

Quasistatyka asymetrycznego pojazdu szynowego w jego ruchu podstawowym; aspekty bezpieczeństwa i diagnostyki

W referacie przedstawiono ważniejsze elementy studium quasistatyki ruchu pojazdu szynowego, poruszającego się ruchem podstawowym w torze ogólnie zakrzywionym i zwichrowanym, wyróżniającego się sprężystością skrętną podatnością nadwozia oraz asymetrią parametryczną. Asymetria pojazdu charakteryzuje się: podłużnie i poprzecznie przesuniętym środkiem masy nadwozia, zróżnicowanymi wartościami sztywności elementów sprężystych w podwoziu. Praca wykonana w ramach projektu KBN 9T 12C 041 18

1. WPROWADZENIE

W badaniach dynamiki szynowych pojazdów klasycznych na ogół – z przyczyn metodycznych – pomija się zagadnienia statyki ruchu pojazdu jako nazbyt trywialne. Jedynie przy badaniu bezpieczeństwa ruchu pojazdu przed wykolejeniem szczegółowe badanie quasistatycznej współpracy kół pojazdu szynowego z szynami w warunkach ekstremalnych stanowi zadanie klasyczne. Wykolejenia bowiem występują dość często przy małych prędkościach, przy dużych kątach nabiegania kół na szyny.

Jednakże w przypadku badania dynamiki i bezpieczeństwa ruchu szynowych pojazdów asymetrycznych w torze badanie quasistatyki stanowi oczywiste zadanie fundamentalne, od którego należy rozpocząć wszelkie analizy dynamiczne takich obiektów ruchomych w polu grawitacyjnym.

W niniejszym referacie w wielkim skrócie omówiono dość obszerne studium elementarnej quasistatyki asymetrycznego pojazdu szynowego, wyróżniającego się sprężystością skrętną podatnością nadwozia, poruszającego się ruchem podstawowym w torze ogólnie zakrzywionym i zwichrowanym.

Asymetria pojazdu charakteryzuje się:

- podłużnie i poprzecznie przesuniętym środkiem masy nadwozia (jako techniczny warunek wynikający niekiedy z potrzeb eksploatacyjnych),
- zróżnicowanymi wartościami sztywności elementów sprężystych w podwoziu (jako następstwo ewentualnych uszkodzeń eksploatacyjnych).

Analizę quasistatyki przeprowadzono z punktu widzenia zastosowań w stacjonarnej diagnostyce podwozia pojazdu dwuosiowego i czterosiowego oraz w porównawczej ocenie bezpieczeństwa ruchu pojazdów omawianych kategorii w torze ogólnie krzywoliniowym (w tym także zwichrowanym).

Aspekt diagnostyczny zawiera się w wyznaczaniu ekwiwalentnych parametrów dodatkowej przechyłki nadwozia pojazdu wynikającej ze zróżnicowania charakterystyk elementów jego zawieszenia (i odwrotnie).

Bezpieczeństwo ruchu pojazdu asymetrycznego w torze uwzględniono poprzez wyznaczenie wartości dopuszczalnych warunków asymetrii jako ekwiwalentnych w stosunku do niedostatku (lub nadmiaru) dopuszczanej przepisami UIC przechyłki taboru.

2. POJAZD DWUOSIOWY

2.1. Założenia podstawowe:

- sztywności elementów pionowego usprężynowania nadwozia są ogólnie zróżnicowane,
- środek masy nadwozia pojazdu jest przesunięty podłużnie i poprzecznie,
- uwzględnia się tylko ruch **podstawowy** (w ogólnie krzywoliniowym, sztywnym torze wyidealizowanym, bez zaburzeń wibracyjnych),
- pomija się wpływ tłumików drgań (konsekwentnie wobec powyższego).

Indeksy i oznaczenia (według rysunku 1):

„jk”: j = 1,2 – numer obustronnego podparcia sprężystego nadwozia;

k=L,P – indeks boczny: L – „lewa”; P – „prawa”;

ξ, η, ζ – dodatnie kąty obrotu – odpowiednio – wokół osi X,Y,Z;

Δ_{XC}, Δ_{YC} – dodatnie, asymetryzujące przemieszczenia środka masy;

κ_x^o – sztywność kołysania bocznego na przemieszczeniach obrotowych ξ ,

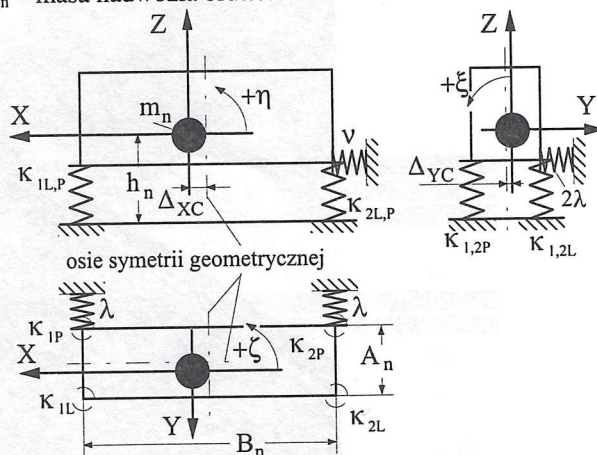
κ_y^o – sztywność galopowania na przemieszczeniach obrotowych η ,

κ_z – sztywność pionowa podpartego sprężystości nadwozia,

λ – sztywność poprzeczna usprężynowania osi,

v – sztywność aparatu podłużna,

m_n – masa nadwozia brutto.



Rysunek 1. Oznaczenia podstawowych parametrów usprężynowanego nadwozia pojazdu ogólnie technicznie asymetrycznego.

