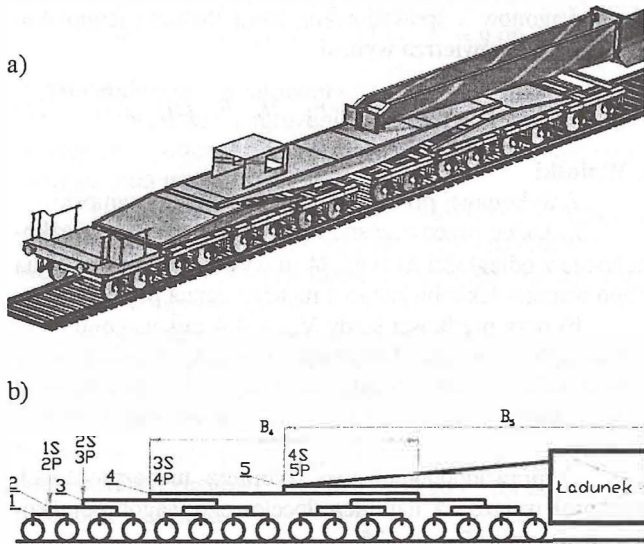


## Matematyczny model do wyznaczania parametrów struktury sprężystej 32-osowego wagonu specjalnego dla zapewnienia bezpiecznych nacisków kół na szyny

Przedmiotem artykułu jest studium sprężystej struktury wagonu specjalnego do przewozu wielkogabarytowych ładunków dla wyznaczenia warunków bezpiecznego ruchu w torze rzeczywistym. Zbudowano model fizyczny i matematyczny pojazdu w polu grawitacyjnym, podczas przejazdu przez krzywiznę toru z przechyłką. Celem jest wyznaczenie parametrów geometrycznych, sprężystych i ruchowych wagonu dla zapewnienia stateczności kinostatycznej oraz odpowiednio bezpiecznych nacisków kół.

### 1. Wprowadzenie

Do przewozu koleją ciężkich ładunków wielkogabarytowych używa się wieloosiowych wagonów specjalnych (Norca 32, 24) [1], które pozwalają na równomierne rozłożenie obciążeń na ich zestawy kołowe. Struktura takiego wagonu jest wielopoziomowa. Istnieje możliwość (i konieczność) poprzecznego przesuwania ładunku ze względu na skrajnię oraz dla zachowania stateczności kinostatycznej z ładunkiem w łukach.



Rys. 1. Fizyczna struktura wagonu 32-osowego; a) widok ogólny b) pięć poziomów ramowych.  $B_m$  – baza podłużna podparcia każdego poziomu ramowego ( $m=1,2,3,4,5$ ),  $rS$  – środek ramy  $r = (m-1)$ ;  $mP$  – przód  $m$ -tej ramy umownej

Fizyczna struktura takiego wagonu 32-osowego została pokazana na rysunku 1. Szczegółowe odmiany tej struktury mogą być zróżnicowane. Na rysunku 2 pokazano dwa równoważne schematy wózka czteroosiowego. W istocie wózek czteroosiowy pod względem strukturalnym stanowi zespół dwóch wózków dwuosiowych. Zgodnie z rysunkiem 3 zespół dwóch wózków dwuosiowych ma dwa poziomy ramowe: „1” i „2”. Formalną równowagę ruchliwości struktur pokazanych na rysunkach 2 i 3 przedstawiono na rysunku 4 w kategoriach klasycznej teorii mechanizmów. Konsekwentnie, struktura wagonu 32 osiowego może zostać przedstawiona zgodnie z rysunkiem 1 jako pięciopoziomowa struktura ramowa.

