

Prof. dr hab. inż. Jerzy Madej
Politechnika Warszawska

Stanowiskowe odwzorowanie ruchu pojazdu w łuku

W pracy zostały omówione podstawy teoretyczne kinetostatycznego odwzorowania ruchu pojazdu szynowego w łuku na stanowisku badawczym oraz zarys metodyki stanowiskowych homologacyjnych i diagnostycznych badań pojazdów na stanowisku z punktu widzenia bezpieczeństwa przed wykolejeniem.

1. Wprowadzenie.

Współczesny tabor kolejowy, zwłaszcza szybkobieżny, wymaga szczególnie starannego zaprojektowania, wykonania, dopuszczenia do ruchu i utrzymania.

Rosnące koszty robocizny oraz nieuchronnie rosnąca złożoność metodyczna i narzędziowa prac badawczych, homologacyjnych i diagnostycznych sprawiają, że wszystkie zarządy kolejowe dążą do scentralizowanego zorganizowania prac o (najszerzej pojmowanym) charakterze badawczym. Istnieje więc dążenie, aby wszelkie prace studialne, diagnostyczne, identyfikacyjne i homologacyjne były prowadzone

przez wykwalifikowany personel w jednym miejscu, w krótkim czasie, bez (o ile to jest możliwe) wyjeżdżania na tor.

Wobec wyżej przedstawionych dążeń, w niniejszym opracowaniu przedstawiono metodykę odwzorowania i badania – symulowanej na stanowisku – quasistatyki ruchu pojazdu w łuku. Na stanowisku badawczym, na podstawie ruchowych badań obiektów (pojazdów szynowych) w łuku rzeczywistym (na przykład w standardowym łuku badawczym) możemy porównywać zarejestrowane sygnały pomiarowe z sygnałami zarejestrowanymi na stanowisku podczas badania quasistatyki ruchu symulowanego wyłącznie przez

odpowiednio programowaną, zastępczą przechyłkę symulacyjną "toru" stanowiska.

Metodyka badań stanowiskowych, w zakresie odwzorowania ruchu pojazdu w łuku, mogłaby zostać wprowadzona do praktyki dopiero po (ewentualnym) wybudowaniu stanowiska oraz po jego weryfikacji funkcjonalnej pod względem spełniania przepisanych przez Związek Kolei Europejskich warunków badań homologacyjnych. Niniejsze opracowanie stanowi jedynie opis metodyczny proponowanych badań stanowiskowych w tym zakresie.

2. Położenie pojazdu w torze rzeczywistym.

Podczas ruchu w łuku pojazd szynowy, ulegając działaniu siły odśrodkowej, doznaje pochylenia bocznego. Pochylenie boczne, w łuku toru ściśle poziomego, powstaje na skutek ugięć usprężynowania niesymetrycznie obciążonego po bokach. Pochyleniu bocznemu pojazdu towarzyszą bowiem dodatkowe siły poprzeczne pomiędzy kołami i szynami oraz nie wyrównane naciski kół po obydwóch stronach pojazdu. W praktyce, nie wyrównane naciski i związane z tym pochylenie nadwozia w stosunku do płaszczyzny osi zestawów, w pewnym stopniu niweluje się przez pochylenie toru. W praktyce jednak to wyrównanie spotyka się niezwykle rzadko. Albo mamy nadmiar przechyłki toru w stosunku do zbyt wolno jadącego (lub stojącego) pojazdu, albo niedomiar w ruchu szybkim.

Niedopuszczalny jest zbyt duży nadmiar przechyłki, zagrożający statycznej równowadze postoju pojazdu w łuku. Postój pod semaforem lub postój awaryjny zawsze może się zdarzyć i musi to być postój bezpieczny.

Niedostatek przechyłki jest dokuczliwy dla pasażerów. Niedostatek ten, w granicach dopuszczanych przez parametry współpracy zestawów kół z torem, niekiedy usuwa się stosując, w pojazdach szybkojeźdźczych, wychylne nadwozia.

Klasyczny pojazd szynowy, (bez sztucznej przechyłki nadwozia), pracujący w zarówno w zakresie niedostatku przechyłki jak też w zakresie jej nadmiaru, ulega pochyleniu bocznemu względem toru.

Przykład nadmiaru przechyłki, dla klasycznego pojazdu pasażerskiego zawierającego dwa stopnie usprężynowania, przedstawiono na rysunku 1.

Rozpatrzmy relację nadwozie – wózek, według rysunku.

