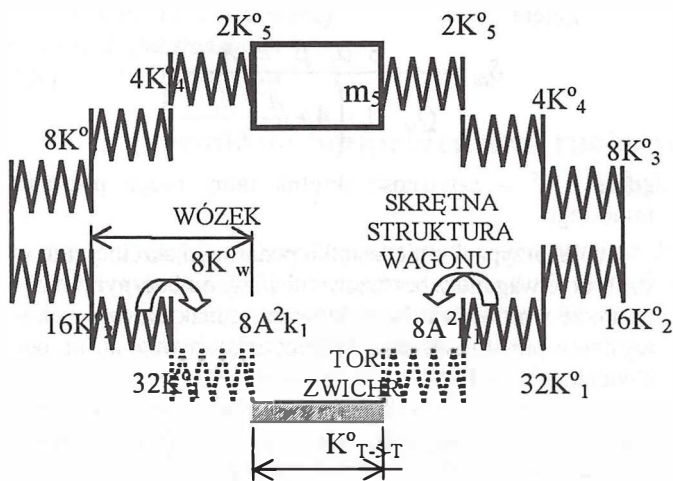
Wagon traktuje się jako obiekt skrętny pomiędzy poziomami 1-5-1, czyli pomiędzy ramami wózków jednego końca wagonu oraz poprzez „ładunek” z ramami wózków na drugim końcu wagonu, uwzględniając podatności skrętne wszystkich ram spoczywające na usprężynowaniach I stopnia wózków. Wypadkowa sztywność skrętna szeregowo – równoległej struktury wielopoziomowej

$K_{w-5-w}^o$ , zgodnie z rysunkiem 1 [3], wyniesie:

$$K_{w-5-w}^o = \frac{1}{\frac{1}{K_5^o} + \frac{1}{2K_4^o} + \frac{1}{4K_3^o} + \frac{1}{8K_2^o} + \frac{1}{16K_1^o}}; \quad (7)$$

Schemat struktury pokazano na rysunku 4.

Skręcanie kompletnego wagonu traktuje się tak, jak gdyby wózki należące do każdej połowy długości wagonu spoczywały na oddzielnych, płaskich płytach torowych, pochyłanych w przeciwnych kierunkach. W takim przypadku usprężynowania wszystkich wózków będą ulegać wyłącznie pochyleniom bocznym.



Rysunek 4. Schemat struktury skrętnego wozka oraz  $K^0_{T-S-T}$  wagonu 32-osiowego, pracującej w torze zwichrowanym na bazie  $B_5$ . Układ ogólnie szeregowo – równoległy: szeregowo poziomo, równoległy pionowo w symetrycznych gałęziach według rysunku 1 w [3]. Linia ciągłą pokazano elementy struktury podlegające skręcaniu

Rozważać się będzie przypadek doskonale sztywnych skrętnie, nieważkich ram wózków. Usprężynowanie I stopnia każdej takiej ramy, składające się z czterech jednakowych sprężyn o sztywnościach „ $k_1$ ”, stanowi jak by płytę wózkową, która ma sztywność pochylania bocznego  $K^0_{1USP}$  określoną następującymi zależnościami:

$$M = 4k\xi_{USP}\left(\frac{A}{2}\right)^2; \quad K^0_{1USP} = \frac{M}{\xi_{USP}} = k_1 A^2 \quad (8)$$

gdzie  $\xi_{USP}$  – kąt pochylecia umownej płyty wózkowej wokół osi X leżącej nad osią toru.

Każda połowa długości wagonu spoczywa na 8 wózkach, które doznają przeciwnych względem siebie pochyleń bocznych. Szeregowo skrajna struktura takich dwóch zestawów usprężynowań I stopnia ma sztywność skrętną wyrażoną następująco:

$$K^0_{WAG/1} = \frac{1}{2} 8K^0_{1USP} = 4K^0_{1USP} = 4k_1 A^2; \quad (9)$$

Zatem sztywność skrętna całego wwichrowanego wagonu 32-osiowego wyraża się jako:

$$K^0_{Tor-5-Tor} = \frac{1}{\frac{1}{K^0_5} + \frac{1}{2K^0_4} + \frac{1}{4K^0_3} + \frac{1}{8K^0_2} + \frac{1}{16K^0_1} + \frac{1}{4A^2k_1}}; \quad (10)$$