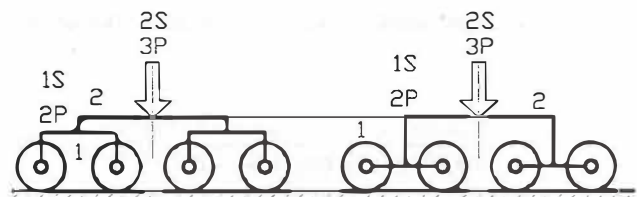
Każda rama ma swoją bazę podłużną  $B$ . Numerując elementy wagonu od lewej do prawej strony, umowny przód „P” każdej ramy o numerze  $(n+1)$  spoczywa na środkowej części „S” ramy o numerze  $n$ . Tak więc na środku 1S ramy pierwszego poziomu (czyli ramy wózka dwuosiowego) spoczywa umowny przód 2P ramy drugiego poziomu. Biorąc pod uwagę symetrię każdego poziomu względem płaszczyzny pionowej  $ZY$  (prostopadłej do toru i przechodzącej przez środek ramy tego poziomu) można rozpatrywać płaski model wagonu wielopoziomowego w tej pionowej płaszczyźnie  $ZY$ . Należy przy tym wziąć pod uwagę skretne sztywności ram każdego poziomu oraz ewentualne luzy na międzyramowych ślizgach bocznych.

Podstawowym elementem pięciopoziomowej struktury 32-osowego wagonu jest rama skrotna sprężystość. Pośród pięciu rodzajów ram w ogólnej liczbie 31, podobieństwo pełne pod względem struktury budowy i obciążeń spełniają ramy poziomów 2+4 w liczbie 14. Rama wózka (pierwsza w liczbie 16) stanowi obiekt najbardziej ogólny, albowiem spoczywa na modelowych wspornikach sprężystych, jakimi są elementy usprężynowania pierwszego stopnia wózków. Parametry sprężyste wszystkich ram są łatwe do identyfikacji.

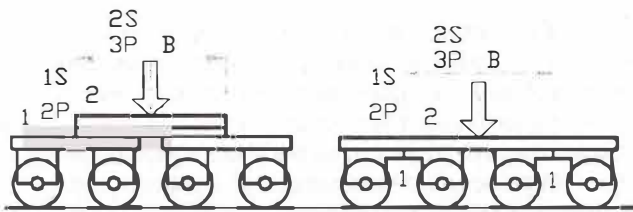
### 2. Wyznaczanie parametrów sprężystej struktury wagonu

Niniejszy artykuł stanowi jedynie syntetyczny wyciąg z obszernych analiz.

Linijowe charakterystyki sprężyste czterech podpór pod każdą ramą mogą być wyrównane lub zróżnicowane. W dalszym ciągu operować się będzie wyrównanymi charakterystykami zastępczymi, jednoznacznie reprezentującymi charakterystyki ogólnie nie wyrównane. Istnieje bowiem pełna odpowiedniość i identyfikacja jednokierunkowa: od charakterystyk nie wyrównanych do wyrównanych [2].



Rys. 2. Równoważne schematy zespołu 4-osowego; dwa poziomy ramowe

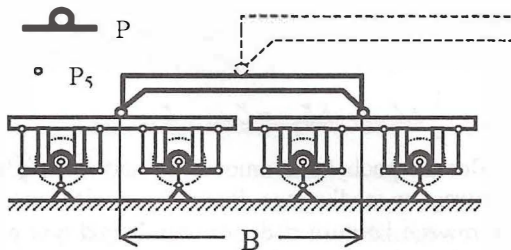


Rys. 3. Równoważne struktury fizyczne zespołu 4-osiowego;  
1- rama rzeczywista lub umowna zespołu 2-osiowego;  
2- rama łącząca dwa zespoły 2-osiowe w jeden zespół 4-osiowy

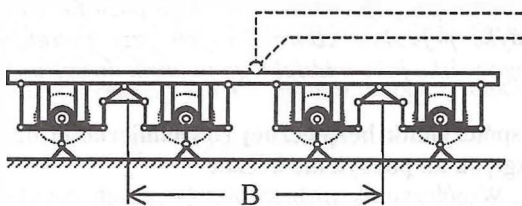
Ramy 2÷5 nie mają pionowego usprężynowania. Wszystkie te ramy umowne wyróżniają się podatnością skrętną. Zginanie ram nie ma wpływu na rozpatrywane zagadnienie.

Sztywność skrętna ramy poziomu drugiego (obydwóch zespołów) jest mierzona na bazie  $B_2$ .

Rama 5 stanowi element szczególny, gdyż masa ładunku podczas przechodzenia wagonu przez łuki toru jest przesuwana poprzecznie (na kierunku Y) o wielkość  $\Delta_5 Q_5$ .