2.2. Sztywności pojazdu usprężynowanego asymetrycznie.

Dla przypadku pojazdu symetrycznego, gdy sztywności pionowe wszystkich elementów sprężystych są jednakowe, sztywności kierunkowe zaburzenia ruchu nadwozia: galopowania κ_{ynsym}^0 , pionową κ_z i kołysania bocznego κ_{nsym}^0 , możemy napisać zgodnie z rysunkiem 1:

$$\kappa_{\text{ynsym}}^0 = B_n^2 \kappa; \quad \kappa = \kappa_{jk}; \quad (1)$$

$$\kappa_z = 4\kappa$$

$$\kappa_{\text{nsym}}^0 = A_n^2 \kappa; \quad \kappa = \kappa_{jk}; \quad (2)$$

Zaburzenie sztywności choćby w pojedynczym elemencie zawieszenia pojazdu wywiera wpływ na wypadkowe sztywności kierunkowe określające ugięcia pionowe, galopowanie i kołysanie boczne pojazdu. Takie zaburzenie sztywności określa też statyczny rozkład pionowych nacisków kół pojazdu na szyny. Analizę prowadzono na przypadku ogólnym, gdy wszystkie sztywności zawieszenia są zróżnicowane.

Aspekt diagnostyczny: Asymetria sztywności w usprężynowaniu sztywnej bryły nadwozia wywiera wpływ na wartości częstości własnej galopowania, częstości drgań pionowych nadwozia pojazdu oraz częstości kołysania bocznego.

Dla przypadku zróżnicowanych sztywności elementów zawieszenia nadwozia pojazdu dwuosowego, metodą energetyczną, w wyniku elementarnych działań algebraicznych, wyznaczono kolejno wypadkową sztywność galopowania $\kappa_{\text{zast/galap}}$ (w ruchu obrotowym wokół osi poprzecznej Y), sztywność pionową $\kappa_{\text{zast/pion}}$, (w ruchu postępowym na kierunku Z) oraz sztywność kołysania bocznego $\kappa_{\text{zast/kołys}}$ (w ruchu obrotowym wokół osi podłużnej X):

$$\kappa_{\text{zast/galap}} = \frac{(\kappa_{2L} + \kappa_{2P})^2 (\kappa_{1L} + \kappa_{1P}) + (\kappa_{1L} + \kappa_{1P})^2 (\kappa_{2L} + \kappa_{2P})}{(\kappa_{1L} + \kappa_{1P} + \kappa_{2L} + \kappa_{2P})^2}; \quad (3)$$

$$\kappa_{\text{zast/pion}} = \frac{1}{4} (\kappa_{1L} + \kappa_{1P} + \kappa_{2L} + \kappa_{2P});$$

Wyznaczono więc metodycznie takie modelowe wartości **reprezentatywnych** (zastępczych), pionowych sztywności rzeczywistego układu niesymetrycznego, które - w przypadku pełnej symetrii układu - realizowałyby takie same kierunkowe wartości sztywności (oraz odpowiednio takie same częstości drgań) jakie wynikają z dokładnej analizy układu niesymetrycznego.

Sztywność skrętna własna nadwozia $\kappa_{n/B}^0$ (wokół osi X, na bazie B) jest mierzona na obiekcie rzeczywistym lub (w sposób wielce przybliżony) wyznaczana obliczeniowo.

Czyste skręcanie nadwozia w polu grawitacyjnym zachodzi, gdy sumy nacisków przekątnych F_{jk} w narożach są wyrównane.

Sztywność skrętna własna nadwozia, mierzona na bazie B_n , wynosi:

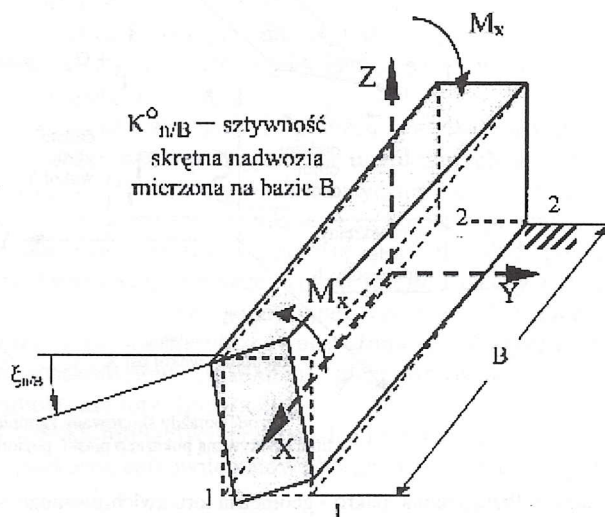
$$\kappa_{n/B}^0 = \frac{M_x}{\xi_{n/B}} \quad (5)$$

przy czym

$$M_x = (F_{1L} - F_{1P})A = (F_{2P} - F_{2L})A$$

$$\text{albo: } M_x = \frac{1}{2} (F_{1L} - F_{1P} + F_{2P} - F_{2L})A$$

gdzie $\xi_{n/B}$ - kąt skręcenia nadwozia zgodnie z rysunkiem 2



Rysunek 2. Ilustracja skrętnej podatności sprężystej nadwozia pojazdu szynowego.

2.3. Ogólny opis makro-nierówności toru pod pojazdem.

Zgodnie z rysunkiem 3, pionowe położenia punktów styku kół z szynami na odcinku toru charakteryzującego się nierównościami, mogą być opisane poprzez parametry α_t , η_t i ξ_t przestrzennej geometrii makro-nierówności toru w obrębie konturu podporowego $A \times B$; przy czym $A = A_n$, $B = B_n$ według rysunku 1.

α_t - kąt "czystego" zwichrowania konturu rozumiany według rysunku 3,

η_t - kąt wzniesienia (spadku) płaskiego konturu miarodajny na rozstawie B,

ξ_t - kąt boczno-pochylenia płaskiego konturu podporowego.

