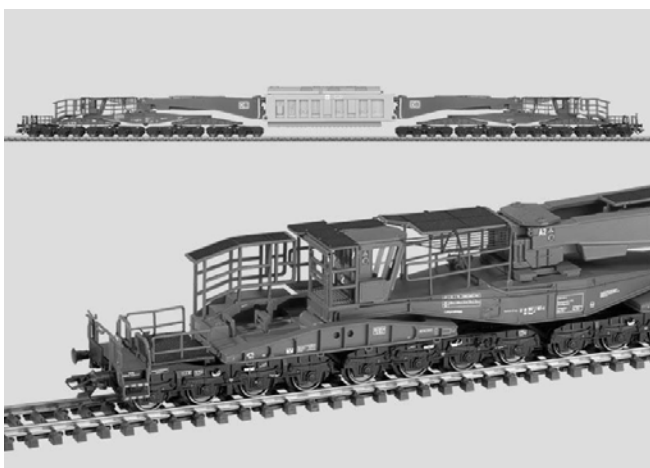


Racjonalna struktura usprężynowania wielopoziomowego wagonu specjalnego z wózkami klasycznymi do przewozu ogromnych mas

W artykule przedstawiono analizę struktury wagonu wielopoziomowego z wózkami klasycznymi. Analizowano strukturę sprężystą wielopoziomowego układu wagonu w poszukiwaniu rozwiązań, które umożliwią ruch po nierównościach toru, jakie występują na przykład podczas wjazdu na prom. Stwierdzono, że wózek klasyczny (z ramą „skrzynkową”), nie nadaje się do pokonywania ekstremalnych nierówności toru.

1. Wstęp

Wśród specjalistów kolejnictwa znane są wieloosiowe wagony do przewozu ogromnych ładunków dochodzących w zarządach UIC do 400 ton netto (przy 32 osiach). Jedynie w Ameryce Płn. podobne ładunki dochodzą do 790 ton netto (przy 36 osiach). Są to wagony wolnobieżne o wielopoziomowej strukturze podwozi (rys.1). Największe znane wagony są pięciopoziomowe. Usprężynowane są jedynie wózki, co jest zasadą ogólną dla taboru towarowego. Międzyramowe ślizgi boczne wyższych „poziomów ramowych” takich wagonów są sztywne, z pewnymi luzami. Jakkolwiek każda rama pomiędzy umownymi czołowicami ma skończoną sztywność skrętną, to wagon taki stanowi strukturę sprężystą o dość nieprzewidywalnych właściwościach ze względów bezpieczeństwa na minimalne naciski w torze o znacznych makro-nierównościach, jakie występują na przykład przy wjeździe w ostry łuk torowy a zwłaszcza przy załadunku na prom.



Rys. 1. Wielopoziomowa struktura podwozia wagonu specjalnego

Przewóz ogromnych mas musi być niekiedy dokonywany w trudnych warunkach torowych i z tego względu zwyczajowa postać sprężystej struktury wagonów z podwoziami wielopoziomowymi powinna

zostać zrewidowana dla dostosowania wagonów specjalnych do ekstremalnych warunków torowych. W niniejszym artykule dokonano odpowiedniej teoretycznej analizy usprężynowania wielopoziomowego wagonu specjalnego.

2. Struktura wagonu

Miarą bezpieczeństwa wagonu w torze między innymi mogą być współczynniki dopuszczalnej nierównomierności nacisków kół na szyny zarówno przy bocznym przechyleniu wagonu jak i przy przejeździe wagonu w obrębie toru zwichrowanego.

Współczynnik nierównomierności nacisków bocznych δ_ξ kół wagonu specjalnego na szyny wyrażony jest wzorem (1):

$$\delta_\xi = \frac{|\sum F_L| - |\sum F_P|}{\sum F_L + \sum F_P}, \quad \sum F_L + \sum F_P = Q \quad (1)$$

gdzie: F- nacisk koła na szynę, L – po „lewej” stronie pojazdu, P – po „prawej” stronie,

Q – nacisk jednego wózka na tor.

Przypadek dotyczy bocznego pochylenia toru ξ_i .

Wartość zerowa δ_ξ oznacza, że żadnej nierównomierności nie ma. Jeżeli cały nacisk wagonu przenosi się na tor po jednej stronie, to mamy 100% zagrożenia.

Współczynnik nierównomierności nacisków przekątnych δ_α kół wagonu specjalnego na szyny dla toru zwichrowanego wynosi wg wzoru (2):

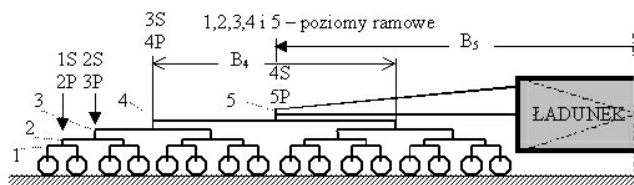
$$\delta_\alpha = \frac{|\sum F_{1L} + \sum F_{2P}| - |\sum F_{2L} + \sum F_{1P}|}{\sum F} \quad (2)$$

gdzie: F- nacisk koła na szynę, 1L – „przedniej” połowy z ogólnej liczby kół po „lewej” stronie pojazdu, 2L – „tylnej” połowy ogólnej liczby osi po „lewej” stronie pojazdu, i podobnie 1P – po „prawej” stronie, 2P – po „prawej” stronie.

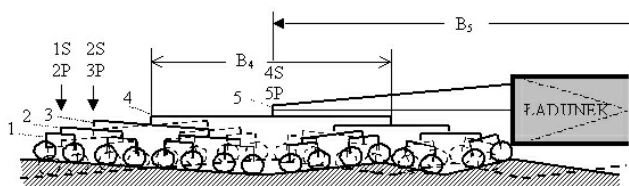
O ile prosta interpretacja wzoru (1) nie budzi wątpliwości, to wzór (2) należy skomentować. Traktując oddzielnie “przednią” i “tylną” połowę liczby osi wagonu, współczynnik nierównomierności nacisków δ_α (2) odnosi się głównie do najwyższego “poziomu ramowego”, który łączy obydwie połówki wagonu.

Tak jest w istocie. Albowiem **zasadą budowy wagonów wielopoziomowych powinna być statyczna wyznaczalność nacisków kół na szyny w obrębie pełnej struktury podwozia.**

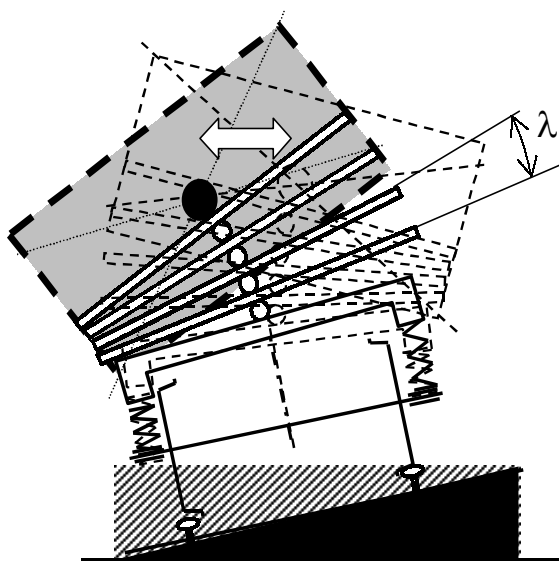
Zatem poszczególne wózki mogą znajdować się na rozmaitych nierównościach i zwichrowaniach, zaś miarodajna wartość współczynnika nierównomierności nacisków całego wagonu odnosi się do poziomu najwyższego. Konsekwentnie, miarodajnym zwichrowaniem dla całego wagonu (o naciskach statycznie wyznaczalnych) jest to, które mierzy się na podłużnej bazie torowej B_5 pod poziomem najwyższym (rys. 2 i 3).



Rys.2. Schemat wagonu wielopoziomowego w torze płaskim

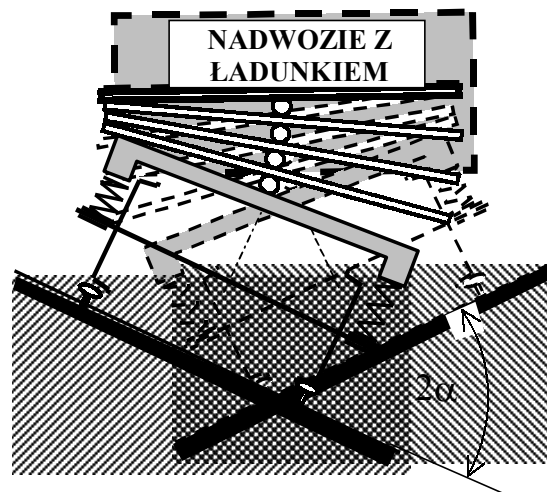


Rys. 3. Ilustracja ruchu wagonu wielopoziomowego po nierównościach toru



Rys. 4. Ogólnie niestabilne (niejednoznaczne) położenie struktury podwozia wielopoziomowego z kątowymi luzami swobodnymi λ w torze w zależności od przechyłki kinematycznej, (czyli od prędkości ruchu w torze zakrzywionym)

Jeżeli naciski kół na tor są w obrębie podwozia statycznie wyznaczalne, to na położenie poziomu 5 mają wpływ jedynie te (miarodajne) nierówności toru, które występują na bazie podłużnej B_5 , co zilustrowano rysunkami 4 i 5.



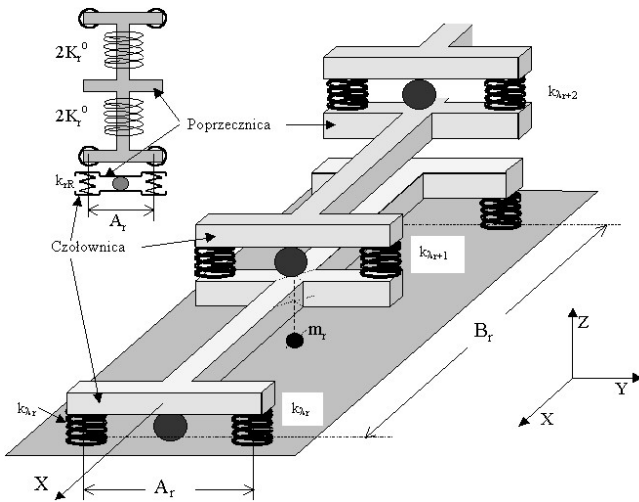
Rys. 5. Ekstremalne zwichrowanie toru 2α pod poziomem ładunkowym wagonu wielopoziomowego z luzami swobodnymi na ślizgach bocznych

Taki stan rzeczy powoduje niemiłe konsekwencje. O ile wagon ładowny może zachowywać dopuszczalną wartość współczynnika δ_α , to wagon próżny, (mając tę samą sztywność skrętną mierzoną na bazie B_5), może się wykoleić przy zbyt niskich naciskach kół odciążonych w obrębie zwichrowania toru. Powiększenie luzów λ na ślizgach bocznych mogłoby poprawić ten stan rzeczy jedynie w odniesieniu do współczynnika δ_α , jednak ze względu na fizyczną wymowę współczynnika δ_ξ miałyby to wpływ zgubny zarówno w torze pochylonym jak i w torze płaskim.