Liczba par kinematycznych klasy  $P_5=26$ .  
Liczba par kinematycznych klasy  $P_4=4$ .  
Liczba N członów ruchomych mechanizmu wynosi  $N=19$ .  
Ruchliwość wypadkowa W mechanizmu wynosi:  $W=3n-2P_5-P_4=57-52-4=1$   
Możliwy jest jedynie ruch "do tyłu" lub "do przodu"



$P_5=26$   
 $P_4=4$       $W=57-52-4=1$ ; Tylko ruch  
"do tyłu" lub "do przodu"  
 $N=19$

Rys. 4. Równoważne struktury fizyczne zespołu czteroosiowego

*Odpowiedni dobór wartości poprzecznego przemieszczenia „ramy” 5 w funkcji promienia łuku, prędkości i przechyłki toru, stanowi o bezpieczeństwie ruchu wagonu w łuku.*

Analiza struktury wagonu 32 osiowego pozwala na elementarnie łatwe przejście do struktury wagonu 24 osiowego. W skład struktury wagonu 24 osiowego wchodzi 8 wózków 3-osiowych. Struktura wagonu 24 osiowego ma o jeden poziom ramowy mniej niż 32-osiowego. Każdy wózek trzyosiowy jest tak zbudowany, aby zapewniał wyrównanie nacisków statycznych na tor. Analiza została przeprowadzona w odniesieniu do struktury ogólniejszej, 32 – osiowej.

Wszystkie ramy umowne podlegają grawitacyjnemu działaniu pionowego obciążenia zewnętrznego, przyłożonego w środku ich długości a także podlegają obciążeniom masom własnym. To samo dotyczy nierównoważonych sił poprzecznych na pochyłościach łuków torowych. Ze względu na wspomnianą symetrię poszczególnych poziomów ramowych struktury wagonu i ich obciążeń nie ma przyczyn, dla których należałoby rozpatrywać zróżnicowane sztywności w usprężynowaniu I stopnia (pionowym i poprzecznym) ramy poziomu pierwszego; wózki mogą być jednakowe w liczbie 16. Nawet przy praktycznie nieuchronnym pewnym zróżnicowaniu sztywności poszczególnych sprężyn umownych pierwszego stopnia skutek kinostatyczny i dynamiczny może być badany na sztywnościach zastępczych (reprezentatywnych). Pod tym względem panuje pełna identyfikacja modelowa i fakt ten, po odpowiednich uzasadnieniach, został wykorzystany.

Ze względu na zróżnicowane przechyłki toru pod 16 wózkami wagonu konieczne jest wyznaczenie miarodajnej przechyłki kinostatycznej całego obiektu jakim jest kompletny wagon. Przechyłka taka została potraktowana jako reprezentatywna dla wagonu jako całości. Wózki traktuje się jako jednakowe; podobnie potraktowano odpowiadające sobie pary ram w poszczególnych poziomach symetrycznej struktury wagonu.

Podczas ruchu w torze zachodzą odkształcenia sprężyste w usprężynowaniu pojazdu (wózka), jak i w umownym nadwoziu (w ramie wózka). Z punktu widzenia potrzeb quasistyki obciążeń pionowych pominięto drgania giętkie obiektu. Jednak nie można pominąć statycznych skręceń sprężystych. One bowiem określają bezpieczeństwo ze względu na naciski. Obciążenia pionowe  $F_{jk}$  elementów usprężynowania w umownych narożach skrętnie sprężyste bryły (dwuosowego wózka lub nadwozia) określają statykę odkształceń skrętnych tej bryły. Obciążenia  $F_{jk}$  wynikają z bilansu ugięć  $Z_{jk}$  w elementach sprężystych podczas ruchu pojazdu w krzywiznach i zwichrowaniach toru (wejścia w łuki, rampy krzywej przejściowej, niedostatek lub nadmiar przechyłki toru itp.).

Ugięcia

$$\begin{aligned} Z_{1P} &= Z_{t1P} + \frac{A}{2} \xi_n / B; & Z_{2P} &= Z_{t2P} + \frac{A}{2} \xi_n / B \\ Z_{1L} &= Z_{t1L} - \frac{A}{2} \xi_n / B; & Z_{2L} &= Z_{t2L} - \frac{A}{2} \xi_n / B \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:  $\xi_{n/B}$  – kąt skręcenia sprężystej bryły (ramy lub nadwozia), mierzony na długości B,  
 $Z_{ijk}$  – parametry nierówności konturu podporowego toru pod wózkiem dwuosowym,  
A – poprzeczny do toru rozstaw sprężyn I stopnia w wózku.