Pionowe współrzędne położenia naroży torowego konturu podporowego Z_{ijk} ($j=1,2$; $k=L,P$), są następujące:

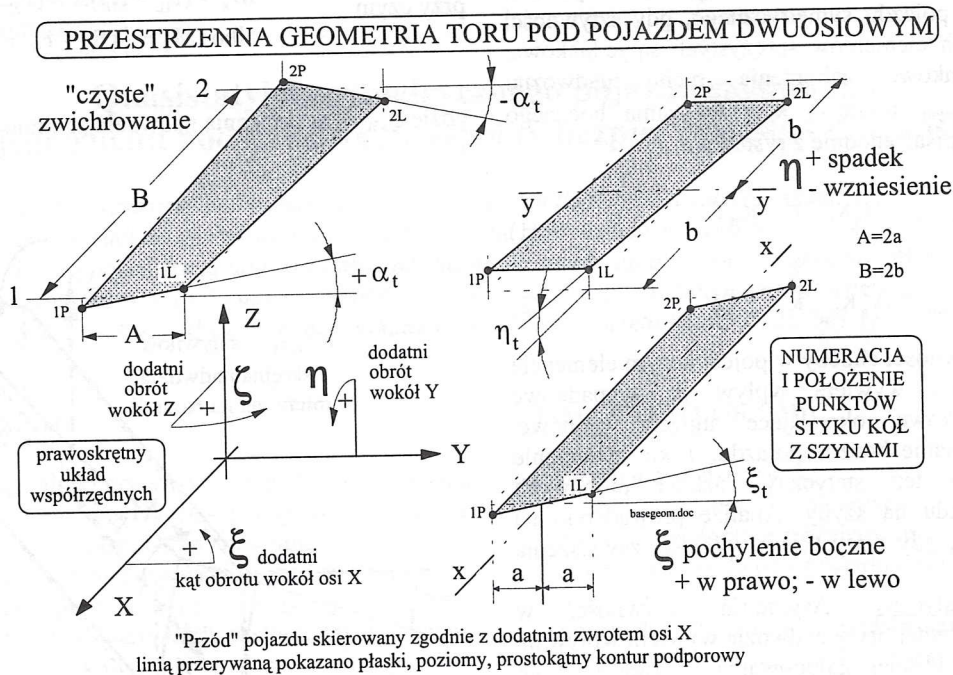
$$Z_{11P} = -\alpha_t a - \eta_t \cdot b - \xi_t \cdot a; \quad (6a)$$

$$Z_{11L} = +\alpha_t a - \eta_t \cdot b + \xi_t \cdot a;$$

$$Z_{12P} = +\alpha_t a + \eta_t \cdot b - \xi_t \cdot a; \quad (6b)$$

$$Z_{12L} = -\alpha_t a + \eta_t \cdot b + \xi_t \cdot a;$$

$$A = 2a; \quad B = 2b; \quad \sum Z_{ijk} = 0;$$



Rysunek 3. Przestrzenna makro - geometria toru zwichrowanego pod pojazdem dwuosiowym (lub pod wózkiem pojazdu czteroosiowego).

Skąd po przekształceniach otrzymujemy jednoznaczne przyporządkowanie współrzędnych konturu podporowego i parametrów makro-nierówności toru:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \\ -1 & 1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_{t1L} \\ Z_{t2L} \\ Z_{t1P} \\ Z_{t2P} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2A\xi_t \\ 2B\eta_t \\ 2A\alpha_t \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

Gdy zwichrowanie toru jest prawoskrętne, to α_t traktujemy jako dodatnie.

Parametry geometrii toru: η_t , ξ_t oraz α_t są traktowane jako znane funkcje drogi (położenia na szlaku - lub funkcje czasu -) w zadaniu prostym (w badaniu quasistatyki pojazdu) albo też jako wielkości poszukiwane w zadaniu odwrotnym (przy diagnostyce toru za pomocą pojazdu wzorcowego).

2.4. Pochylenie nadwozia obciążonego niesymetrycznie.

Kąty pochylenia nadwozia według oznaczeń pokazanych na rysunku 1, wynikające wyłącznie z przesunięcia środka masy, wynoszą odpowiednio:

$$\xi_{n\Delta} = \frac{M_{X\Delta}}{K_{xn}^0} \quad \eta_{n\Delta} = \frac{M_{Y\Delta}}{K_{yn}^0} \quad (8)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} M_{Y\Delta} &= m_n \cdot g \cdot \Delta_{XC} \\ M_{X\Delta} &= -m_n \cdot g \cdot \Delta_{YC} \end{aligned} \quad (9)$$

przy czym Δ_{XC} i Δ_{YC} - przesunięcia środka masy w płaszczyźnie poziomej.

2.5. Statyka skrętnych odkształceń sprężystych nadwozia asymetrycznego pojazdu szynowego dwuosiowego podczas jego ruchu podstawowego po krzywiznach i zwichrowaniach toru gładkiego.

Podczas ruchu w torze zachodzą odkształcenia sprężyste w usprężynowaniu pojazdu oraz w samym jego nadwoziu. Z punktu widzenia potrzeb quasistatyki obciążeń pionowych pomijamy drgania giętne nadwozia lecz jego statycznych skręceń sprężystych pominąć nie można. Obciążenia pionowe F_{jk} w narożach bryły (rys. 1) określają statykę odkształceń skrętnych nadwozia. 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).

$$\begin{aligned} Z_{1P} &= Z_{t1P} + \frac{A}{2} \xi_{n/B}; & Z_{2P} &= Z_{t2P} + \frac{A}{2} \xi_{n/B} \\ Z_{1L} &= Z_{t1L} - \frac{A}{2} \xi_{n/B}; & Z_{2L} &= Z_{t2L} - \frac{A}{2} \xi_{n/B} \end{aligned} \quad (10)$$

gdzie Z_{tjk} - według wzoru (7); $\xi_{n/B}$ - według rysunku 2, wzór (5).

Mając na uwadze (10) możemy napisać:

$$\begin{aligned} F_{1L} &= K_{1L} Z_{1L}; & F_{1P} &= K_{1P} Z_{1P}; \\ F_{2L} &= K_{2L} Z_{2L}; & F_{2P} &= K_{2P} Z_{2P}; \end{aligned} \quad (11)$$

Traktując w dalszym ciągu sztywność skrętną nadwozia $K_{n/B}^0$ jako wielkość znaną, po podstawieniu (11) do (10) możemy wyznaczyć jawną postać wyrażenia opisującego skręcenie nadwozia $\xi_{n/B}$ (zgodnie z rysunkiem 2).