Współczynnik bezpiecznej nierównomierności nacisków wagonu 32 osiowego bez luzów na ślizgach bocznych, przy potraktowaniu łącznym zespołów wózkowych można wyrazić poprzez naciski przekątne według (4a).

$$\delta_\alpha = \frac{|\sum F_{1L} + \sum F_{1P}| - |\sum F_{2P} + \sum F_{2L}|}{\sum F} \quad (11)$$

Moment skręcenia wagonu oznaczono jako  $M$ . Jego wartość wynika wprost ze zwichrowania toru oraz sztywności wagonu  $K^0_{T-S-T}$ , według (10):

$$M = \left| \sum F_{1L} + \sum F_{1P} \right| - \left| \sum F_{2P} + \sum F_{2L} \right| \frac{A}{2} = 2\alpha \cdot K^0_{Tor-5-Tor} \quad (12)$$

Zatem jawna postać współczynnika  $\delta$  wyraża się następująco:

$$\delta_{WAG} = \frac{4\alpha \cdot K^0_{T-5-T}}{16Q_w \cdot A}; \quad (13)$$

gdzie  $K^0_{T-5-T}$  – według (10).

W innej postaci z uwzględnieniem  $K^0_{W-5-W}$  według (7):

$$\delta_{WAG} = \frac{A \cdot \alpha \cdot K^0_{W-5-W} \cdot k_1}{Q_w \cdot [K^0_{W-5-W} + 4A^2k_1]}; \quad (14)$$

### 3. Czop zredukowany

Istotę „czopa zredukowanego” zilustrowano rysunkiem 5.

Zakłada się, że wagon znajduje się w łuku o stałym promieniu  $R_0$ . Poziom ramowy 4 ma „czop zredukowany” przesunięty ku środkowi wagonu o wielkość  $\rho_p$ . Przesunięcie poprzeczne „ $e$ ” nadwozia z ładunkiem w łuku toru wynosi:

$$e = \rho_p \sin \vartheta_5 \quad (15)$$

gdzie:  $\vartheta_5$  – kąt wg rys. 5.

Promień środka każdego poziomu ramowego wynosi:

$$R_k = R_{k-1} \cos \frac{B_k}{2R_{k-1}}, \quad (k = 1, 2, \dots, 5) \quad (16)$$

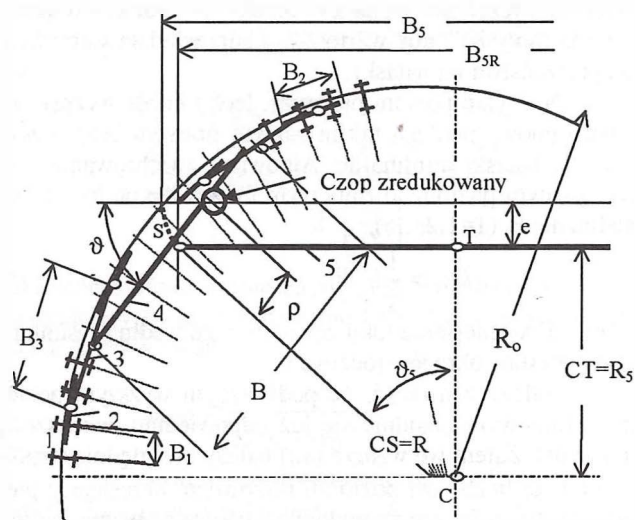
Dla poziomu ramowego 5 obowiązuje  $B_{5R}$ :

$$B_{5R} = B_5 - 2\rho_p (1 - \cos \vartheta_5) \quad (17)$$

W dalszych zależnościach wykorzystane zostanie przybliżenie funkcji cosinus przez rozpisanie jej w szereg i zachowanie dwóch wyrazów tego rozwinięcia.

Promień środka każdego poziomu ramowego po zastosowaniu (16) wyraża się następująco:

$$R_k = R_0 a_k; \quad a_k = a_{k-1} - \frac{B_k}{4R_0^2}$$



Rysunek 5. Wagon w łuku toru

Uwzględniając przekształcenia otrzyma się ostatecznie zależność na przesunięcie „e” w postaci:

$$e = \frac{2\rho_p R_o B_{5R}}{4R_o^2 - \sum_{i=1}^4 B_i^2} \quad (18)$$

Wielkość „e” jest bezpośrednio skojarzona z przemieszczeniem poprzecznym  $\Delta_5$  zgodnie z rysunkiem 5 w [3].

$$e = \Delta_5 \cos \xi_5 \quad (19)$$

gdzie:  $e = e(V, \xi_t, R_o)$ ,  $\rho_p = \rho(V, \xi_t, R_o)$ .