Mając na uwadze liniowość charakterystyk sprężyn podpierających w polu grawitacyjnym, umowne naroża skrajnie sprężystej bryły oraz traktując sztywność skrętną bryły  $\kappa_{n/B}^o$  jako wielkość znaną, można wyznaczyć jawną postać wyrażenia opisującego skrócenie bryły sprężystej  $\xi_{n/B}$ .

W dalszym ciągu wyznaczono jawny zapis skrócenia bryły  $\xi_{n/B}(\kappa_{jk})$ :

$$\xi_{n/B} = \frac{A^2 \left[ (\kappa_{1L} + \kappa_{1P})(\alpha_t + \xi_t) + (\kappa_{1P} - \kappa_{1L})\eta_t \frac{B}{A} \right]}{2 \left[ \kappa_{n/B}^o + \frac{A^2}{2}(\kappa_{1L} + \kappa_{1P}) \right]} \quad (2)$$

Z wyrażenia (2) wypływa oczywisty wniosek, że kąt  $\xi_{n/B}$  sprężystego skrócenia umownej bryły nadwozia na bazie B jest funkcją jego proporcji geometrycznych (BxA), własnej sztywności skrętniej  $\kappa_{n/B}^o$ , sztywności usprężynowania  $\kappa_{jk}$ , oraz wszystkich trzech parametrów pionowej geometrii toru  $\xi_t$ ,  $\eta_t$  i  $\alpha_t$ . (Opis szczegółowy geometrii toru w niniejszej syntezie pominięto).

Należy w tym miejscu zauważyć, że parametry geometrii toru  $\xi_t$ ,  $\eta_t$  i  $\alpha_t$  dotyczą konturu podporowego ściśle określonego pojazdu. Ponadto, ewentualna asymetria podłużna i poprzeczna położenia środka masy nadwozia ( $\Delta_x$ ,  $\Delta_y$ ) wywiera wpływ na ugięcia elementów usprężynowania  $Z_{jk}$ , a tym samym na wartości skróceń ramy lub nadwozia wagonu dwuosioowego. Zachodzą więc dość złożone sprzężenia przyczynowo-skutkowe w polu grawitacyjnym.

Biorąc pod uwagę wyniki przeprowadzonego postępowania, otrzymuje się wartość kąta skrócenia „nadwozia umownego”:

$$\xi_{n/B} = \frac{A^2 \cdot K_Z}{4 \cdot \kappa_{n/B}^o} \alpha_t \quad (3)$$

gdzie:  $\kappa_{n/B}^o$  – Sztywność skrętna nadwozia lub wózka, mierzona na bazie B,  
 $K_Z$  – wypadkowa sztywność pionowa zespołu sprężyn pod nadwoziem lub wózkiem,  
 $\alpha_t$  – kąt zwichrowania toru pod wózkiem.

Wzór (3) ukazuje relacje pomiędzy kątem skrócenia nadwozia umownego  $\xi_{n/B}$  a kątem zwichrowania toru  $\alpha_t$ , w zależności od stosunku pionowej sztywności wypadkowej usprężynowania tego „nadwozia”  $K_Z$  do sztywności własnej bryły umownego nadwozia na skręcanie  $\kappa_{n/B}^o$ . Sztywność  $\kappa_{n/B}^o$ , podobnie jak składowe sztywności wszystkich sprężyn stanowiące o wartości  $K_Z$ , traktuje się jako znane. Sztywność skrętna własna „nadwozia”, mierzona na bazie B, wynosi:

$$K_{n/B}^o = \frac{M_x}{\xi_{n/B}} \quad (4)$$

gdzie:  $\xi_{n/B}$  – kąt skrócenia umownego nadwozia.

Wartość sztywności skrętniej „nadwozia” mierzy się podczas eksperymentu na obiekcie rzeczywistym. Jest ona traktowana jako wielkość znana.

Statyka pojazdu dwuosioowego – przez proste podobieństwo – określa odpowiednio statykę dwuosioowego wózka pojazdu czterosioowego oraz złożonych struktur wielopoziomowych.