Otrzymujemy kolejno:

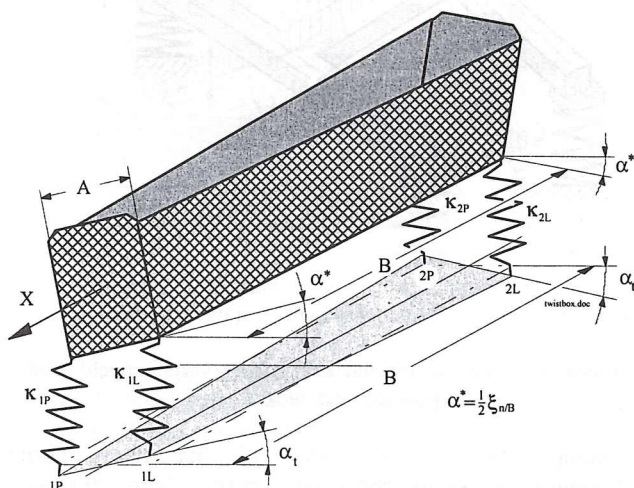
$$AK_{IL} \left(-\xi_{n/B} \frac{A}{2} + \alpha_t \frac{A}{2} - \eta_t \frac{B}{2} + \xi_t \frac{A}{2} \right) +$$

$$- AK_{IP} \left(\xi_{n/B} \frac{A}{2} - \alpha_t \frac{A}{2} - \eta_t \frac{B}{2} - \xi_t \frac{A}{2} \right) = \xi_{n/B} K_{n/B}^0; \quad (12a)$$

oraz:

$$- AK_{2L} \left(-\xi_{n/B} \frac{A}{2} - \alpha_t \frac{A}{2} + \eta_t \frac{B}{2} + \xi_t \frac{A}{2} \right) +$$

$$+ AK_{2P} \left(\xi_{n/B} \frac{A}{2} + \alpha_t \frac{A}{2} + \eta_t \frac{B}{2} - \xi_t \frac{A}{2} \right) = \xi_{n/B} K_{n/B}^0; \quad (12b)$$



Rysunek 4. Ilustracja statyki odkształceń nadwozia pojazdu sprężyste posadowionego na niepiaskim konturze podporowym AxB przy nie wyrównanych charakterystykach κ_{jk} podpór sprężystych; $A = A_n$, $B = B_n$;

Na podstawie (12) wyznaczamy jawny zapis $\xi_{n/B}(\kappa_{jk})$:

$$\xi_{n/B} = \frac{\frac{A^2}{2} \left[(\kappa_{IL} + \kappa_{IP})(\alpha_t + \xi_t) + (\kappa_{IP} - \kappa_{IL})\eta_t \frac{B}{A} \right]}{\kappa_{n/B}^0 + \frac{A^2}{2} (\kappa_{IL} + \kappa_{IP})} \quad (13a)$$

lub równoważnie:

$$\xi_{n/B} = \frac{\frac{A^2}{2} \left[(\kappa_{2L} + \kappa_{2P})(\alpha_t - \xi_t) + (\kappa_{2P} - \kappa_{2L})\eta_t \frac{B}{A} \right]}{\kappa_{n/B}^0 - \frac{A^2}{2} (\kappa_{2L} + \kappa_{2P})} \quad (13b)$$

albo w ekwiwalentnej postaci, uwzględniającej sztywności wszystkich czterech sprężyn:

$$\xi_{n/B}(\kappa_{jk}, \kappa_{n/B}^0, \alpha_t, \eta_t, \xi_t) = \frac{1}{2} [(13a) + (13b)] \quad (13c)$$

Z wyrażeń (13) wypływa oczywisty wniosek, że kąt $\xi_{n/B}$ sprężystego skręcenia nadwozia na bazie B_n jest funkcją jego proporcji geometrycznych ($B=B_n/A=A_n$), własnej sztywności skrętnej $\kappa_{n/B}^0$, sztywności usprężynowania κ_{jk} , oraz wszystkich trzech parametrów pionowej geometrii toru według (7).

Należy w tym miejscu zauważyć, że parametry geometrii toru ξ_t , η_t i α_t dotyczą konturu podporowego ściśle określonego pojazdu. Ponadto, asymetria położenia środka

masy nadwozia (Δ_{XC} , Δ_{YC} , - wg rys. 1) wywiera wpływ na ugięcia Z_{jk} według (10) a tym samym na wartości skręcen nadwozia według (13). Zachodzą więc dość złożone sprzężenia przyczynowo skutkowe w polu grawitacyjnym.

Pochylenia nadwozia $\eta_{n\Delta}$ oraz $\xi_{n\Delta}$, pochodzące wyłącznie od asymetrii położenia środka masy w płaszczyźnie poziomej (rys.1), zostały opisane wzorami (8) zgodnie z (9).

Ponadto, uwzględniono wpływ wysokości położenia środka masy nadwozia h_n na statykę pionowych obciążeń jego podparć sprężystych.

Skończona wysokość h_n położenia środka masy (rys. 1), przy niezerowych **pochyleniach uogólnionych** toru ξ_t i η_t , wywołuje dodatkowe (kinematyczne oraz sprężyste) pochylenia nadwozia wynikające z geometrii przemieszczeń środka masy poruszającego się pojazdu. Pod pojęciem **pochylenia uogólnionego** w tym miejscu należy rozumieć pochylenia fizyczne (geodezyjne), zgodnie z (7), **łącznie z przechyłką boczną nierównoważoną kinematycznie oraz ze wzniesieniem (spadkiem) nierównoważonym przez hamowanie (przyspieszanie)**.