Wagon z luzami swobodnymi na ślizgach bocznych, zaprojektowany dla pokonywania znacznych zwichrowań toru, w torze niezwichrowanym nie zachowuje położenia jednoznacznych. **Wymagania techniczne odnośnie do δ_α i δ_ξ są sprzeczne**, zaś usunięcie tej sprzeczności wymaga zastosowania **ślizgów sprężystych** z odpowiednio dużymi luzami na ogranicznikach dla pokonywania ekstremalnych wchrowałości toru. Wyznaczenie zasad racjonalnej budowy podwozi wielopoziomowych z kątowymi luzami sprężystymi stanowi istotne zagadnienie naukowo – techniczne i należy wziąć pod uwagę pełną strukturę sprężystą wagonu.

Wszystkie poziomy ramowe wagonu wyposażonego w boczne ślizgi sprężyste, podczas ruchu z przechyłką niezerównoważoną w torze płaskim (niezwichrowanym), podlegają obciążeniom skrętnym działającym w taki sposób, że moment zewnętrzny M_x jest przyłożony na umownej “poprzeczniczy”, zaś reakcje ślizgów sprężystych są przyłożone na umownych “czołownicach” ram wyższych poziomów (rys.6).

Zatem w takich warunkach ruchu należy brać pod uwagę pełny bilans sprężystych przemieszczeń skrętnych w strukturze wagonu.

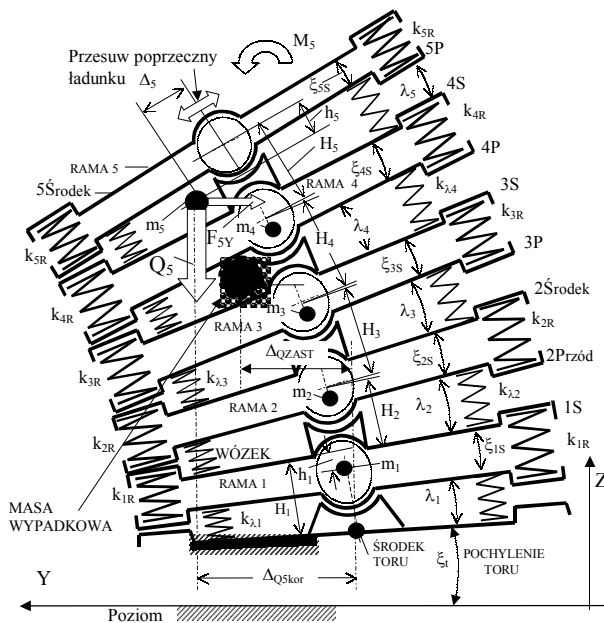


Rys. 6. Model fizyczny współpracujących skrętnie podatnych poziomów ramowych o sztywnościach K_r^o ze ślizgami sprężystymi o sztywnościach $k_{\lambda r}$

Jak pokazano na rysunku 6 w lewym górnym rogu, w płaskim modelu wagonu sztywności skrętne półwek ramy $2K_r^o$ można zastąpić sztywnościami pionowymi k_{rR} , rozstawionymi na bazie poprzecznej A_r .

$$K_r^o = \frac{1}{2} A_r^2 k_{rR} \quad (3)$$

Dzięki takiemu zabiegowi cała struktura skrętna wagonu wielopoziomowego ze ślizgami sprężystymi może zostać sprowadzona do zastępczej fizycznej postaci, pokazanej na rysunku 7.



Rys. 7. Zespół skrętnie sprężystych ram z ogólnie sprężystymi luzami na ślizgach bocznych, spoczywający na wózku 1, poruszającym się w łuku toru

Oznaczenia:

- ξ_{rS} – kąt skręcenia poprzecznic ramy "r" w stosunku do jej czołownicy,
- ξ_{1S} – kąt pochylenia poprzecznic wózka 1 w stosunku do pochyłonego toru ξ_{1t} ,
- $k_l = k_{\lambda l}$ – sztywności usprężynowania przypadające na łożysko osi zestawu,
- λ_r – kątowo wyrażone luzy na ślizgach bocznych pod r-tą ramą ($r=2,3,4,5$),
- k_{rR} – zastępcze sztywności pionowe odwzorowujące sztywność skrętną ramy "r",
- $K_{\lambda r}^o$ – sztywności pochylenia bocznego skrętnie sztywnej ramy, spoczywającej na sprężystych ślizgach bocznych z kątowymi ogranicznikami λ_r .

W celu jednakowego metodycznego potraktowania wszystkich poziomów ramowych zakłada się, że wszystkie te poziomy mają w narożach podporowych ogólnie pojmowane ślizgi sprężyste z ogranicznikami **bocznych pochyień** traktowanymi kątowo jako λ_r . Również wózek (czyli "poziom ramowy pierwszy"), potraktowano podobnie, przy czym usprężynowanie 1-go stopnia w takim ujęciu należy traktować jako „uogólnione ślizgi sprężyste względem toru” z ogranicznikami bocznych ugięć traktowanych kątowo jako λ_1 .

W praktyce każdy wózek ma sztywne ograniczniki ugięć usprężynowania zarówno pod względem przemieszczeń pionowych jak i kątowych bocznych. Inicjujące pochylenie kątowe wagonu, pochodzące od przechyłki toru, należy traktować jako pochylenie narzucone od zewnątrz; według rys. 7 występuje początkowo $\lambda_i = \varepsilon_i \cdot \xi_{it}$, $\xi_{iS} = \rho_i \cdot \xi_{it}$, gdzie ε_i, ρ_i – współczynniki konstrukcyjne.

3. Stateczność strukturalna wagonu

Stateczność strukturalna wagonu, rozumiana jako jednoznaczność centralnego położenia nadwozia wraz z ładunkiem, jest zachowana, gdy przyrost energii potencjalnej (dodatni jako forma kwadratowa) $d[\Delta U_{SPR}(\xi_t)]/d\xi_t$ odkształcenia elementów sprężystych ulegających ugięciom przy bocznym pochyleniu toru wraz z wagonem, będzie bezwzględnie większy aniżeli (fizycznie zawsze ujemny) przyrost energii potencjalnej położenia w polu grawitacyjnym $d[\Delta U_{WYS}(\xi_t)]/d\xi_t$ elementów wagonu obciążonych masą podczas pochylenia tego wagonu.

Ogólny warunek stateczności strukturalnej:

$$\Delta U_{SPR}(\xi_t) > |\Delta U_{WYS}(\xi_t)| \quad \text{oraz}$$

$$\left. \frac{d[\Delta U_{SPR}(\xi_t)]}{d\xi_t} \right|_{\xi_t=0^+} > \left. \frac{d[\Delta U_{WYS}(\xi_t)]}{d\xi_t} \right|_{\xi_t=0^+} \quad (4)$$

Granice strukturalnej stateczności układu wyznacza się, przyjmując we wzorach (4) znak równości. Przyrost energii potencjalnej odkształcenia elementów sprężystych ΔU_{SPR} w wyniku pochylenia wagonu jest

funkcją kątów skreńcenia "połówek" wszystkich sprężystych ram ξ_{iS} i sprężystego pochylenia międzyramowego λ_i . Dla wózków dwuosiowych wagonu 32- osiowego wynosi on:

$$\Delta U_{SPR} = 64 \left\{ \frac{1}{2^1} K_1^o \cdot \xi_{1S}^2 + \frac{1}{2^2} K_2^o \cdot \xi_{2S}^2 + \frac{1}{2^3} K_3^o \cdot \xi_{3S}^2 + \frac{1}{2^4} K_4^o \cdot \xi_{4S}^2 + \frac{1}{2^5} K_5^o \cdot \xi_{5S}^2 \right\} + 32 \left\{ \frac{1}{2^1} K_{\lambda 1}^o \cdot \lambda_1^2 + \frac{1}{2^2} K_{\lambda 2}^o \cdot \lambda_2^2 + \frac{1}{2^3} K_{\lambda 3}^o \cdot \lambda_3^2 + \frac{1}{2^4} K_{\lambda 4}^o \cdot \lambda_4^2 + \frac{1}{2^5} K_{\lambda 5}^o \cdot \lambda_5^2 \right\}$$

Albo: (5)

$$\Delta U_{SPR}(\xi_t) = \sum_{i=1}^n \frac{L_{oWAG}}{2^i} \left(2 \cdot K_i^o \cdot \xi_{iS}^2 + K_{\lambda i}^o \cdot \lambda_i^2 \right),$$

przy czym: $\lambda_i = \varepsilon_i \cdot \xi_t$; $\xi_{iS} = \rho_i \cdot \xi_t$ (6)

gdzie jako L_{oWAG} oznaczono liczbę osi w wagonie z wózkami dwuosiowymi,

zaś ε_i oraz ρ_i – dodatnio określone współczynniki konstrukcyjne.

Zatem pochodna przyrostu energii potencjalnej wynosi:

$$\frac{d[\Delta U_{SPR}(\xi_t)]}{d\xi_t} = 2\xi_t \sum_{i=1}^n \frac{L_{oWAG}}{2^i} \left[2 \cdot K_i^o \cdot \rho_i^2 + K_{\lambda i}^o \cdot \varepsilon_i^2 \right]$$
 (7)

Przyrost energii potencjalnej odkształcenia sprężyn w funkcji kąta pochylenia toru ξ_t jest ściśle liniowo zależny od tego pochylenia, zaś pochodna tego przyrostu jest (oczywiście) stała i zarazem dodatnio określona.