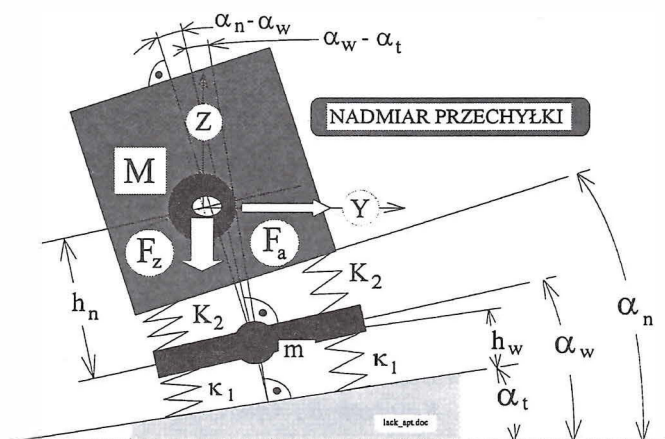
Idealne wyrównanie nacisków bocznych i likwidacja dodatkowych składowych sił poprzecznych w usprężynowaniu drugiego stopnia zachodziłoby w przypadku zrównania tangensa kąta pochylenia wózka ze stosunkiem siły odśrodkowej do grawitacyjnego nacisku nadwozia pojazdu na wózek:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_a}{F_z} = \frac{V^2}{\rho \cdot g}; \quad (1)$$

gdzie: F_a – poprzeczna siła akceleracji;

$$F_a = M \frac{V^2}{\rho}; \quad (2)$$

F_z – siła grawitacyjnego nacisku nadwozia pojazdu na wózek;



Rys. 1. Ilustracja nadmiaru przechyłki toru.

Na rysunku 1 przyjęto następujące oznaczenia:

- Y, Z; osie ruchomego (inercyjnego) układu współrzędnych;
- α – kąt pochylenia w stosunku do poziomu: α_t – dotyczy toru; α_w – dotyczy wózka; α_n – dotyczy nadwozia.
- M – masa nadwozia; m – masa wózka z osprzętem lecz bez zestawów.
- K_2 – sztywność usprężynowania 2-go stopnia;
- K_1 – sztywność usprężynowania 1-go stopnia.
- h_w – wysokość położenia środka masy „m” wózka (bez zestawów) nad powierzchnią toru;
- h_n – wysokość położenia środka masy „M” nadwozia w stosunku do masy wózka.

ρ – promień łuku toru; $\rho = \rho(x)$, gdzie jako x oznaczono chwilowe położenie pojazdu w torze,

g – przyspieszenie ziemskie.

V – prędkość pojazdu w torze;

W usprężynowaniu pierwszego stopnia, relacja wózek – tor, jest bliźniaczo podobna do wyżej przedstawionej relacji nadwozie – wózek.

3. Krzywa przejściowa toru rzeczywistego.

Każde przejście toru kolejowego z prostej w łuk, zawiera krzywą przejściową, w obrębie której przyspieszenie dośrodkowe poruszającego się pojazdu narasta liniowo a także zewnętrzny tok torowy podnosi się w stosunku do wewnętrznego.

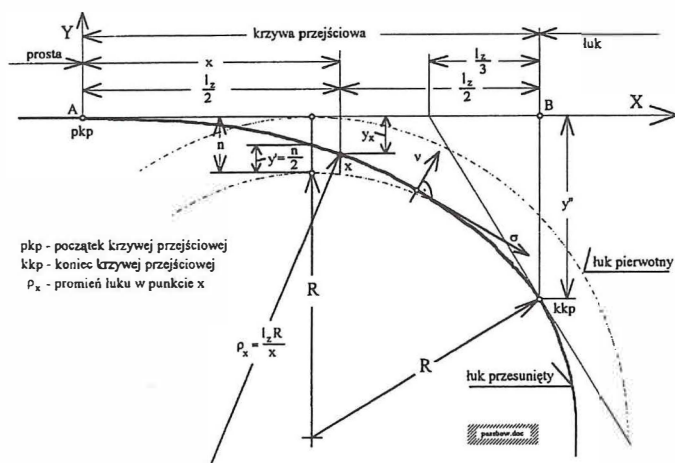
Analizując wymuszenia poprzeczne działające od toru na pojazd możemy uwzględnić jedynie kształt płaski krzywej przejściowej – w planie. Kształt krzywej przejściowej przedstawiono na rysunku 2.