**Kąt bocznego pochylenia „izotropowego nadwozia” (lub ramy wózka) w środku jego długości jest wartością średnią kątów pochylenia mierzonych na końcach tego nadwozia (lub ramy wózka).** Kąt ten zależy też od momentu zewnętrznego działającego na bryłę ramy/nadwozia.

Wyznaczenie bocznego pochylenia umownego nadwozia w środku jego długości

Przestrzenną geometrię konturu podparcia ramy nadwozia (indeks „n”) określają ugięcia sprężyn  $\zeta_{jk}$  pod działaniem sił  $F_{jk}$  według (1) wraz ze znanymi współzrędnymi wysokości toru  $Z_{1jk}$ .

$$\zeta_{jk} = \frac{F_{jk}}{\kappa_{jk}};$$

$$Z_{1jk} = -\frac{F_{jk}}{\kappa_{jk}} + Z_{tjk} = -\zeta_{jk} + Z_{tjk}; \quad (j=1,2); \quad (k=L,P) \quad (5)$$

Boczne pochylenie umownego nadwozia (także w jego środkowej części) opisuje następująca zależność:

$$\xi_n = \frac{Z_{1L} - \zeta_{1L} + Z_{12L} - \zeta_{2L} - Z_{1LP} + \zeta_{1P} - Z_{12P} + \zeta_{2P}}{2A};$$

$$\xi_n = \frac{Z_{1L} + Z_{12L} - (Z_{1LP} + Z_{12P})}{2A} + \frac{\zeta_{Psr}}{A} \frac{\zeta_{Lsr}}{A} = \xi_t + \frac{1}{A}(\zeta_{Psr} - \zeta_{Lsr})$$

$$\xi_n = \xi_t + \frac{1}{A} \Delta \zeta_{sr}; \quad \Delta \zeta_{sr} = \zeta_{Psr} - \zeta_{Lsr}; \quad (6)$$

Boczne pochylenie umownego nadwozia  $\xi_n$  pojazdu dwuosioowego w środku jego długości jest więc sumą pochylenia torowego konturu podporowego  $\xi_t$  pod tym pojazdem oraz średniego kąta dodatkowego pochylenia bocznego  $\Delta \zeta_{sr}/A_n$ , wynikającego z niejednakowych pionowych ugięć  $\zeta_{jk}$  liniowych elementów usprężynowania o charakterystykach ogólnie zróżnicowanych; ( $j=1,2$ ); ( $k=L,P$ ).

Jest rzeczą charakterystyczną, że *sztywność skrętna umownego nadwozia nie ma wpływu na jego boczne pochylenie reprezentatywne. Środek długości nadwozia liniowo sprężystego jest bocznie pochylony zawsze pod kątem niezależnym od wartości statycznego skrócenia tego nadwozia.*

*Znajomość reprezentatywnego pochylenia umownego nadwozia pojazdu dwuosioowego pozwala badać quasistatykę pojazdów czterosioowych przy potraktowaniu każdego wózka jako oddzielnego pojazdu dwuosioowego.*

### 3. Współczynnik bezpiecznej równomierności nacisków ze względu na pochylenie boczne

Współczynnik rozbieżności bocznych nacisków pojedynczego wózka  $\delta_{\xi_w}$  wynosi:

$$\delta_{\xi_w} = \frac{|F_L| - |F_P|}{F_L + F_P}; \quad (7)$$

Wartość  $\delta=1$  stanowi gwarancję katastrofy;  $\varepsilon$  – współczynnik bezpieczeństwa;

$$\delta = 1 - \varepsilon; \quad (8)$$

Z inżynierskiego punktu widzenia przyjęto 2-krotny zapas bezpieczeństwa  $\varepsilon \geq 0,5$  czyli  $\delta \leq 0,5$ .

### 4. Przykład obliczeniowy

Przykład jest rozwiązany dla najkorzystniejszych warunków jazdy wagonu. Poszczególne wzory zaczerpnięto z opracowania szczegółowego.