W wyniku formalnych przekształceń otrzymujemy wypadkowe, całkowite kątowne boczne i podłużne pochylenia nadwozia ξ_n i η_n :

$$\xi_n = \xi_t \left[1 + \frac{m_n \cdot g}{\kappa_{xn}^0} \left(h_n + \frac{m_n \cdot g}{2\lambda} \right) \right] - \frac{m_n \cdot g}{\kappa_{xn}^0} \Delta_{YC} \quad (14a)$$

$$\eta_n = \eta_t \left[1 + \frac{m_n \cdot g}{\kappa_{yn}^0} \left(h_n + \frac{m_n \cdot g}{v} \right) \right] + \frac{m_n \cdot g}{\kappa_{yn}^0} \Delta_{XC} \quad (14b)$$

albo w zapisie ogólnym dla technicznych warunków bezpiecznej eksploatacji:

$$\xi_n = \xi_t (1 + \varepsilon_\xi) + \Delta \xi_n |\Delta_{YC}|; \quad (15a)$$

$$\eta_n = \eta_t (1 + \varepsilon_\eta) + \Delta \eta_n |\Delta_{XC}|; \quad (15b)$$

gdzie: ε – konstrukcyjny współczynnik podatności pojazdu na kołysanie:

$$\varepsilon_\xi = \varepsilon_\xi(h_n, \lambda) = \frac{m_n \cdot g}{\kappa_{xn}^0} \left(h_n + \frac{m_n \cdot g}{2\lambda} \right) \quad (15c)$$

$$\varepsilon_\eta = \varepsilon_\eta(h_n, v) = \frac{m_n \cdot g}{\kappa_{yn}^0} \left(h_n + \frac{m_n \cdot g}{v} \right) \quad (15d)$$

Z powyższego widzimy, że parametry konstrukcyjne pojazdu: wysokość położenia środka masy h_n , sztywności λ , v oraz κ_{xn}^0 i κ_{yn}^0 , wywierają bardzo silny wpływ na kołysanie (zwłaszcza boczne) pojazdu. Wymiary konturu ($A=A_n$) $\times$ ($B=B_n$) występują niejawnie w zapisach sztywności κ_{xn}^0 i κ_{yn}^0 .

Boczne pochylenie nadwozia ξ_n pojazdu dwuosiowego w środku jego długości jest więc sumą pochylenia torowego konturu podporowego ξ_t pod tym pojazdem oraz średniego kąta dodatkowego pochylenia bocznego $\Delta \xi_{sr}/A_n$

wynikającego z niejednakowych pionowych ugięć ξ_{jk} liniowych elementów usprężynowania o charakterystykach ogólnie zróżnicowanych; ($j=1,2$); ($k=L,P$).

Jest rzeczą charakterystyczną, że sztywność skrętna nadwozia nie ma wpływu na jego boczne pochylenie reprezentatywne. Środek długości nadwozia liniowo sprężystego jest bowiem bocznie pochylony zawsze pod kątem niezależnym od wartości statycznego skreślenia nadwozia opisanego wzorem (13).

Znajomość reprezentatywnego pochylenia nadwozia pojazdu dwuosowego pozwala badać quasistatykę pojazdów czterosiowych przy potraktowaniu każdego wózka jako oddzielnego pojazdu dwuosowego.

3. POJAZD CZTEROOSIOWY

3.1. Opis podstawowych oznaczeń zgodnie z rysunkiem 5:

W pojeździe czterosiowym obowiązują indeksy potrójne ijk , odpowiednio:

i – numer wózka; ($i = 1,2$),

j – numer zestawu w wózku; ($j = 1,2$),

k – indeks boczny; ($k = L, P$).

A_{wi} – rozstaw poprzeczny osi sprężyn I stopnia;

B_{wi} – rozstaw podłużny osi sprężyn I stopnia;

A_n – rozstaw poprzeczny osi sprężyn II stopnia;

B_n – rozstaw podłużny osi sprężyn II stopnia;

$K_{w/Bw}^o$ – sztywność skrętna ramy wózka mierzona na bazie B_w ,

$K_{n/Bn}^o$ – sztywność skrętna nadwozia mierzona na bazie B_n ,

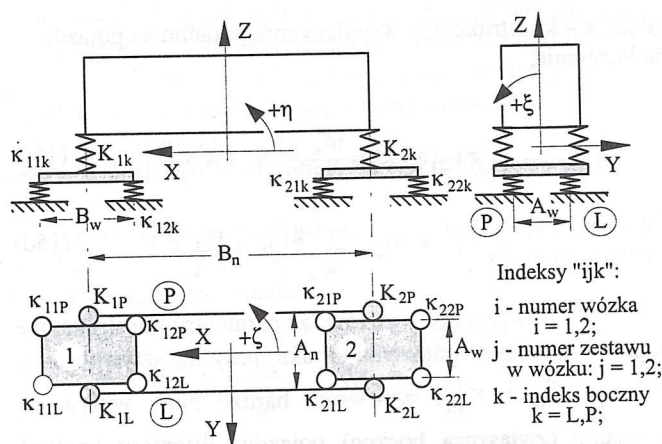
$\xi_{iw/Bw}$ – kąt skreślenia ramy i -tego wózka mierzony na bazie B_w ,

$\xi_{n/Bn}$ – kąt skreślenia nadwozia mierzony na bazie B_n ,

α_{twi} – kąt zwichrowania konturu torowego pod i -tym wózkiem (według rysunku 3),

η_{twi} – kąt wzniesienia (spadku) płaskiego torowego konturu podporowego i -tego wózka,

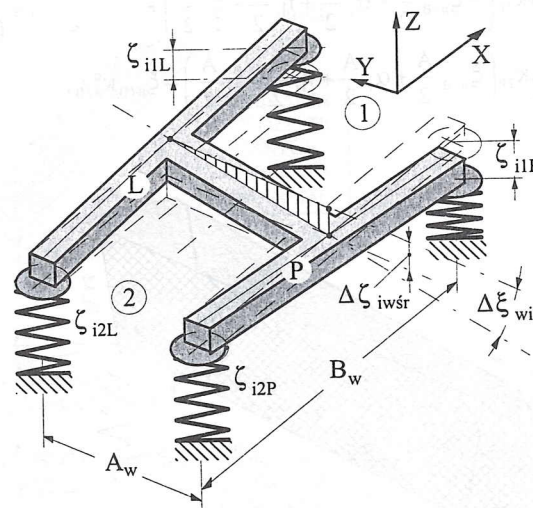
ξ_{twi} – kąt boczного pochylenia płaskiego torowego konturu podporowego i -tego wózka,



Rysunek 5. Geometria i oznaczenia podstawowych parametrów usprężynowania pojazdu czterosiowego; κ – sztywności usprężynowania I stopnia, K – sztywności usprężynowania II stopnia.