Fizycznie ujemny przyrost energii potencjalnej w polu grawitacyjnym, wynikający ze zmniejszenia wysokości "wys" położenia poszczególnych elementów wagonu, jest funkcją zmiany pionowego położenia elementów wagonu w wyniku pochylenia toru ξ_t , położenia kątowych poszczególnych ram ξ_i oraz luzów międzyramowych λ_i zgodnie z rysunkiem 7:

$$\begin{aligned} \Delta U_{WYS} = & m_1 \cdot g(H_1 - h_1)(1 - \cos \xi_1) + \\ & + m_2 \cdot g(H_1 + H_2 - h_2)(1 - \cos \xi_1) + \\ & + m_2 \cdot g(H_2 - h_2)(1 - \cos \xi_2) + \\ & + m_3 \cdot g(H_1 + H_2 + H_3 - h_3)(1 - \cos \xi_1) + \\ & + m_3 \cdot g(H_2 + H_3 - h_3)(1 - \cos \xi_2) + \\ & + m_3 \cdot g(H_3 - h_3)(1 - \cos \xi_3) + \\ & + m_4 \cdot g(H_1 + H_2 + H_3 + H_4 - h_4)(1 - \cos \xi_1) + \\ & + m_4 \cdot g(H_2 + H_3 + H_4 - h_4)(1 - \cos \xi_2) + \\ & + m_4 \cdot g(H_3 + H_4 - h_4)(1 - \cos \xi_3) + \\ & + m_4 \cdot g(H_4 - h_4)(1 - \cos \xi_4) + \\ & + m_5 \cdot g(H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 - h_5)(1 - \cos \xi_1) + \\ & + m_5 \cdot g(H_2 + H_3 + H_4 + H_5 - h_5)(1 - \cos \xi_2) + \\ & + m_5 \cdot g(H_3 + H_4 + H_5 - h_5)(1 - \cos \xi_3) + \\ & + m_5 \cdot g(H_4 + H_5 - h_5)(1 - \cos \xi_4) + \\ & + m_5 \cdot g(H_5 - h_5)(1 - \cos \xi_5) + m_5 \cdot g \cdot \Delta_5 \cdot \sin \xi_5 \end{aligned}$$
 (8)

We wzorach (8) zgodnie z rys. 7

$$\xi_k = \xi_t + \sum_{j=1}^{j=k} (\xi_{jS} + \lambda_j); \quad (j = 1, 2, \dots, k, 5) \quad (9)$$

gdzie: ξ_k – kąt pochylenia ramy „k” wagonu w torze pochyłym wg wzoru (9), $\lambda_j = \varepsilon_j \cdot \xi_t$, $\xi_{jS} = \rho_j \cdot \xi_t$; zaś ε_j , ρ_j – stałe współczynniki konstrukcyjne określone dodatnio.

W wyniku przekształceń formalnych dochodzi się do bardziej zwartej postaci zapisu:

$$\begin{aligned} |\Delta U_{WYS}| = & g \sum_{i=1}^n m_i (1 - \cos \xi_i) (H_i - h_i) + \\ & + g \sum_{i=1}^{n-1} m_{i+1} (1 - \cos \xi_i) (H_i + H_{i+1} - h_{i+1}) + \\ & + g \sum_{i=1}^{n-2} m_{i+2} (1 - \cos \xi_i) (H_i + H_{i+1} + H_{i+2} - h_{i+2}) + \\ & + g \sum_{i=1}^{n-3} m_{i+3} (1 - \cos \xi_i) (H_i + H_{i+1} + H_{i+2} + H_{i+3} - h_{i+3}) + \\ & + g \sum_{i=1}^{n-4} m_{i+4} (1 - \cos \xi_i) (H_i + H_{i+1} + H_{i+2} + H_{i+3} + H_{i+4} - h_{i+4}) + \\ & + m_5 \cdot g \cdot \Delta_5 \cdot \sin \xi_5 \end{aligned}$$
 (10)

Ostatecznie po dalszych przekształceniach otrzymuje się:

$$|\Delta U_{WYS}| = g \sum_{r=0}^{n-1} \sum_{i=1}^{n-r} m_{i+r} (1 - \cos \xi_i) \cdot \left(\sum_{i=1}^{i+r} H_i - h_{i+r} \right) + m_5 \cdot g \cdot \Delta_5 \cdot \sin \xi_5$$
 (11)

We wzorze (11), kat ξ_t , na mocy (9) wynosi:

$$\xi_i = \xi_t + \xi_t \sum_{j=1}^{j=i} (\rho_j + \varepsilon_j) = \xi_t (1 + \theta_i); \quad \theta_i = \sum_{j=1}^{j=i} (\rho_j + \varepsilon_j)$$
 (12)

Ze względu na funkcję trygonometryczną "cos" w (10) i (11) dokonano formalnych przekształceń przybliżonych przez zastosowanie rozwinięć w szereg potęgowy. Uwzględniono fakt, że w rzeczywistości ma się do czynienia z bardzo małymi argumentami cosinusa. Zatem wyrazy (małej wielkości) występujące w potęgach wyższych od 2, oraz odpowiednie iloczyny wyższych rzędów niż 2, odrzucono jako nie mające istotnego znaczenia ilościowego.

Zatem można napisać:

$$\cos \xi_i \approx 1 - \frac{\xi_i^2}{2}; \quad \sin \xi_i \approx \xi_i$$
 (13)

Konsekwencją powyższego jest dalsze uproszczenie postaci wzoru (11):

$$|\Delta U_{WYS}| = \frac{g}{2} \sum_{r=0}^{n-1} \sum_{i=1}^{n-r} m_{i+r} \cdot \left(\sum_{i=1}^{i+r} H_i - h_{i+r} \right) \cdot \theta_i^2 \xi_t^2 + m_5 \cdot g \cdot \Delta_5 \cdot \xi_t \cdot \theta_5$$
 (14)

a pochodna

$$\frac{d[\Delta U_{WYS}]}{d\xi_t} \approx g \sum_{r=0}^{n-1} \sum_{i=1}^{n-r} m_{i+r} \cdot \left(\sum_{i=1}^{i+r} H_i - h_{i+r} \right) \cdot \theta_i^2 \cdot \xi_t + m_5 \cdot g \cdot \Delta_5 \cdot \theta_5$$
 (15)

Zatem decydującym członem ilościowym jest ostatni wyraz w (14) i (15).

Przyrost energii potencjalnej wysokości w funkcji kąta pochylenia toru ξ_t jest ogólnie nieliniowo zależny od tego pochylenia, zaś pochodna tego przyrostu jest dodatnio określona i maleje ze wzrostem argumentu. Wyznaczenie wartości kąta ξ_t , wg (7) i (15), przy której $\frac{d[\Delta U_{SPR}(\xi_t)]}{d\xi_t} = \frac{d[\Delta U_{WYS}(\xi_t)]}{d\xi_t}$, określa zakres stateczności strukturalnej pochyłonego zespołu sprężystego wg rysunku 7.

Szczegółowe badanie stateczności stanowi zadanie nadające się do analizy cyfrowej.

Warunek (4) należy sprawdzać dla ekstremalnych warunków torowych na podstawie powyższych wzorów. W praktyce jest on bardzo łatwy do spełnienia. Jedynie teoretycznie należy mieć na uwadze, że przy bardzo małych sztywnościach skrętnych ram K^o_i oraz ślizgów sprężystych $K^o_{\lambda_i}$, przyrost potencjalnej energii sprężystości może być zbyt mały. W praktyce jednak zagrożenia nie ma, gdyż według wymagań wytrzymałości nośnej, ramy są dostatecznie skrętnie sztywne, zaś $K^o_{\lambda_i}$ należy dobrać odpowiednio do wymagań przechodzenia wagonu przez zwichrowany odcinek toru.

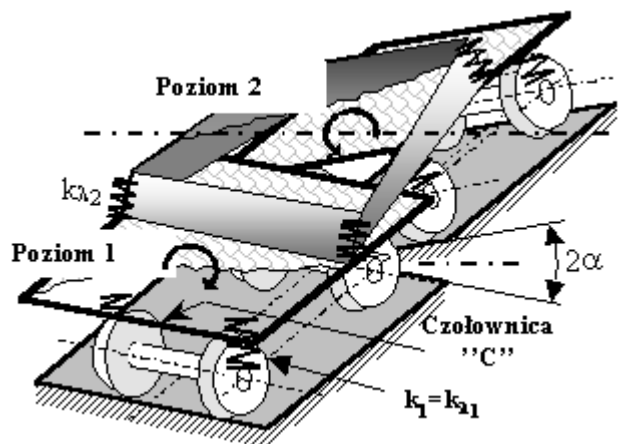
Sprawdzenie stateczności strukturalnej wagonu należy przeprowadzić przyjmując wartości reprezentatywne (wypadkowe) każdego poziomu ramowego, uwzględniające zarówno sztywność skrętną ram jak i sztywności ślizgów sprężystych dobrane odpowiednio do wymaganej ekstremalnej wichrowatości toru (na przykład w obrębie wjazdu na prom). Wyznaczenie zarówno reprezentatywnych sztywności układu jak i sztywności elementów składowych całości struktury sprężystej wagonu stanowi interesujące, lecz złożone zadanie inżynierskie. Temu zadaniu poświęcono uwagę w niniejszym opracowaniu.

Ogólne podejście metodyczne w tym zadaniu sprowadza się do analizy kolejnego najeżdżania poszczególnych "poziomów ramowych" w obręb toru zwichrowanego. Albowiem wszystkim poziomom racjonalnie zaprojektowanej struktury sprężystej wagonu powinny towarzyszyć takie same wartości współczynnika nierównomierności nacisków przekątnych wg (2) kół na szyny. Najeżdżanie kolejnych poziomów w obręb zwichrowania toru można obserwować w ten sposób, że dany poziom ramowy pozostaje nie pochyłony, zaś pochyleniu ulega tor, jak pokazano na rysunkach 5 i 8. Mieszana, szeregowo równoległą strukturę obciążania skrętnego zilustrowano rysunkiem 9.

4. Racjonalna konstrukcja wagonu wielopoziomowego

Pod pojęciem racjonalnej konstrukcji należy rozumieć spełnienie warunku jednakowej dopuszczalnej

nierównomierności nacisków kół na szyny pod wszystkimi poziomami ramowymi wg wzoru (2) przy wichrowaniu poszczególnych poziomów ramowych według zasady pokazanej na rys 8.



Rys. 8. Modelowe zwichrowanie toru pod poziomem ramowym 2

Zilustrowany przypadek odpowiada fizycznie kolejnemu wjazdowi poszczególnych wózków w obręb ekstremalnej rampy przechyłkowej. Przy analizie wyższych poziomów ramowych nie ważne są wewnętrzne skręcenia struktury sprężystej samych wózków. Układ traktowany jest jako liniowy, co usprawnia przyjęte podejście superpozycyjne.

Konsekwentnie dopuszcza się myśl praktyczną, że poprawnie zaprojektowane (pod względem wytrzymałości i stateczności strukturalnej) ramy wagonu n - poziomowego będą miały zbyt duże sztywności na skręcanie K^o_r ($r=1,2,\dots,n$), aby przy sztywnych ślizgach bocznych zapewnić przechodzenie wagonu przez ekstremalną wichrowatość z należytymi bezpiecznymi naciskami kół na szyny wg (2).

Poziom 2 podlega obciążeniu skrętnemu przyłożonemu na jego umownych czołownicach, zaś ramy wózków mają obciążenie skrętno przyłożone na poprzecznicach.