Założenia:

- promień toru  $R = 180 \text{ m}$ ,
- $\Delta_{1S} = 10 \text{ mm}$  poprzeczne przemieszczenie sprężyste środka ramy wózka 1 na torze pochylonym o kąt  $\xi_{1S}$ , przy nierównoważonej przechyłce,
- $\xi_{1S} \div \xi_{5S} = 0$  kąty skręcenia środka ramy w stosunku do jej przodu,
- masy poszczególnych ram od poziomu 1÷4,  $m_1 = 88 \cdot 10^3 \text{ kg}$ ,  $m_2 = 56 \cdot 10^3 \text{ kg}$ ,  $m_3 = 56 \cdot 10^3 \text{ kg}$ ,  $m_4 = 36 \cdot 10^3 \text{ kg}$ ,
- masa poziomu piątego,  $m_{lad} = 400 \cdot 10^3 \text{ kg}$  (masa ładunku),  $m_{5ramny} = 36 \cdot 10^3 \text{ kg}$ ,  $m_5 = m_{lad} + m_{5ramny} = 436 \cdot 10^3 \text{ kg}$ ,
- masa wagonu z ładunkiem  $m_{wag} = 672 \cdot 10^3 \text{ kg}$ ,
- wysokości środka mas poszczególnych ram,  $H_1 \div H_5 = 0.5 \text{ m}$ ,
- luzy na ślizgach bocznych  $\lambda_2 \div \lambda_5 = 0$ ,
- prędkość wagonu  $V = 5 \text{ km/h} = 1,3 \text{ m/s}$  oraz  $V = 10 \text{ km/h} = 2,7 \text{ m/s}$ .

Obliczenie przechyłki toru

$$h = 135 \text{ mm}, \quad S = 1500 \text{ mm} \quad \xi_t = \frac{h}{S}; \quad \xi_t = 7 \text{ deg}$$

Obliczenie momentu działającego na ramę poziomą pierwszego

Jest to moment kinetyczny pochodzący od poszczególnych poziomów:

$$M_{kin} = \frac{V^2}{R} \cdot [H_2 \cdot \cos(\xi_{2S})(m_2 + m_3 + m_4 + m_5) + H_3 \cdot \cos(\xi_{3S})(m_3 + m_4 + m_5) + H_4 \cdot \cos(\xi_{4S})(m_4 + m) + H_5 \cdot \cos(\xi_{5S}) \cdot m_5]; \quad M_{kin} = 1,082 \cdot 10^4 \text{ Nm}$$

Uzyskany moment dzieli się przez liczbę ram poziomą pierwszego, uzyskując wartość momentu działającego na pojedynczą ramę tego poziomu:

$$M = \frac{M_{kin}}{16}; \quad M = 676,494 \text{ Nm}$$

Wyznaczenie sztywności sprężyn I stopnia z warunku sprzęgania

Z tablicy zawartej w [3] odczytuje się wartości granicznych położenia zderzaków względem główki szyny dla wagonów towarowych:

zużycie obręczy kół  $z = 36 \text{ mm}$ , współczynnik zapasu  $\mu = 1,8$

$$h_{max} = 1045 \text{ mm}, \quad h_{min} = 950 \text{ mm}$$

$$\Delta = h_{max} - h_{min} = 95 \text{ mm}; \quad r = \Delta - z = 59 \text{ mm}; \quad z_1 = \frac{r}{\mu} = 33 \text{ mm};$$

$$F_{lad} = m_{lad} \cdot g = 3,923 \cdot 10^6 \text{ N}; \quad K = \frac{F_{lad}}{z_1} = 1,189 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}};$$

gdzie:  $F_{lad}$  – siła, z jaką w polu grawitacyjnym działa ładunek.

Dla uzyskania sztywności jednej sprężyny otrzymaną wartość dzieli się przez liczbę sprężyn wagonu:

$$k_1 = \frac{K}{64} = 1,857 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Obliczenie pochylenia bocznego poprzecznic  $\xi_{1S}$  ramy wózka

Przyjmuje się rozstaw sprężyn I stopnia  $A = 2036 \text{ mm}$ . Równanie bilansu momentów i pochyleń kątowych mierzonych na bazie B ramy „R” usprężynowania I stopnia „USP”:

$$\xi_R + \xi_{USP} = \xi_{1S}; \quad \xi_R = \frac{M}{K_1}; \quad \xi_{USP} = \frac{M}{k_1 \cdot A^2}; \quad K_1 = \frac{k_1 \cdot A^2}{8};$$

$$\xi_{1S} = 0,015 \text{ deg}$$

Obliczenie momentu wypadkowego  $M_{WYPwag}$  działającego na wagon oraz przemieszczenia poprzecznego  $\Delta_5$

Znając dopuszczalną wartość współczynnika bezpieczeństwa wagonu przed wykołajeniem  $\delta_{wag} = 0,3$  można obliczyć moment wypadkowy, przy czym przyjęto  $A_1 = 1500 \text{ mm}$ .