Boczne pochylenia wózków zależą od parametrów ich torowych konturów podporowych ξ_{twj} oraz od najszerzej pojmowanych parametrów samych wózków oraz nadwozia.

$$\xi_{w1} = \xi_{tw1} + \frac{\Delta \xi_{1wś}}{A_w} = \xi_{tw1} + \Delta \xi_{w1}; \quad \xi_{w2} = \xi_{tw2} + \frac{\Delta \xi_{2wś}}{A_w} = \xi_{tw2} + \Delta \xi_{w2} \quad (16)$$



Rysunek 6. Ilustracja pomocnicza do opisu boczного pochylenia poprzecznic wózka.

Przyjmując, że nadwozie (rys. 6) ma równomierną (izotropową) strukturę sprężystą wzdłuż jego długości, pochylenie boczne konturu podporowego usprężynowania nadwozia ξ_{kpn} możemy wyznaczyć jako wypadkową wartość średnią boczного pochylenia poprzecznic wózków według rysunku 7.

3.2. Quasistatyka asymetrycznego pojazdu czterosiowego w warunkach nierównoważonej przechyłki toru – ujęcie techniczne (przybliżone).

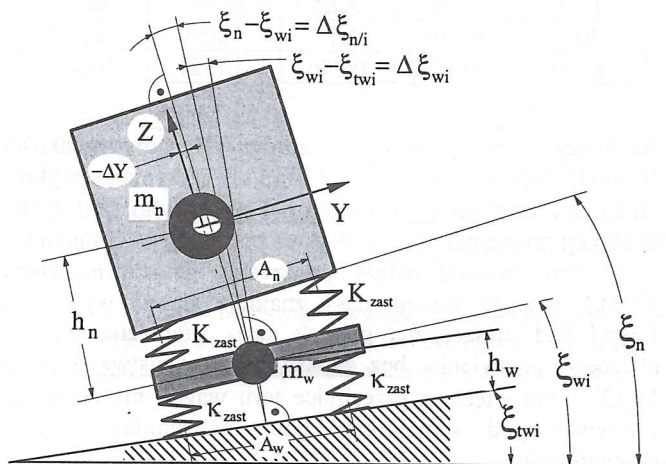
Na rysunku 8 przedstawiono schematyczny przekrój pojazdu szynowego w poprzecznej płaszczyźnie i -tego wózka. Odpowiedni szkic uzupełniający pojazdu czterosiowego w widoku bocznym, wraz z koniecznymi oznaczeniami, przedstawiono na rysunku 9.

Pod pojęciem nierównoważonej przechyłki toru ξ_n pod czterosiowym pojazdem, (czyli praktycznie pod jego izotropowo - sprężystym nadwoziem) należy rozumieć niezerowy wynik różnicy średniej wartości kąta pochylenia toru ξ_{tsr} pod obydwoma wózkami pojazdu oraz kąta pochylenia kinematycznego ξ_{kin} pojazdu w jego ruchu z prędkością v . Średnia wartość pochylenia toru ξ_{twi} pod obydwoma wózkami pojazdu wyraża się jako: $\xi_{tsr} = (\xi_{tw1} + \xi_{tw2})/2$;

Niezerównoważona przechyłka nadwozia pojazdu ładownego symetrycznie wyrażałaby się więc następująco:

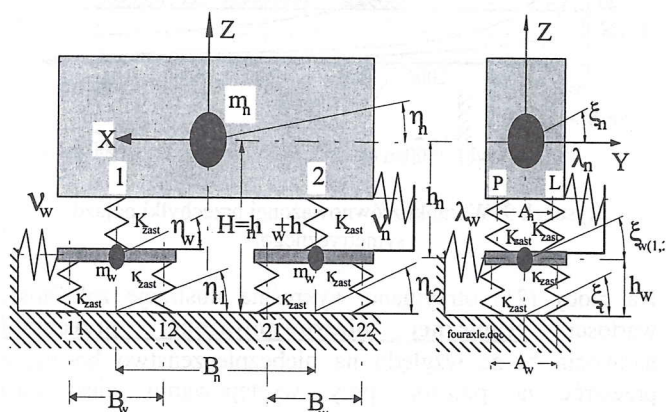
$$\xi_n = \frac{1}{2}(\xi_{tw1} + \xi_{tw2}) - \arctg \frac{V^2}{R \cdot g}; \quad (17)$$

W przypadku pojazdu ładownego niesymetrycznie zapis (17) się komplikuje odpowiednio.



Rysunek 7. Przekrój przez i-ty wózek parametrycznie niesymetrycznego pojazdu szynowego w torze pochylonym.

W dalszym ciągu korzystano z wzorów wyprowadzonych w części 1, "zszywając" w jeden układ pojazdu trzy podukłady częściowe: dwa wózki i nadwozie.



Rysunek 8. Boczny widok pojazdu czteroosiowego wraz z oznaczeniami.

Położenie poprzecznej płaszczyzny oparcia nadwozia na każdym wózku, pomiędzy osiami jego zestawów (w kierunku podłużnym X) jest zawsze środkowe. Możemy więc operować średnimi wartościami pionowych współrzędnych toru pod kołami po lewej i po prawej stronie wózka oraz – podobnie – średnimi wartościami ugięć (elementów o sztywności zastępczej) po lewej i po prawej stronie wózka. Ewentualne wytwórcze zwichrowanie skrętnie sprężyste ramy (w stanie swobodnym) nie ma wpływu na poprawność takiego rozumowania. Rzeczywiste wartości sztywności – stanowiących o asymetrii strukturalnej – uwzględniono poprzez zapis pochylenia korekcyjnego.