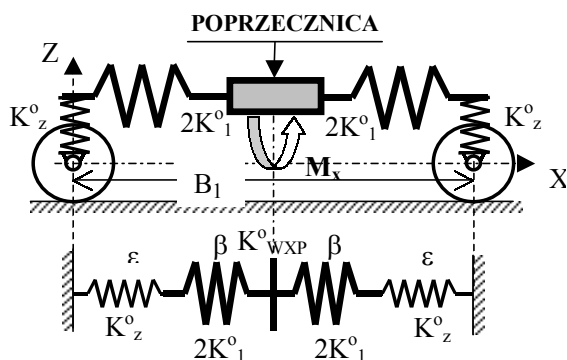
Kompletne usprężynowanie 1 stopnia pojedynczego zestawu ma sztywność pochylenia bocznego K^o_z :

$$K^o_z = \frac{1}{2} A_1^2 k_{\lambda 1} \quad (16)$$

Sztywność bocznego pochylenia wózka klasycznego (wg rys. 9) K^o_{WXP} , przy obciążeniu momentem M przyłożonym na poprzecznicę "P" zależy od sztywności wszystkich elementów składowych struktury sprężystej wózka kompletnego:

$$K^o_{WXP} = \frac{2 \cdot K^o_z \cdot K^o_1}{K^o_z + 2K^o_1} \quad (17)$$

gdzie K^o_1 – sztywność skrętna ramy wózka mierzona na podłużnej bazie B.



Rys. 9. Schemat obciążenia sprężystej struktury klasycznego wózka „na poprzecznicę” przy wyznaczaniu racjonalnej struktury sprężystej drugiego poziomu ramowego

Jak łatwo sprawdzić,

$$K_{WXP}^o = 4K_{WXZ}^o \quad (18)$$

Sztywność bocznego pochylenia wózka (wg rys. 9) K_{WXP}^o , przy obciążeniu momentem M_x przyłożonym na poprzecznicę „P” jest czterokrotnie większa niż sztywność skrętna wózka kompletnego K_{WXZ}^o , przy obciążeniu momentem M_x przyłożonym pomiędzy osiami usprężynowanych zestawów kół.

Podobnie należy mieć na uwadze fakt, że analizując poziom drugi, jego sztywność (jako układu kompletnego, złożonego z ramy i ślizgów sprężystych obciążonych szeregowo według rys. 8 przy ich obciążeniu przyłożonym na umownej czołownicy „C”), wyraża się następująco:

$$K_{2XC}^o = \frac{K_{\lambda 2}^o \cdot K_2^o}{2(K_{\lambda 2}^o + 2K_2^o)} = \frac{A_2^2 \cdot k_{\lambda 2} \cdot K_2^o}{2(A_2^2 \cdot k_{\lambda 2} + 4K_2^o)}; \quad K_{\lambda 2}^o = \frac{1}{2} \cdot A_2^2 \cdot k_{\lambda 2} \quad (19)$$

gdzie: $K_{\lambda 2}^o$ – kątowna sztywność usprężynowania każdej czołownicy na ślizgach.

Wszystkie międzyramowe ślizgi boczne (na wyższych poziomach) powinny mieć **odpowiednio duże luzy sprężyste**, dobrane według zasad racjonalności, przy potraktowaniu skrętnych sztywności ram wyższych jako znanych, czyli narzuconych koniecznością konstruktorską (wytrzymałość i stateczność). W świetle powyższego sztywności zastępcze oznaczone jako K_{rZAST}^o będą odpowiednio identyfikowane z oznaczeniem K_{2XC}^o we wzorze (19)

$$K_{rZAST}^o = \frac{K_r^o \cdot k_{\lambda r} \cdot A_r^2}{2(k_{\lambda r} \cdot A_r^2 + 4K_r^o)} = \frac{k_{\lambda r} \cdot A_r^2}{8 \left(\frac{k_{\lambda r} \cdot A_r^2}{4K_r^o} + 1 \right)} \quad (20)$$

gdzie: $k_{\lambda r}$ – sztywność pionowa ślizgów czoła ramy „r”, A_r – rozstaw ślizgów, K_r^o – sztywność skrętna r-tej ramy mierzona na podłużnej bazie podparcia B_r , K_{rZAST}^o – sztywność zespołu ramy „r” mierzona poprzez jej ślizgi sprężyste przy czym $K_{rZAST}^o \ll K_r^o$.

Ekstremalny kąt zwichrowania α_{rmax} toru pod bazą B_r ramy o numerze „r”, wyraża się następująco:

$$\alpha_{rmax} = \frac{i_{max} \cdot B_r}{2 \cdot 10^3 \cdot s} \quad (21)$$

gdzie: s – rozstaw okręgów tocznych w zestawach kół,

i_{max} – ekstremalny wznios względny jednego toku szynowego w obrębie rampy przechyłkowej (na przykład promowej ~25 ‰).

Przyjęto poziomą płaszczyznę odniesienia, gdy analizowany poziom ramowy znajdujący się w stanie zwichrowania oddolnie wymuszonego (wg rys. 8), ma w swym środku pochylenie zerowe.

Dla wyznaczenia wartości parametrów (sztywności i luzów), zapewniających przechodzenie wagonu przez zwichrowanie (np. ekstremalne), należy napisać bilanse bocznych pochyłeń elementów struktury sprężystej wagonu kompletnego znajdującego się w torze „czysto” zwichrowanym według rys. 8, gdzie kąt pochylenia poprzecznic ξ_r badanego r-tego poziomu ramowego każdorazowo wynosi zero. Dla r-tego poziomu, przy podstawieniu $\xi_r = \alpha_{max}$, zgodnie z rys. 7, otrzyma się:

$$\begin{aligned} \alpha_{1max} &= \xi_{1S} + \lambda_1 \\ \alpha_{2max} &= \xi_{1S} + \xi_{2S} + \lambda_1 + \lambda_2 \\ \alpha_{3max} &= \xi_{1S} + \xi_{2S} + \xi_{3S} + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 \\ \alpha_{4max} &= \xi_{1S} + \xi_{2S} + \xi_{3S} + \xi_{4S} + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 \\ \alpha_{5max} &= \xi_{1S} + \xi_{2S} + \xi_{3S} + \xi_{4S} + \xi_{5S} + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5 \end{aligned} \quad (22)$$

Stąd otrzymuje się wzór w postaci ogólnej dla ramy o numerze „r”:

$$\frac{i_{max} \cdot B_r}{2 \cdot 10^3 \cdot s} = \sum_{i=1}^r (\xi_{iS} + \lambda_i); \quad (r=1,2,\dots,n) \quad (23)$$

gdzie: ξ_{iS} – kąt skręcenia połowy długości ramy i-tego poziomu ramowego,

λ_i – międzyramowy kątowny luz sprężysty pod ramą o numerze „i”.

Są to wielkości nieznanne, które należy wyznaczyć. Analizując wzór (22) widać, że wyznaczanie tych wielkości należy rozpocząć od poziomu pierwszego. Wyznaczone wielkości wynikają z warunku przechodzenia przez założoną wichrowatość toru i zarazem określają stateczność strukturalną wagonu w każdym warunkach eksploatacyjnych (na przykład przy postoju wagonu pod semaforem w torze pochyłym).

Warunki wewnętrznej równowagi w układzie sprężystym są spełnione, gdy **skręceniu o kąt ξ_{rS} podlega każda połowa długości r-tej ramy** obciążonej momentem M_{rC} przyłożonym (zarówno pośrednio jak i bezpośrednio) na umownych czołownicach według rysunków 8 i 9. W przypadku **bezpośredniego** przyłożenia momentu M_{rC} do czołownic ramy o znanej sztywności skrętnej K_r^o , otrzymanoby kąt skręcenia ξ_{rS} jej **połowy długości**:

$$\xi_{rS} = \frac{M_{rC}}{2K_r^o} \quad (24)$$

Z drugiej strony graniczny moment M_{rC} (przy wyczerpaniu luzu kąowego λ_r) jest przenoszony na ramę **szeregowo** poprzez każdą parę sprężyn ślizgu bocznego o sztywności $k_{\lambda r}$, rozstawionych na szerokości A_r :

$$M_{rC} = 2k_{\lambda r} \cdot \lambda_r \cdot \frac{A_r^2}{4} = \frac{1}{2} k_{\lambda r} \cdot \lambda_r \cdot A_r^2 \quad (25)$$

Dla przypadku **pośredniego** przyłożenia momentu M_{rC} do czołownic (poprzez ślizgi sprężyste) zachodzi następujący bilans przemieszczeń kąowych:

$$\lambda_r + \xi_{rS} = \frac{M_{rC}}{2K_{rZAST}^o} \quad (26)$$

Na podstawie wzorów (20), (24) i (26) otrzymuje się wyróżnik „ \mathcal{G} ” proporcji sztywnościowych w obrębie poziomów ramowych „r”:

$$\mathcal{G} = \frac{\xi_{rS}}{\lambda_r + \xi_{rS}} = \frac{K_{rZAST}^o}{K_r^o} = \frac{1}{1 + 4 \frac{K_r^o}{k_{\lambda r} \cdot A_r^2}} \quad (27)$$

Wartość liczbowa wyróżnika \mathcal{G} powinna być jednakowa na wszystkich wyższych, racjonalnie zaprojektowanych, poziomach ramowych ($\mathcal{G} \ll 1$).

$$\lim_{K_r^o \rightarrow \infty} \mathcal{G} = 0; \quad \lim_{k_{\lambda r} \rightarrow 0} \mathcal{G} = 0; \quad (28)$$

Racjonalizacja konstrukcyjna pełnej struktury sprężystej wagonu ($r > 1$) ma sens jedynie wtedy, gdy sztywności K_r^o oraz $k_{\lambda r}$ poziomów ramowych wyższych niż pierwszy, mają wartości skończone. Kolejne poziomy ramowe przeanalizowano począwszy od pierwszego.

Do wzoru (2) należy podstawić wartości sił w przekątne położonych sprężynach wózka, wynikające z ogólnego kąta zwichrowania ugięć usprężynowania 1-go stopnia pojedynczej osi ξ_{SPR} . Siły te są opisane następująco:

$$\begin{aligned} F_{1L} + F_{1P} + F_{2L} + F_{2P} &= 4\bar{F} \\ F_{1L} + F_{2P} &= \bar{F} + \xi_{SPR} \frac{A}{2} k_{\lambda 1} \\ F_{1P} + F_{2L} &= \bar{F} - \xi_{SPR} \frac{A}{2} k_{\lambda 1} \end{aligned} \quad (29)$$

gdzie: A – poprzeczny rozstaw sprężyn każdego zestawu kół.