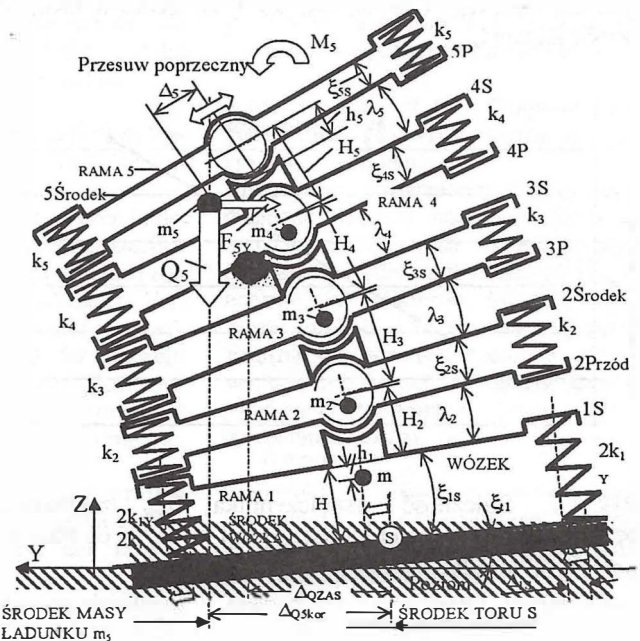
$$M_{WYPwag} = \frac{\delta_{wag} \cdot A_1 \cdot m_{wag} \cdot g}{2} = 1,483 \cdot 10^6 \text{ Nm}$$

Moment wypadkowy, działający na usprężynowanie I stopnia kompletnego wagonu poruszającego się wzdłuż toru w polu grawitacyjnym z prędkością  $V$ , stanowi sumę algebraiczną dwóch składowych: momentu statycznego  $M_{oStat}$  i momentu kinetycznego  $M_{Kin}$ . Moment wypadkowy  $M_{WYPwag}$  wynosi:

$$M_{WYPwag} = M_{oStat} - M_{Kin}$$

Z powyższego wzoru po przekształceniach wylicza się przemieszczenie poprzeczne  $\Delta_5$ . Wartość przemieszczenia będzie zależała od danych wejściowych; dla rozpatrywanego przypadku:

$$\Delta_5 = \frac{M_{WYPwag}}{m_5 \cdot g \cdot \cos \xi_5}; \quad \Delta_5 = -30,664 \text{ mm}$$