W świetle powyższego, i-ty wózek w torze będzie biegł w pochyleniu bocznym ξ_{wi} , wyrażonym jako suma następujących składników (w układzie współrzędnych według rys. 1 i rys. 7):

- uogólnionego pochylenia toru ξ_{twi} ,
- korekcyjnego pochylenia $\xi_{i\text{wkor}}$, pochodzącego od (domniemanej) strukturalnej asymetrii charakterystyk usprężynowania,
- pochylenia $\xi_{hw} = \xi_t(1 + \varepsilon_{\xi w})$, pochodzącego od skończonej wysokości położenia jego środka masy h_w , - rys. 7,
- pochylenia $\xi_{Mn/w}$, pochodzącego od oddziaływania pochyłonego nadwozia (momentu M_n zewnętrznego względem struktury wózka - rys. 7).

Łączne pochylenie boczne i-tego wózka wyraża się więc następująco:

$$\xi_{wi} = \xi_{twi}(1 + \varepsilon_{i\xi w}) + \xi_{i\text{wkor}} + \xi_{Mn/w} \quad (18)$$

gdzie: $\varepsilon_{i\xi w}$ – konstrukcyjny współczynnik podatności i- tego wózka na kołysanie boczne według wzoru o strukturze podobnej do (15c);

przy czym κ_{ixw}^o – według wzoru o strukturze podobnej do (2).

Niebezpieczeństwo wykolejenia wagonu na skutek zbyt dużej wartości ξ_n wystąpi, gdy zgodnie z rysunkiem 8, boczne przesunięcie miarodajne Δ_{wyp} , zbliży się do wartości $S/2$, gdzie S – rozstaw okręgów tocznych:

$$\Delta_{wyp} = |\Delta Y| + h_w \xi_{wsr} + h_n \xi_n < \frac{S}{2} \quad (19)$$

gdzie: $|\Delta Y|$, h_w oraz h_n – według rysunku 8; W zapisie (19) wartość ξ_{wsr} pochylen korekcyjnych wózków według (18) potraktowano jako uśrednioną przy podstawieniu $\xi_{wkor} \approx 0$, zgodnie z rzeczywistością techniczną.

3.3. Kinetostatyczny warunek bezpiecznego ruchu pojazdu w torze

$$\Delta_{wyp} < \frac{S}{2} \quad (20)$$

albo inaczej, w postaci rozwiniętej, według (19):

$$S \geq G \cdot |\Delta Y| + N \cdot \xi_{twsr} \quad (21a)$$

gdzie:

$$G = 2 + \frac{m_n \cdot g}{\kappa_{xw}^o} (h_w + h_n C_n \mathfrak{R}) + \left(\frac{m_n \cdot g}{\kappa_{xw}^o} \right)^2 \frac{h_n C_n h_w}{2}; \quad (21b)$$

$$N = 2C_w \left[h_w \left(1 + \frac{m_n \cdot g}{2\kappa_{xw}^o} h_n C_n C_w \right) + \mathfrak{R} h_n C_n C_w \right];$$

$$\mathfrak{R} = 1 + \frac{m_n \cdot g}{\kappa_{xw}^o} h_n C_n; \quad (21c)$$

$$C_w = 1 + \frac{m_w \cdot g}{K_{xw}^o} \left(h_w + \frac{m_w \cdot g}{2\lambda_w} \right); \quad (21d)$$

$$C_n = 1 + \frac{m_n \cdot g}{K_{xn}^o} \left(h_n + \frac{m_n \cdot g}{2\lambda_n} \right);$$

Zapis (21) pozwala na wyznaczenie współzależności pomiędzy ξ_{twsr} a ΔY :

3.4. Wnioski

- Niezrównoważona przechyłka nadwozia pojazdu symetrycznego według rysunku 7, wynikająca z niedostatku / nadmiaru przechyłki toru ξ_{tsr} pod tym pojazdem, ma swój quasistatyczny ekwiwalent w poprzecznie niecentralnym położeniu środka masy nadwozia $|\Delta Y|$. Podobna zależność występuje dla kierunku podłużnego: wzniesienie / spadek toru pod pojazdem ładownym ma swój quasistatyczny ekwiwalent w podłużnie niecentralnym położeniu środka masy nadwozia; - wzory mają identyczną strukturę.

- Przy poprzecznie niesymetrycznym położeniu środka masy nadwozia należy narzucić odpowiednie ograniczenie na dopuszczalną wartość niezrównoważonej przechyłki według (21a). Jeżeli więc nie można symetrycznie posadzić ładunku, wtedy, spełniając warunek (21), należy prowadzić pojazd w torze według parametrów zrównoważonej przechyłki na bazie B_n nadwozia czyli $\xi_{twsr/Bn}=0$.

3.5. Przykład

Wyznamy zależność ξ_{twsr} ($|\Delta y|$) na przykładzie nadwozia wagonu 1 klasy AVMZ opartego na wózkach fiat 0270. Parametry układu, zaczerpnięte z pracy [1], mają następujące wartości (według oznaczeń przyjętych na rysunku 8):

Masa nadwozia $m_n = 32000$ [kg],

Wysokość położenia środka masy $h_n=1,2$ [m]

Szywność poprzecznego oparcia nadwozia na wózku

$\lambda_n=3,20 \cdot 10^5$ [N/m],

Masa wózka kompletnego bez zestawów $m_w=2615$ [kg],

Wysokość położenia środka masy wózka nad torem

$h_w=0,6$ [m],

Szywność poprzeczna prowadnika zestawu w ramie wózka

$\lambda_w=2,468 \cdot 10^6$ [N/m],

Szerokość toru $S=1,5$ [m],

Rozstaw sprężyn I stopnia $A_w=2$ [m],

Rozstaw sprężyn II stopnia $A_n=2$ [m],

Szywność sprężyny I stopnia (jednej z czterech na wózku)