Współczynnik bezpiecznej nierównomierności nacisków przekątnych (2) wózka oznaczono jako δ_α i wynosi:

$$\delta_\alpha = \frac{|F_{1L} + F_{2P}| - |F_{2L} + F_{1P}|}{F_{1L} + F_{1P} + F_{2L} + F_{2P}} \quad (30)$$

Każdy z wózków 32-osiowego wagonu może znajdować się na odcinku toru o innym zwichrowaniu. Wózków jest 16. Dla i-tego wózka, na mocy (20), (29) i (30) można napisać:

$$\delta_{\alpha i} = \frac{4\alpha_i \cdot k_{\lambda 1} \cdot K_1^o \cdot A_1}{Q_w \cdot (4K_1^o + A_1^2 k_{\lambda 1})}; \quad (i=1,2,\dots,16) \quad (31)$$

gdzie: Q_w – nacisk jednego wózka na tor; $4\bar{F} = Q_w$,

K_1^o – sztywność skrętna ramy wózka (poziom 1), mierzona na długości $B=B_1$,

$A_1^2 k_{\lambda 1}$ – sztywność bocznego pochylenia kompletnego usprężynowania wózka.

Współczynnik nierównomierności nacisków przekątnych kół dwuosowego wózka, na mocy (31), można wyrazić następująco:

$$\delta_{\alpha w} = \frac{4 \cdot \alpha_1 \cdot k_{\lambda 1} \cdot A_1}{Q_w \cdot \left(4 + \frac{A_1^2 k_{\lambda 1}}{K_1^o}\right)}; \quad \lim_{K_1^o \rightarrow \infty} \delta_{\alpha w} = \frac{\alpha_1 \cdot k_{\lambda 1} \cdot A_1}{m_{wag} \cdot g} \quad (32)$$

W praktyce wymagania UIC dotyczące warunków sprzęgania taboru nie pozwalają liczyć się z przypadkiem $K_1^o \rightarrow \infty$, natomiast jest możliwy (i celowy) przypadek $K_1^o \rightarrow 0$, (typu Diamond).

Wózek z ramą nieskończenie sztywną w stanie „ładowny” nie mógłby w ogóle pokonywać większych wchrowatości toru niż wynikają z ograniczników ugięć usprężynowania 1-go stopnia, zaś wózek w stanie „próżny” nie spełniałby warunku bezpiecznych nacisków przekątnych. To uzasadnia stosowanie wózków typu „Diamond” w najnowszych konstrukcjach wagonów „dziobowych”.

Rozpatrzono wózek dwuosowy, dla którego wzór opisujący współczynnik nacisków przekątnych według (2) w torze zwichrowanym ma postać (32), gdzie:

α_1 – boczna przechyłka rampy pod wózkiem, A_1 – rozstaw sprężyn, s – rozstaw okręgów tocnych kół, $k_{\lambda 1}$ – sztywność reprezentatywnej sprężyny pierwszego stopnia, K_1^o – sztywność skrętna ramy poziomu pierwszego.

Pierwszy „poziom ramowy” niezbywalnie ma dwie sztywności „ K_1^o ” i „ $k_{\lambda 1}$ ”. Wyższe („racjonalne”) poziomy ze ślizgami sprężystymi mają także dwie sztywności, K_r^o i $k_{\lambda r}$ ($r=2,\dots,5$). Zatem wszystkie poziomy ramowe potraktowano metodycznie jednakowo. Jeżeli bowiem założy się, że wszystkie te poziomy mają w narożach podporowych ogólnie pojmowane ślizgi sprężyste z ogranicznikami bocznych ugięć opisanymi kątoowo przez λ_r , to również wózek traktuje się

podobnie, przy czym usprężynowanie 1-go stopnia jest traktowane jako „ślizgi sprężyste względem toru” z ogranicznikiem (traktowanym kąto) bocznych ugięć w obrębie usprężynowania.

Wzięto pod rozwagę również przypadek graniczny, kiedy wózek dwuosiowy nie jest usprężynowany, czyli $k_{\lambda 1} = \infty$ a wszystkie ślizgi boczne są sztywne. Dla takiego przypadku wzór (32) przybiera postać:

$$\delta_{\text{ow}} = \frac{4 \cdot \alpha_1 \cdot K_1^o \cdot A_1}{Q_w \cdot \left(\frac{4K_1^o}{k_{\lambda 1}} + A_1^2 \right)}; \quad \lim_{k_{\lambda 1} \rightarrow \infty} \delta_{\text{ow}} = \frac{4 \cdot \alpha_1 \cdot K_1^o}{Q_1 \cdot A_1} \quad (33)$$

Zatem, jeżeli każdy r-ty **niesprężynowany** poziom ramowy miałby zapewnić taką samą wartość współczynnika, to $\delta_{\text{or}} = \delta_{\alpha} = \text{const}$, wtedy należałoby spełnić formalny warunek $K_1^o = K_{1ZAST}^o$ i powyższy wzór, dla poziomu „r”, przekształcić następująco:

$$K_{rZAST}^o = \frac{\delta_{\alpha r} \cdot Q_r \cdot A_r}{4 \cdot \alpha_r}; \quad \alpha_r = \frac{i}{2 \cdot 10^3 \cdot s} \cdot B_r \quad (34)$$

$$K_{rZAST}^o = \frac{10^3 \cdot \delta_{\alpha r} \cdot A_r \cdot Q_r \cdot s}{2 \cdot B_r \cdot i}; \quad r = (2...5)$$

gdzie: B_r – baza r – tego poziomu ramowego, i – wzniesienie [%], Q_r – łączny nacisk r-tego poziomu ramowego na tor, K_{rZAST}^o – według (20).

Wzór (34) pozwala wyznaczyć reprezentatywną (zastępczą) sztywność skrętną wszystkich poziomów w funkcji $\delta_{\alpha r}$ w sensie (20). Na tej podstawie wyznacza się jedną z dwóch składowych sztywności występujących w (20). Drugą z tych sztywności traktuje się jako narzuconą.

W przypadku wózków, jako narzuconą przyjmuje się sztywność $k_{\lambda 1}$, którą wyznacza się z warunków sprzęgania taboru UIC w warunkach „próżny – ładowny”. Zatem konstruktor wózka – jak wyżej wspomniano – musi z konieczności zrealizować odpowiednio niewielką sztywność skrętną ramy wózka K_1^o .

W przypadku ram wyższych poziomów jako narzuconą przyjmuje się sztywność K_r^o wynikającą z wytrzymałości ustroju nośnego w warunkach ekstremalnej nośności. W tym przypadku konstruktor dobiera sztywności ślizgów sprężystych $k_{\lambda r}$ stosownie do narzuconej wartości współczynnika $\delta_{\alpha r} = \delta_{\alpha 1}$.

W wózkach klasycznych górną granicę sztywności skrętnej ramy **pierwszego poziomu** (czyli wózka dwuosiowego) wyznacza się po przekształceniu wzoru (34) z uwzględnieniem (20) dla „r”=1. Konstruktor powinien zapewnić sztywność nie większą od obliczeniowej:

$$K_1^o = \frac{10^3 \cdot \delta_{\alpha 1} \cdot Q_1 \cdot A_1^2 \cdot s \cdot k_{\lambda 1}}{B_1 \cdot i \cdot A_1 \cdot k_{\lambda 1} - 4 \cdot 10^3 \cdot \delta_{\alpha 1} \cdot Q_1 \cdot s} \quad (35)$$

gdzie: „i” jest wyrażone w promilach [%],

Q_1 – nacisk jednego wózka na tor.

Wyżej został przeanalizowany poziom pierwszy, zatem od tej chwili sztywność $K_{1R}^o(\delta_{\alpha}, k_{\lambda 1})$ traktuje się jako znaną, zapewniającą odpowiednio bezpieczne naciski w torze zwichrowanym na mocy (35).

Wyjściowa wartość $k_{\lambda 1}$ musi być wyznaczona z eksploatacyjnego warunku sprzęgania pojazdów szynowych UIC w ramach dopuszczalnego przyrostu ugięć Δ_{SPRZ} w warunkach „próżny-ładowny” w zakresie Δ_R stanu kół „nowe-zużyte”.

Jako ζ oznaczono ugięcia usprężynowania, jako Q oznaczono nacisk wagonu „próżnego” / „ładownego” na tor odpowiednio według oznaczeń „PROZ” / „LAD”.

$$\zeta_{PROZ} = \frac{Q_{PROZ}}{64k_{\lambda 1}}; \quad \zeta_{LAD} = \frac{Q_{LAD}}{64k_{\lambda 1}} \quad (36)$$

$$\zeta_{LAD} - \zeta_{PROZ} = \Delta_{SPRZ} - \Delta_R$$

gdzie: Δ_R – dopuszczalne zużycie promieni tocznych kół w eksploatacji,

Δ_{SPRZ} – dopuszczalna niewspółosiowość zderzaków w obrębie zarządu kolejowego.

Zatem:

$$64k_{\lambda 1} \cdot (\Delta_{SPRZ} - \Delta_R) = Q_{LAD} - Q_{PROZ}$$

i stąd

$$k_{\lambda 1} = \frac{Q_{LAD} - Q_{PROZ}}{64(\Delta_{SPRZ} - \Delta_R)} \quad (37)$$

Na mocy wzorów (36) i (37), można według (20), wyznaczyć $k_{\lambda 1}$ a następnie K_{1ZAST}^o według (38):

$$K_{1ZAST}^o = \frac{K_1^o \cdot k_{\lambda 1} \cdot A_1^2}{2k_{\lambda 1} \cdot A_1^2 + 8K_1^o} \quad (38)$$

Mając jednoznacznie określoną wartość liczbowa \mathcal{G} według (27), można końcowe rozwiązanie bilansu analizowanych pochyłeń kolejno w dwóch stanach, „próżny” – „ładowny”, wyrazić następująco:

$$\begin{aligned} \lambda_r + \xi_{1S} &= \alpha_{1\text{max}} \\ \xi_{1S} &= \alpha_{1\text{max}} \cdot \mathcal{G} \\ \lambda_1 &= \alpha_{1\text{max}} - \xi_{1S} \end{aligned} \quad (39)$$

Wózki biegowe określają stopień bezpieczeństwa dla całego, racjonalnie zaprojektowanego, specjalnego pojazdu wielopoziomowego. Spełnienie warunku (35), stosownie do narzuconej wartości $\delta_{\alpha 1}$ według (32) stanowi najpoważniejsze wyzwanie wobec konstruktora całego pojazdu.

Ze względu na wymagania UIC bardzo trudno jest zaprojektować wózek klasyczny, z ramą skrzynkową, zapewniający wysoki stopień bezpieczeństwa na przekątne naciski w torze wchrowatym. Albowiem w tym celu rama wózka musi mieć małą sztywność skrętną.