#### 4. Przykład obliczeniowy

Przemieszczenie poprzeczne  $\Delta_5$  ładunku obliczane jest według przykładu zamieszczonego w [3]. Założenia są następujące:

- promień toru  $R_o = 150 \div 300$  m,
- przechyłka toru  $\xi_t = 3,6$  deg ( $h = 96$  mm),
- współczynnik zagrożenia bezpieczeństwa  $\delta_{wag} = 0,3$ ,
- $B_1 = 1500$  mm;  $B_2 = 3000$  mm;  $B_3 = 6000$  mm;  $B_4 = 12000$  mm;  $B_5 = 39420$  mm, oznaczenia według rys.5.

Po podstawieniu i przekształceniach wzorów otrzymuje się równanie kwadratowe, z którego wyznaczono wartość  $\rho_p$  (rys. 5). Poniżej został rozwiązany przykład dla następujących danych:

$R_o = 200$  m,  $V=5$  km/h, przechyłka toru  $\xi_t = 3,6$  deg, współczynnik bezpieczeństwa  $\delta_{wag} = 0,3$ , wielkości  $B_n$  jak powyżej.

Kolejno obliczono wielkość  $R_4$  i wyznaczono wartość kąta  $\vartheta_5$ :  $R_4 = 199,761$  m,  $\vartheta_5 = 5,662$  deg.

Po podstawieniu tych wartości do poniższego wzoru otrzymuje się wartość przesuwu zredukowanego czopa  $\rho_p$ . Wyniki obliczeń zilustrowano rysunkami 6 i 7, gdzie  $\rho_p$  oznaczono jako  $q_p$ .

$$\rho_p = \frac{2 \cdot B_5 \cdot R_o - \sqrt{4 \cdot B_5^2 \cdot R_o - 16 \cdot \cos \xi_5 \cdot (1 - \cos \vartheta_5) \cdot R_o \cdot (4 \cdot R_o^2 - B_1^2 - B_2^2 - B_3^2 - B_4^2)} \cdot \Delta_5}{8 \cdot (1 - \cos \vartheta_5) \cdot R_o}$$

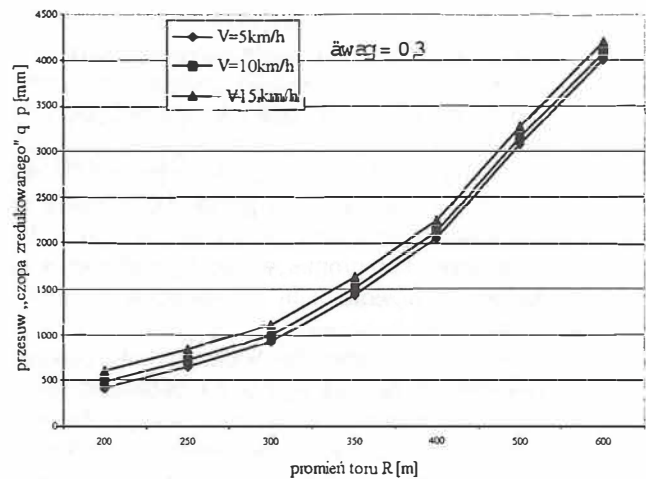
$$\rho_p = 1538 \text{ mm}$$

Dopuszczalne przesunięcie poprzeczne „e” nadwozia z ładunkiem w łuku toru wyniesie:

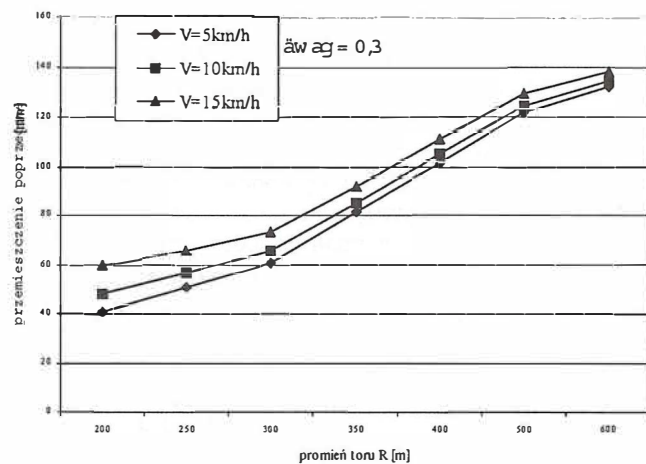
$$e = \rho_p \cdot \sin \vartheta_5 = 151,709 \text{ mm}$$