$\kappa=7,32 \cdot 10^5$ [N/m]

Szywność sprężyny II stopnia (jednej z czterech pod nadwoziem) $K_{zast}=4,3 \cdot 10^5$ [N/m],

Szywność bocznego kołysania wózka na zestawach:

$\kappa_{xw}^o = A_w^2 \kappa = 2,928 \cdot 10^6$ [Nm/rad]

Szywność bocznego kołysania nadwozia na wózkach:

$K_{xn}^o = A_n^2 K_{zast} = 1,72 \cdot 10^6$ [Nm/rad],

Obliczone współczynniki według oznaczeń (2.31) i (2.35)

mają następujące wartości (bezwymiarowe):

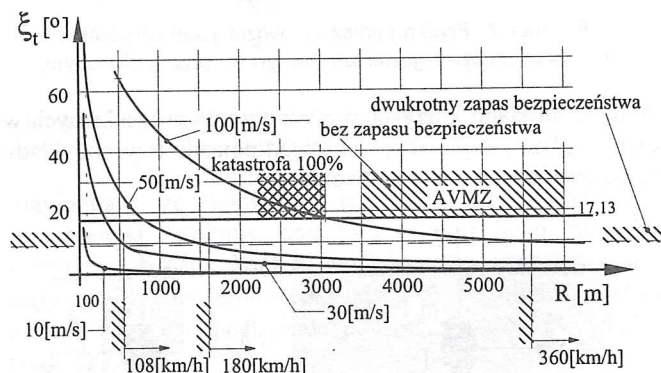
$C_w = 1,0053$; $C_n = 1,3085$; $\mathcal{R} = 1,16834$;

TABELA 1 Warunki przechyłki zrównoważonej

Promień łuku toru	Kąt przechyłki toru ξ_t [°]			
R[m]	V=10[m/s]	V=30[m/s]	V=50[m/s]	V=100[m/s]
100	5,82	42,5	68,57	84,397
500	1,16	10,30	26,79	63,66
1000	0,584	5,24	14,297	45,55
3000	0,195	1,75	4,855	18,767
6000	0,0973	0,876	2,4321	9,642

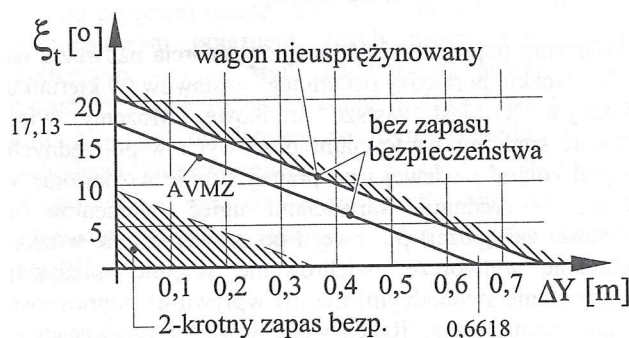
Na mocy wyprowadzonych wzorów (21), dla prędkości 10[m/s], 30[m/s], 50[m/s] i 100[m/s], otrzymano wykres ilustrujący wartości zrównoważonej przechyłki toru ξ_t (R) w funkcji promienia łuku R. Wykres pokazano na rysunku 9.

W tym miejscu należy podkreślić, że dla nadwozia AVMZ, którego środek masy znajduje się na wysokości 1,8[m] nad płaszczyzną główek szyn, graniczna wartość bocznego pochylenia, bez zapasu bezpieczeństwa, wynosi 17,13[°]. Na większej przechyłce toru wagon nie może się zatrzymać pod semaforem, gdyż natychmiast ulegnie przewróceniu.



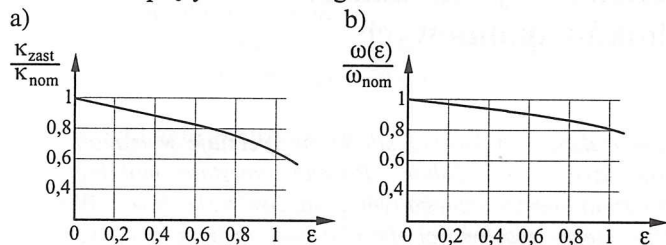
Rysunek 9. Warunki zrównoważonej przechyłki pojazdu, symetrycznego.

Na mocy (21) otrzymano wykreślną ilustrację zależności wartości granicznej niezrównoważonej przechyłki nadwozia ξ_n ze względu na niebezpieczeństwo bocznego przewrócenia pojazdu przy występowaniu niesymetrii poprzecznego położenia środka masy nadwozia ΔY . Wykres ξ_n ($|\Delta Y|$) przedstawiono na rysunku 10.



Rysunek 10. Ekwiwalentność niezrównoważonej przechyłki toru ξ_t i poprzecznego przemieszczenia $|\Delta Y|$ środka masy nadwozia ze względu na bezpieczeństwo bocznego przewrócenia pojazdu.

Wykresy pokazane na rysunkach 11a) i 11b) ilustrują wpływ osłabienia sztywności pojedynczej sprężyny w czteropunktowym usprężynowaniu naroży jednostki ładunkowej w stopniu ϵ , na zastępczą sztywność pionowego usprężynowania tej jednostki K_{zast} , i własne częstotliwości ω drgań pionowych oraz kołysania bocznego w funkcji parametru ϵ ; $\epsilon=1$ oznacza całkowity brak sztywności w pojedynczym elemencie usprężynowania wagonu.



Rysunek 11. Wpływ osłabienia sztywności pojedynczej sprężyny w czteropunktowym podparciu bryły na wartość pionowej sztywności zastępczej sprężyn oraz częstotliwość własną kołysania bocznego.

4. LITERATURA

- [1] Knothe Klaus: *Benchmark Test for Modes of Railway Track and of Vehicle / Track Interaction in Low Frequency Range. Vehicle Systems Dynamics Supplement 24(1955)*