Zatem należy postulować, aby konstrukcja wózków dla wagonów wielopoziomowych była raczej zbliżona do wzoru towarowego wózka DIAMOND, zaprojektowanego specjalnie dla złych stanów toru. Praktyka pokazała, że większość wagonów "dziobowych" ma ramy skrzynkowe, co ogranicza ich eksploatacyjne zastosowanie.

5. Struktura sprężysta wyższych poziomów ramowych

Wyższe poziomy ramowe muszą w stosunku do poziomu pierwszego spełniać warunki (32) i (39) podobnego stopnia bezpieczeństwa na naciski według zasady $\delta_{\alpha 1} = \delta_{\alpha r}$, ($r=2, 3, 4, 5$) zgodnie z (34) w stanach "próżny" – "ładowny", czyli:

$$\frac{K_{rZAST}^o}{Q_r} = \frac{10^3 \cdot \delta_{\alpha r} \cdot A_r \cdot s}{2 \cdot B_r \cdot i_{\max}} \quad (40)$$

gdzie Q_r – nacisk sumaryczny kół pod r - tym poziomem ramowym.

Zatem

$$\frac{K_{rZAST}^o}{K_{(r+1)ZAST}^o} = \frac{Q_r \cdot A_r \cdot B_{r+1}}{Q_{r+1} \cdot B_r \cdot A_{r+1}} \quad (41)$$

oraz

$$\frac{K_{rZAST}^o}{K_{(r-m)ZAST}^o} = \frac{2^{r-m} A_r \cdot B_{r-m}}{B_r \cdot A_{r-m}} \quad (42)$$

gdyż

$$Q_{r-m} = 2^{r-m} Q_r \quad (43)$$

Przyjmując zasadę „równych szans” nierówności δ_{α} nacisków przekątnych przy wchodzeniu kolejnych ram wagonu w obręb zwichrowania toru, na mocy (38), przy poszanowaniu (40) do (43), wyznacza się sztywności na międzyramowych ślizgach sprężystych wszystkich wyższych poziomów:

$$k_{\lambda r} = \frac{1}{A_r^2} \cdot \frac{8K_r^o \cdot K_{rZAST}^o}{K_r^o - 2K_{rZAST}^o} \quad (44)$$

Pozostały do wyznaczenia wartości kątowych luzów sprężystych λ_r .

Na mocy (22) można napisać:

$$\begin{aligned} \alpha_{1\max} &= \xi_{1S} + \lambda_1 \\ \alpha_{2\max} &= (\xi_{1S} + \lambda_1) + (\xi_{2S} + \lambda_2) \end{aligned} \quad (45)$$

.....

Zatem w wyniku odpowiednich przekształceń otrzymuje się:

$$\begin{aligned} (\xi_{2S} + \lambda_2) &= \alpha_{2\max} - \alpha_{1\max}, \\ (\xi_{3S} + \lambda_3) &= \alpha_{3\max} - \alpha_{2\max} - \alpha_{1\max}, \\ (\xi_{4S} + \lambda_4) &= \alpha_{4\max} - \alpha_{3\max} - \alpha_{2\max} - \alpha_{1\max} \\ (\xi_{5S} + \lambda_5) &= \alpha_{5\max} - \alpha_{4\max} - \alpha_{3\max} - \alpha_{2\max} - \alpha_{1\max} \end{aligned} \quad (46)$$

albo w postaci zwartej:

$$(\xi_{rS} + \lambda_r) = \alpha_{r\max} - \sum_{i=1}^r \alpha_{i\max} \quad (47)$$

Uwzględniając (34), oraz wyrażając "i" w [%o], otrzyma się:

$$(\xi_{rS} + \lambda_r) = \frac{i_{\max}}{2 \cdot 10^3 s} \left(B_r - \sum_{i=1}^{r-1} B_i \right), \quad (r=1,2,\dots,n) \quad (48)$$

Na podstawie (27) wiadomo, że:

$$g = \frac{\xi_{rS}}{\lambda_r + \xi_{rS}} \quad (49)$$

Zatem

$$\xi_{rS} = \frac{g \cdot i_{\max}}{2 \cdot 10^3 s} \left(B_r - \sum_{i=1}^{r-1} B_i \right), \quad (r=1,2,\dots,n) \quad (50)$$

W tym miejscu należy zauważyć, że według (27) $g \ll 1$.

Dla każdego poziomu ramowego można więc napisać:

$$\lambda_r = \frac{(1-g) \cdot i_{\max}}{2 \cdot 10^3 s} \left(B_r - \sum_{i=1}^{r-1} B_i \right), \quad (r=1,2,\dots,n) \quad (51)$$

Wzory (44) ÷ (51) pozwalają na wykonanie szczegółowych obliczeń wartości sztywności $k_{\lambda r}$ i koniecznych luzów λ_r na ogranicznikach ugięć sprężystych ślizgów międzyramowych.

Dopiero w tym miejscu zaistniały pełne warunki dla szczegółowego badania stateczności struktury wagonu wielopoziomowego.

Znając wszystkie sztywności K_r^o ram układu, znając wartości kątów pochylenia ram ξ_r i kątów opisujących wartości graniczne luzów sprężystych λ_r , przy znajomości parametrów geometrycznych i dynamicznych (wymiary i masy elementów obiektu) można obliczeniowo wyznaczyć przyrosty energii potencjalnej według wzoru (12) w funkcji kąta pochylenia toru ξ_t występującego w ξ_i według (4) i (6). Kąty pochylenia poszczególnych ram, występujące we wzorze (8) są określone wzorami (52):

$$\xi_k = \xi_t + \sum_{i=1}^{i=k} (\xi_{iS} + \lambda_i); \quad (i=1,2,\dots,k,5) \quad (52)$$

Poszczególne momenty reakcyjne na czołownicach M_{rC} wyznacza się według wzorów (57) i (58). Momenty te określają kąty skrętnych odkształceń sprężystych ξ_{rS} w układzie i kąty położeń poszczególnych ram ξ_r względem grawitacyjnego układu odniesienia.

Kąty ξ_r opisane przez (54) zostały wyznaczone przy założeniu konstrukcji ślizgów sztywnych z luzami λ_r swobodnymi. Przy badaniu stateczności dynamicznej układu według rysunku 7 należy uwzględnić także sztywności $k_{\lambda r}$ według (44).

Przy bocznych pochyleniach wózka "w" można napisać:

$$\lambda_w = \frac{M_{wC}}{A_w k_{\lambda w}} = \frac{M_{1C}}{A_1 k_{\lambda 1}} \quad (53)$$

Odpowiednia struktura wzorów (52) opisujących kąty pochylenia $\xi_i(\xi_i, k_{\lambda i}, K_i^o)$ elementów układu z luzami sprężystymi według rysunku 7, przybiera następującą postać:

$$\begin{aligned} \xi_1 &= \xi_t + \xi_{1S} + \lambda_1 \\ \xi_2 &= \xi_t + \xi_{1S} + \xi_{2S} + \lambda_1 + \lambda_2 \end{aligned} \quad (54)$$

Albo w postaci rozwiniętej:

$$\begin{aligned} \xi_1 &= \xi_t + \frac{M_{1C}}{2} \left(\frac{1}{K_1^o} + \frac{4}{A_1^2 k_1} \right) \\ \xi_2 &= \xi_t + \frac{M_{1C}}{2} \left(\frac{1}{K_1^o} + \frac{4}{A_1^2 \cdot k_{\lambda 1}} \right) + \frac{M_{2C}}{2} \left(\frac{1}{K_2^o} + \frac{4}{A_2^2 \cdot k_{\lambda 2}} \right) \end{aligned} \quad (55)$$

W postaci zwartej otrzymuje się zapis ogólny:

$$\xi_r = \xi_t + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^r M_{iC} \left(\frac{1}{K_i^o} + \frac{4}{A_i^2 k_{\lambda i}} \right); \quad (r=1,2,\dots,n) \quad (56)$$

Momenty M_{iC} wyznacza się na mocy następujących zależności:

$$\begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & 0 & 0 \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} & 0 \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} \\ A_{51} & A_{52} & A_{53} & A_{54} & A_{55} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} M_{1C} \\ M_{2C} \\ M_{3C} \\ M_{4C} \\ M_{5C} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \\ C_5 \end{vmatrix} \quad (57)$$

gdzie oznaczono:

$$\begin{aligned} A_{11} &= 2 + \frac{m_1 \cdot g \cdot h_1}{2K_1^o}; \quad A_{12} = -1; \quad C_1 = m_1 \cdot g \cdot h_1 \cdot (\xi_t + \lambda_1) \\ A_{21} &= \frac{m_2 \cdot g \cdot h_2}{2K_1^o}; \quad A_{22} = 2 + \frac{m_2 \cdot g \cdot h_2}{2K_2^o}; \quad A_{23} = -1; \\ C_2 &= m_2 \cdot g \cdot h_2 \cdot (\xi_t + \lambda_1 + \lambda_2), \\ A_{31} &= \frac{m_3 \cdot g \cdot h_3}{2K_1^o}; \quad A_{32} = \frac{m_3 \cdot g \cdot h_3}{2K_2^o}; \quad A_{33} = 2 + \frac{m_3 \cdot g \cdot h_3}{2K_3^o}; \\ A_{34} &= -1; \quad C_3 = m_3 \cdot g \cdot h_3 \cdot (\xi_t + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3) \\ A_{41} &= \frac{m_4 \cdot g \cdot h_4}{2K_1^o}; \quad A_{42} = \frac{m_4 \cdot g \cdot h_4}{2K_2^o}; \quad A_{43} = \frac{m_4 \cdot g \cdot h_4}{2K_3^o}; \\ A_{44} &= 2 + \frac{m_4 \cdot g \cdot h_4}{2K_4^o}; \quad A_{45} = -1; \\ C_4 &= m_4 \cdot g \cdot h_4 \cdot (\xi_t + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4); \end{aligned} \quad (58)$$

$$A_{51} = \frac{m_5 \cdot g \cdot h_5}{2K_1^o}; \quad A_{52} = \frac{m_5 \cdot g \cdot h_5}{2K_2^o}; \quad A_{53} = \frac{m_5 \cdot g \cdot h_5}{2K_3^o};$$

$$A_{54} = \frac{m_5 \cdot g \cdot h_5}{2K_4^o}; \quad A_{55} = 2 + \frac{m_5 \cdot g \cdot h_5}{2K_5^o};$$

$$C_5 = m_5 \cdot g \cdot h_5 \cdot (\xi_t + \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5) + m_5 \cdot g \cdot \Delta_5 - \frac{V^2}{R} m_5 \cdot h_5;$$

Po wyznaczeniu wartości momentów "na czołownicach" M_{iC} (według rys. 6) - na mocy wzorów (57) i (58) z uwzględnieniem kątów ξ_i według (52), badanie stateczności struktury sprężystej wagonu według warunków (4) ÷ (11) stanowi już tylko zadanie rachunkowe.