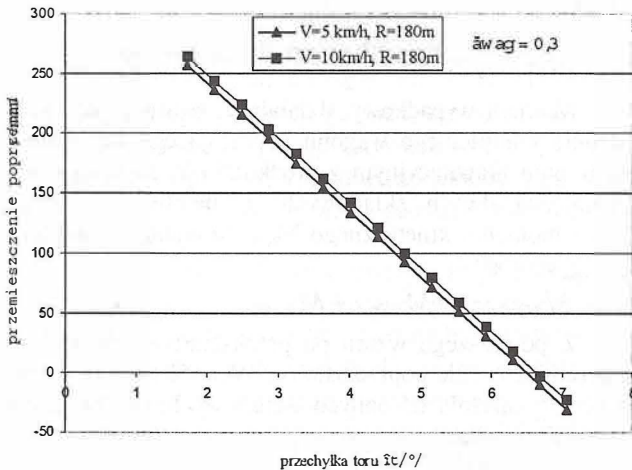


Rys. 5. Zespół skrętnie sprężystych ram, z luzami na ślizgach bocznych, spoczywający na wózku 1, poruszającym się w łuku toru.  $\Delta_{1S}$  – poprzeczne przemieszczenie sprężyste środka ramy wózka 1 na torze pochylonym o kąt  $\xi_{1S}$ , przy nierównoważonej przechyłce,  $\xi_{nS}$  – kąt skręcenia środka ramy „n” w stosunku do jej przodu. ( $n=2,3,4,5$ ),  $\xi_{1S}$  – kąt pochylenia środka wózka 1 w stosunku do pochylonego toru  $\xi_{11}$ ,  $k_{1Y}$ ,  $k_1$  – sztywności zastępcze na środku wózka 1 w kierunkach Y i Z,  $\lambda_n$  – kątowo wyrażone luzy na ślizgach bocznych pod n-tą ramą,  $k_n$  – pionowe sztywności zastępcze na bazie  $A_n$  (zamiast skrętnych),  $k_1$  – łącznie analizowane pionowe i skrętne sztywności wózka pierwszego

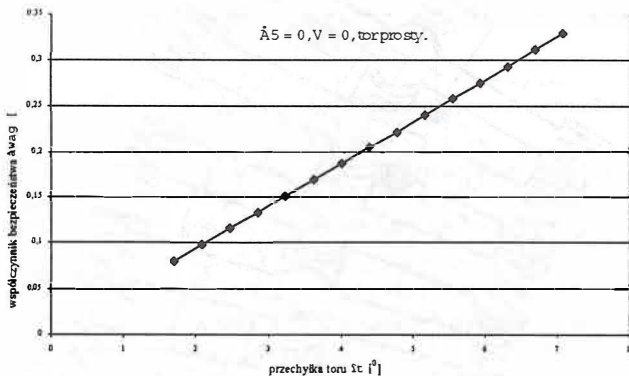
Następnie oblicza się sztywność sprężyn, jaka powinna być zachowana dla wagonu pod masą ładunku 400t.

Wykres przedstawiony na rysunku 6 pokazuje zależność przemieszczenia poprzecznego  $\Delta_5$  od wielkości przechyłki toru  $\xi_t$  dla: współczynnika bezpieczeństwa wagonu przed wykołnieniem  $\delta_{wag} = 0,3$ ,  $R = 180$  m,  $V = 5$  km/h i  $V = 10$  km/h. Można zauważyć, że wraz ze wzrostem przechyłki toru  $\xi_t$  dopuszczalna wartość  $\Delta_5$  maleje, określając bezpieczeństwo jazdy wagonu.

Prędkość wagonu nie wpływa znacząco na przesunięcie poprzeczne  $\Delta_5$ . Wynika to stąd, że prędkości jazdy wagonu są małe (rzędu 5÷10 km/h).



Rys. 6. Zależność dopuszczalnego przemieszczenia  $\Delta_5$  piątego poziomu ramowego (według rysunku 5 ku środkowi łuku) od przechyłki toru  $\xi_t$



Rys. 7. Zależność współczynnika  $\delta_{wag}$  zagrożenia bezpieczeństwa wagonu na naciski kół na szyny od bocznej przechyłki toru  $\xi_t$

Wykres przedstawiony na rysunku 7 pokazuje zależność współczynnika zagrożenia bezpieczeństwa  $\delta_{wag}$  od przechyłki toru  $\xi_t$  dla warunków, gdy przesunięcie poprzeczne  $\Delta_5 = 0$ , tor prosty,  $V = 0$ . Widać, że wraz ze wzrostem przechyłki wrasta współczynnik zagrożenia bezpieczeństwa  $\delta_{wag}$ , czyli niebezpieczeństwo wykołnienia się wagonu.

## 5. Wnioski końcowe

1. Bezpieczeństwo ruchu wagonu specjalnego w łukach i krzywoliniowych odcinkach toru jest warunkowane nie tylko ograniczeniem prędkości jazdy, ale także programowanym przemieszczeniem poprzecznym  $\Delta_5$  (ramy 5 wraz z masą ładunku).
2. Narzucając przemieszczenie poprzeczne masy ładunku można wpływać na grawitacyjną stateczność wagonu podczas jego powolnego ruchu. Dalsze prace będą prowadzone w kierunku metody wyznaczania przemieszczenia  $\Delta_5$  w trybie online.

## 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 Nr. 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 quasistatyki i dynamiki. *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej 1(48) 2003.*
- [3] Gąsowski W., Sobczak M., Układy biegowe wagonów kolejowych. *Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1987.*