Na rys. 6 pokazano jak wielkość przesuwu  $\rho_p$  tzw. „czopa zredukowanego” zmienia się w zależności od promienia toru dla różnych prędkości jazdy wagonu i stałej przechyłki toru  $\xi_t$ . Obliczenia potwierdzają niedoskonałość stałej wartości czopa zredukowanego.

Rysunek 7 ilustruje zależność wartości dopuszczalnego przemieszczenia poprzecznego  $\Delta_5$  od promienia toru w granicach  $R = 200 \div 600$  m przy różnych prędkościach ruchu wagonu przy stałej, zerowej przechyłce toru  $\xi_t$ . Obliczenia potwierdzają celowość zautomatyzowanego sterowania wartości przemieszczenia poprzecznego  $\Delta_5$ .



Rysunek 6. Zależność dopuszczalnej wartości tzw. „czopa zredukowanego” od promienia toru  $R = 200 \div 600$  m i prędkości ruchu wagonu. Przechyłka toru jest zerowa,  $\rho_p = q_p$



Rysunek 7. Zależność dopuszczalnego przemieszczenia poprzecznego  $\Delta_5$  ku środkowi krzywizny (według oznaczeń rysunku 5 w [3]) od promienia toru  $R$ , dla zerowej przechyłki toru  $\xi_t$

#### 5. Wnioski końcowe

1. Bezpieczeństwo zachowania minimalnych dopuszczalnych przekątnych nacisków kół na szyny wózka dwuosiowego wagonu specjalnego podczas ruchu wagonu w zwichrowanych odcinkach toru jest uwarunkowane nie tylko sztywnością usprężynowania I stopnia, lecz zależy od sztywności skrętnej ramy wózka.
2. Usprężynowanie I stopnia wózka ogólnie nie zapewnia bezpiecznego przejazdu wagonu przez zwichrowany odcinek toru; zatem należy uzupełniać podatność tego zespołu przez skończoną wartość skrętnej sztywności ramy. W artykule podano jedynie wyciąg z odpowiednich procedur obliczeniowych tej sztywności.
3. Wniosek 2 dotyczy każdego poziomego ramowego. Bezpieczne przechodzenie wagonu przez odcinek toru zwichrowanego wymaga odpowiedniego doboru sztywności skrętnych poszczególnych poziomów ramowych według omówionych procedur.

4. Duża podatność skrętna poszczególnych poziomów ramowych (mała sztywność skrętna) zwiększa boczne przechyły wagonu podczas ruchu w lukach i stoi w sprzeczności z postulatem bezpiecznego przechodzenia wagonu przez luki toru o relatywnie małym promieniu, w warunkach nadmiaru ich przechyłki. Tematyce tej został poświęcony oddzielny artykuł [3]. Techniczny kompromis wobec tej sprzeczności będzie przedmiotem dalszych prac symulacyjnych.
5. Potwierdza się teza, że wielkość tzw. „czopa zredukowanego” ma wpływ na bezpieczeństwo ruchu ze względu na naciski oraz uzasadnia postulat, że wartość ta nie powinna być stała, lecz powinna być sterowana komputerowo „on-line”.

#### Literatura

- [1] Grabowski E., Kosiara A., *Wybrane problemy techniczne przewozu ładunków wielkogabarytowych wagonami specjalnymi. Materiały XV Konferencji Pojazdy Szynowe 2002, Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Zeszyt 86., Wrocław 2002.*
- [2] *Praca zespołowa pod redakcją prof. dr hab. inż. Jerzego Madeja Wpływ asymetrii pojazdu szynowego na bezpieczeństwo ruchu w torze w aspekcie quasistytyki i dynamiki. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Zeszyt 1(48) 2003.*
- [3] *Madej J., Podsiadło R., Matematyczny model do wyznaczania parametrów struktury sprężystej 32-osioowego wagonu specjalnego dla zapewnienia bezpiecznych nacisków kół na szynę. Pojazdy Szynowe nr 2/2002, IPS Poznań.*