Struktura wzorów (52) ÷ (58) w obliczeniach przykładowych, na mocy wzoru (12) może zostać znacznie uproszczona albowiem w praktyce kolejowej $\Theta_5 \ll 0,1$. **Kąty pochylenia niższych ram mają wartości mniejsze, niż kąt pochylenia ramy najwyższej (rysunek 7).**

Do obliczeń przyjęto (z nadmiarem) wartość największą $\Theta_5 \approx 0,1$.

Przyjęto kolejno: $\lambda_j = \varepsilon_j \cdot \xi_t$, $\xi_{js} = \rho_j \cdot \xi_t$; przy czym:

$$\begin{aligned} \lambda_j &= \varepsilon_j \cdot \xi_t; \quad 1 \gg \varepsilon_j \geq 0 \\ \xi_{js} &= \rho_j \cdot \xi_t; \quad 1 \gg \rho_j \geq 0 \end{aligned} \quad \text{oraz: } \Theta_i = \sum_{j=1}^{j=i} (\rho_j + \varepsilon_j) \quad (59)$$

Przyjmując $\rho_j \approx \varepsilon_j$ oraz $\rho_j \approx \rho = \text{const}$, otrzyma się:

$$\begin{aligned} \Theta_i &\approx 2 \sum_{j=1}^{j=i} \rho_j; \quad \Theta_5 \approx 2 \sum_{j=1}^{j=5} \rho_j = \\ &= 2(\rho_1 + \rho_2 + \rho_3 + \rho_4 + \rho_5) = 10\rho \end{aligned} \quad (60)$$

Jeśli $\Theta_5 \approx 0,1$, to $\rho \approx 0,01$, czyli $\rho_j \approx \varepsilon_j \approx 0,01$.

Wtedy

$$\begin{aligned} |\Delta U_{WYS}| &= \frac{g}{2} \sum_{r=0}^{n-1} \sum_{i=1}^{n-r} m_{i+r} \cdot \left(\sum_{i=1}^{i+r} H_i - h_{i+r} \right) \cdot \theta_i^2 \cdot \xi_t^2 + m_5 \cdot g \cdot \Delta_5 \cdot \xi_t \cdot \theta_5 \\ \text{albo: } |\Delta U_{WYS}| &= [A] \cdot \xi_t^2 + C \cdot \Delta_5 \cdot \xi_t \end{aligned} \quad (61)$$

$$\text{gdzie: } C = m_5 \cdot g \cdot \theta_5; \quad [A] = \frac{g}{2} \sum_{r=0}^{n-1} \sum_{i=1}^{n-r} m_{i+r} \cdot \left(\sum_{i=1}^{i+r} H_i - h_{i+r} \right) \cdot \theta_i^2$$

Stąd

$$\begin{aligned} \Delta U_{SPR}(\xi_t) &= \sum_{i=1}^n \frac{L_{oWAG}}{2^i} \left(2 \cdot K_i^o \cdot \xi_{iS}^2 + K_{\lambda i}^o \cdot \lambda_i^2 \right) \\ \lambda_i &= \varepsilon_i \cdot \xi_t; \quad \xi_{iS} = \rho_i \cdot \xi_t; \quad \text{zatem: } \Delta U_{SPR}(\xi_t) = [B] \cdot \xi_t^2 \\ \text{przy czym: } [B] &= \sum_{i=1}^n \frac{L_{oWAG}}{2^i} \left(2 \cdot K_i^o \cdot \rho_i^2 + K_{\lambda i}^o \cdot \varepsilon_i^2 \right) \end{aligned} \quad (62)$$

6. Przykład obliczeniowy

W przykładzie zostało wykazane, że wagon ładowny 32-osiowy zaprojektowany do przejazdu przez rampę promową ($i = 25\%$), przy założeniu, że posiada tylko luz na ślizgu bocznym λ_1 (rys 7) i wózki o ramie

skrzynkowej oraz porusza się w torze prostym z bardzo małą prędkością $V \ll 5$ m/s, nie spełnia stateczności strukturalnej w zakresie przechyłek toru stosowanych na liniach PKP. Badaniu został poddany również wagon zaprojektowany według wchrowatości rampy zwykłej ($i = 6\%$) przy takich samych założeniach. Obliczenia zostały wykonane na podstawie wzorów przedstawionych w opracowaniu.

6.1. Założenia do obliczeń

- Masy:
 - $m_{\text{wag}} = 672 \cdot 10^3$ kg, masa wagonu ładownego (brutto) [3],
 - $m_{\text{proz}} = 272 \cdot 10^3$ kg, masa wagonu próżnego [3],
 - $m_{\text{lad}} = 400 \cdot 10^3$ kg, masa ładunku [3],
 - masy ram: $m_1 = 5500$ kg, $m_2 = 7000$ kg, $m_3 = 14000$ kg, $m_4 = 18000$ kg,
 - $m_5 = m_{\text{lad}} + m_{5\text{ramy}} = 436 \cdot 10^3$ kg,
 - gdzie: $m_{5\text{ramy}} = 36000$ kg, masa ramy poziomu piątego, m_5 , masa poziomu piątego wraz z ładunkiem.
- Wymiary baz podłużnych poziomów ramowych:
 - $B_1 = 1500$ 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:
 - $\lambda_1 \neq 0$, $\lambda_n = 0$ ($n = 2..5$)
- Współczynnik zagrożenia bezpieczeństwa ze względu na minimalne naciski koła na szynę $\delta_\alpha = 0,3$,
- Współczynniki konstrukcyjne: $\Theta_5 \approx 0,1$, to $\rho \approx 0,01$, czyli $\rho_j \approx \varepsilon_j \approx 0,01$,
- Wzniesienie ekstremalne jednego toku szynowego $i = 25$ ‰, (w obrębie rampy promowej),
- $V \ll 5$ m/s, $R = \infty$ m, $\xi_t > 0$ deg.

6.2. Kolejność obliczeń

1. Wyznaczenie sztywności sprężyn I stopnia z warunku sprzęgania.

Z [1] – str. 29, odczytano wartości granicznych położeń zderzaków względem główki szyny dla wagonów towarowych;

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

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.

Przy założeniu:

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

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

oblicza się sztywność jednej sprężyny, jaka powinna być zachowana dla wagonu:

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

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 :

$$Q_{\text{wlad}} = (m_{5\text{ramy}} + m_{\text{lad}}) \cdot g = 4,276 \cdot 10^6 \text{ N}, \quad Q_5 = \frac{Q_{\text{wlad}}}{2} = 2,138 \cdot 10^6 \text{ N};$$

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

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

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

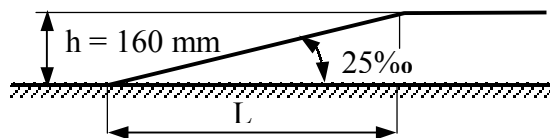
$$Q_{1z} = \frac{Q_2 + m_1 g}{2} \quad i \quad Q_1 = 2 \cdot Q_{1z} = 4,119 \cdot 10^5 \text{ N},$$

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:

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

Gdy długość rampy torowej L jest mniejsza od bazy podłużnej B_r ramy danego poziomu, to wznios wagonu jest mniejszy od wzniosu rampy i wtedy do wzoru na ekstremalny kąt skręcenia toru pod wagonem podstawia się wartość L. Dla rampy promowej i największego wzniosu stosowanego przez PKP określa się długość rampy torowej wg szkicu:



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

Długość rampy torowej wynosi $L = 6,4 \text{ m}$

3. Obliczenie wartości parametrów konstrukcyjnych do przejazdu przez rampę promową.

a. Poziom ramowy pierwszy (wózek kompletny):

- Wyznacza się sztywność poziomu pierwszego wg (35). Jeżeli dopuści się wartość współczynnika nierównomierności nacisków jako $\delta_a = 0,3$, wtedy sztywność usprężynowania I-go stopnia może osiągać wartość

$$k_1 = 6,81 \cdot 10^7 \frac{N}{m} \quad \text{zatem:} \quad K_1^o = 1,174 \cdot 10^7 \text{ Nm}$$

- Wyznacza się reprezentatywną sztywność zastępczą wg (38):

$$K_{1ZAST}^o = 5,032 \cdot 10^6 \text{ Nm}$$

- Wyróżnik wg (27): $\vartheta = 0,429$

Wartość liczbowa wyróżnika ϑ powinna być jednakowa na wszystkich racjonalnie zaprojektowanych poziomach ramowych.

- Ekstremalny kąt skrzywienia toru pod poziomem pierwszym: $\alpha_{1\max} = 0,716 \text{ deg}$ wg (21),
- Mając jednoznacznie określoną wartość liczbową ϑ , można na mocy wzorów (50 i 51) wyrazić kątowne luzy i skrzywienia ram: $\lambda_1 = 0,409 \text{ deg}$, $\xi_{1s} = 0,307 \text{ deg}$,

b. Wyższe poziomy ramowe:

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

Do oszacowania sztywności ram korzysta się ze 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

- Kąt skreću pręta (poziomu ramowego) o długości B_r wyraża się wzorem:

$$\psi = \frac{M_s \cdot B_r \cdot s}{4 \cdot G \cdot g_{\min} \cdot F_{sr}^2}, \quad r = (2,3,4,5) \quad (63)$$

Po odpowiednim przekształceniu powyższego wzoru otrzymuje się sztywność skrętną ramy:

$$K_r^o = \frac{M_s}{\psi} = \frac{4 \cdot G \cdot g_{\min} \cdot F_{sr}^2}{B_r \cdot s}, \quad r = (2,3,4,5) \quad (64)$$

- Po obliczeniu sztywności poszczególnych poziomów ramowych oblicza się sztywności zastępcze przekształcając wzór (27), biorąc pod uwagę wyróżnik ϑ obliczony dla poziomu I:

$$K_{rZAST}^o = \vartheta \cdot K_r$$

zatem:

$$K_{2ZAST}^o = 1,331 \cdot 10^8 \text{ Nm}, \quad K_{3ZAST}^o = 6,185 \cdot 10^7 \text{ Nm},$$

$$K_{4ZAST}^o = 7,634 \cdot 10^7 \text{ Nm}, \quad K_{5ZAST}^o = 1,182 \cdot 10^8 \text{ Nm},$$

- Następnie przyjmuje się wysokości poszczególnych poziomów ramowych.

Przy założeniu $g_{\min} = 10 \text{ mm}$, wysokości poziomów ramowych wynoszą: $H_2 = 500 \text{ mm}$, $H_3 = 600 \text{ mm}$, $H_4 = 700 \text{ mm}$, $H_5 = 750 \text{ mm}$, a ich długości $B_2 < L$, $B_3 < L$, $B_4 = L$, $B_5 = L$.

Jeżeli baza podłużna poziomu ramowego ma wartość większą od długości rampy promowej L , to do wzoru na sztywność ramy (64) podstawia się długość rampy torowej.

- Wyznacza się sztywności na międzyramowych ślizgach sprężystych wszystkich poziomów wyższych niż pierwszy wg (44):

$$k_{\lambda 1} = k_1, \quad k_{\lambda 2} = 1,869 \cdot 10^9 \frac{N}{m}, \quad k_{\lambda 3} = 8,675 \cdot 10^8 \frac{N}{m},$$

$$k_{\lambda 4} = 1,071 \cdot 10^9 \frac{N}{m}, \quad k_{\lambda 5} = 1,658 \cdot 10^9 \frac{N}{m}$$

- Wartości luzów kątowych na ogranicznikach λ_n oraz ekstremalny kąt zwichrowania $\alpha_{r\max}$ toru pod bazą B_r wyznacza się na podstawie (40).

Uwaga:

Gdy długość rampy torowej L jest mniejsza od bazy podłużnej ramy B_r , to do wzoru na ekstremalny kąt skrzywienia toru wg (21) podstawia się wartość L , w miejsce B_r .

$$\lambda_2 = 0,136 \text{ deg}, \quad \lambda_3 = 0,682 \text{ deg}, \quad \lambda_4 = 0,682 \text{ deg},$$

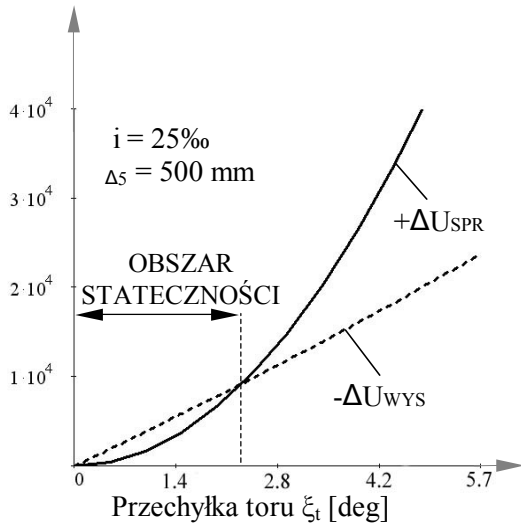
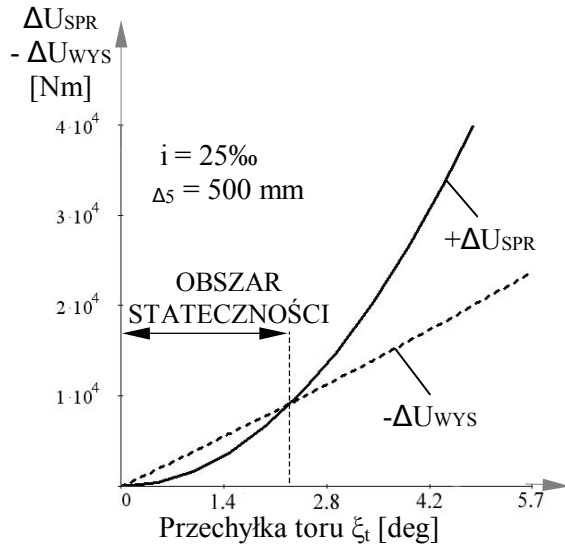
$$\lambda_5 = 5,897 \text{ deg}, \alpha_{2\max} = 0,955 \text{ deg}, \quad \alpha_{3\max} = 2,865 \text{ deg},$$

$$\alpha_{4\max} = 3,056 \text{ deg}, \quad \alpha_{5\max} = 3,056 \text{ deg}.$$

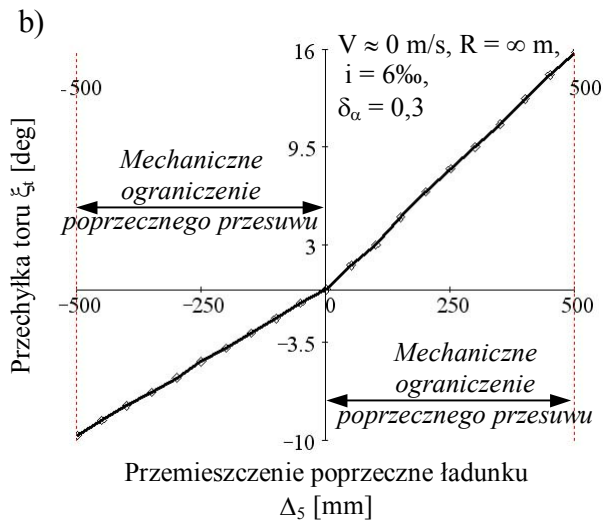
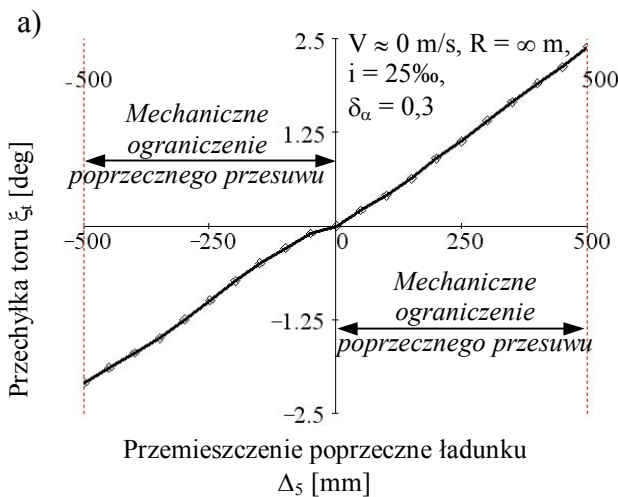
Analizując przypadek postoj wagonu na pochyleniu ξ_t traktuje się to pochylenie jako parametr.

Powyższy tok obliczeń wykonano dla różnych wartości przechyłki toru $\xi_t = 0, 0,5, \dots, 6,5 \text{ deg}$, oraz poprzecznego przemieszczenia ładunku $\Delta_5 = 0, \pm 50, \dots, \pm 500 \text{ mm}$, prędkości $V \ll 5 \text{ m/s}$, $R = \infty \text{ m}$, na podstawie wzorów (59 ÷ 62).

Bilanse energii sprężystości i wysokości posłużyły do sporządzenia wykresu ukazującego obszar stateczności (rys10) oraz granicę stateczności strukturalnej wagonu (rys 11).



Rys. 10. Przyrosty energii sprężystości i wysokości przy przemieszczaniu poprzecznym Δ_5 ładunku



Rys. 11. Obszar stateczności strukturalnej wagonu zaprojektowanego do przejazdu a) przez rampę promową $i = 25\%$ i b) przez rampę zwykłą $i = 6\%$ przy ruchu w torze prostym o różnej przechyłce

7. Interpretacja analiz i wyników obliczeń

Analizując stateczność wagonu należy stwierdzić, że wagon ładowny z klasycznymi wózkami skrzynkowymi, zaprojektowany dla pokonywania ekstremalnych zwichrowań toru (rampa promowa, $i=25\%$ – rys. 11a) nie zapewnia warunków bezpieczeństwa ruchu w torze prostym, ponieważ obszar stateczności jego pełnej struktury sprężystej zawiera się w bardzo małym zakresie bocznej przechyłki toru.

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 analityczny) przez jego boczne pochylanie. Z analizy wykresu (rys. 11b) wynika, że wagon tak zaprojektowany może poruszać się na szlakach torowych o pochyleniu toru większym niż wagon zaprojektowany do przejazdu przez rampę promową.

Jak wykazały wstępne obliczenia dla wagonu z wózkami klasycznymi (rama skrzynkowa), zaprojektowanego dla ruchu w torze zwichrowanym, wagon taki nie nadaje się do ruchu na szlaku z normalnymi pochyleniami bocznymi, gdyż sztywności poszczególnych poziomów ramowych są zbyt małe. Zatem dalsze analizy wagonu zostaną przeprowadzone przy zastosowaniu wózków typu Diamond.

8. Wnioski końcowe

1. Wymagania techniczne odnośnie do współczynników zagrożenia bezpieczeństwa na naciski przekątne δ_α i naciski boczne δ_ϵ , są sprzeczne.

2. Próba usunięcia tej sprzeczności przez zastosowanie ślizgów sprężystych z odpowiednio dużymi luzami na ogranicznikach (dla pokonywania znacznych wchrowatości toru) nie dała zadowalających rezultatów.
3. Dziobowy wagon wielopoziomowy z wózkami klasycznymi (o ramach „skrzynkowych”), zaprojektowany dla pokonywania znacznych zwichrowań toru, w torze niezwichrowanym nie zachowuje należytej stateczności strukturalnej. Jego usprężynowanie ma zbyt niskie sztywności. Wagon dziobowy z wózkami klasycznymi, zaprojektowany dla ruchu w torze silnie zwichrowanym, nie zapewnia bezpiecznego ruchu w torze prostym o normatywnych pochyleniach bocznych. Ten wniosek dyskwalifikuje (najszerzej stosowane w takich wagonach) wózki klasyczne. Oznacza to, że istniejące wagony dziobowe z wózkami klasycznymi nie mogą bezpiecznie pokonywać odcinków toru o znacznych zwichrowaniach.
4. Wagony dziobowe z wózkami klasycznymi nie mogą spełnić kryteriów bezpiecznego ruchu w torze zwichrowanym ze względu na zbyt duże nierównomierności nacisków przekątnych kół na szyny w takich warunkach.
5. Korekcyjne poprzeczne przemieszczanie ładunku wywiera technicznie istotny wpływ na warunki stateczności strukturalnej wagonu. Przemieszczanie takie stosuje się zarówno ze względu na czynniki skrajniowe, jak i na stateczność.
6. Wagon dziobowy zaprojektowany dla pokonywania znacznych zwichrowań toru najkorzystniej powinien mieć wózki z podłużnicami wahliwymi (typu „Diamond”). Temu zagadnieniu zostanie poświęcone oddzielne opracowanie szczegółowe.

Literatura

- [1] Roman Marczewski, Zygmunt Płończak, Jan Podemski: „Wagony towarowe – poradnik techniczny”. Wydanie II uzupełnione. WKŁ Warszawa 1978.
- [2] Michał E. Niezgodziński, Tadeusz Niezgodziński: „Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe”. Wydanie VI zmienione. WNT Warszawa 1996.
- [3] „Instrukcja techniczno – ruchowa obsługi i eksploatacji wagonów Norca 32 i Norca 24 PKP”.