Równanie krzywej przejściowej, zgodnie z rysunkiem 2, jest następujące:

$$y_T(x) = \frac{x^3}{6R \cdot l_z}; \quad x \leq l_z \quad (3)$$

gdzie: l_z – długość krzywej przejściowej [m];

R – promień łuku toru [m] dla $x > l_z$;



Rys. 2. Kształt krzywej przejściowej

Promień krzywizny w punkcie „x” wynosi:

$$\rho_x = \rho(x) = \frac{l_z \cdot R}{x}; \quad (4)$$

Dla przypadku $V = \text{const}$, oznaczając $t_o = \frac{l_z}{V}$; $x = V \cdot t$;

dla $t \leq t_o$, możemy też napisać:

$$\rho_x(t) = R \frac{t_o}{t}; \quad (4a)$$

Na podstawie (1) otrzymujemy:

$$y_T' = \frac{x^2}{2R \cdot l_z}; \quad y(t) = \frac{dy_T}{dx} \frac{dx}{dt} = y_T' \cdot V;$$

$$y_T'' = \frac{x}{R \cdot l_z}; \quad y(t) = \frac{d^2 y_T}{dx^2} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 = y_T'' \cdot V^2; \quad (5)$$

gdzie $V = \text{const}$;

Przyspieszenie dośrodkowe w punkcie „x” wynosi:

$$a_p = \rho(x) \cdot \omega^2(\rho) = \rho(x) \frac{V^2}{\rho^2(x)} = \frac{V^2}{\rho(x)}; \quad (6)$$

Możemy więc, na podstawie (1) i (3), napisać:

$$y_T(t) = \frac{V^3 \cdot t^3}{6R \cdot t_o \cdot V} = \frac{V^2 \cdot t^3}{6R \cdot t_o};$$

$$\dot{y}_T(t) = \frac{V^2 \cdot t^2}{2R \cdot t_o}; \quad (7)$$

$$\ddot{y}_T(t) = \frac{V^2 \cdot t}{R \cdot t_o};$$

Oraz odpowiednio dla $t > t_o$:

$$\ddot{y}_T(t) = \frac{V^2}{R}; \quad (8)$$

4. Zestawienie parametrów geometrycznych, kinematycznych i kinetostatycznych ruchomego punktu materialnego w obrębie krzywej przejściowej.

Zestawienie przedstawiono w tabeli 1.

Zestawienie parametrów geometrycznych, kinematycznych i kinetostatycznych punktu materialnego w obrębie krzywej przejściowej.

Tabela 1

(1) Przed krzywą	(2) Na krzywej	(3) Za krzywą
$y_T(t) = 0;$ $\dot{y}_T(t) = 0;$ $\ddot{y}_T(t) = 0;$	$y_T(t) = \frac{V^2 \cdot t^2}{6 \cdot \rho_x(t)};$ $\dot{y}_T(t) = \frac{V^2 \cdot t}{2 \cdot \rho_x(t)};$ $\ddot{y}_T(t) = \frac{V^2}{\rho_x(t_o)};$	$y_T(t) = a_p \frac{M_x}{K} = \bar{y}_M;$ $\dot{y}_T(t) = 0;$ $\ddot{y}_T(t) = a_p = \frac{V^2}{R} = \text{const};$

Rubryka 1; DOTYCZY TORU PROSTEGO, PRZED KRZYWĄ; zawiera opisane w nieruchomym układzie współrzędnych AXY, kolejno w wierszach: przemieszczenie, prędkość i przyspieszenie poprzeczne punktu materialnego w punkcie trasy $x < 0$;

Rubryka 2; DOTYCZY ODCINKA TORU W OBRĘBIE KRZYWEJ PRZEJŚCIOWEJ; zawiera opisane w nieruchomym układzie współrzędnych AXY, kolejno w wierszach: przemieszczenie, prędkość i przyspieszenie punktu materialnego w punkcie trasy $0 < x < l_z$;

Rubryka 3; DOTYCZY ODCINKA TORU ZA KRZYWĄ PRZEJŚCIOWĄ; zawiera opisane w ruchomym, inercyjnym układzie współrzędnych x i σ kolejno w wierszach: przemieszczenie (poprzeczne ugięcie usprężynowania pojazdu pod działaniem siły odśrodkowej), prędkość i przyspieszenie w punkcie trasy $x > l_z$.

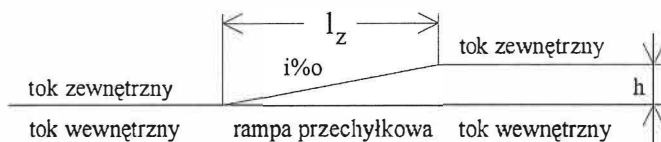
gdzie: v – normalna do krzywizny toru w punkcie x ;
 σ – styczna do krzywizny toru w punkcie x .

Pod oznaczeniem M_x należy rozumieć zredukowaną do punktu materialnego x , masę pojazdu, prowadzoną w torze poprzecznie sprężyste: kompletne nadwozie wraz z wózkami bez zestawów. Symbol K opisuje liniową (lub zlinearyzowaną w sensie zwykłym) sztywność poprzeczną prowadzenia pojazdu w torze. Jako $\bar{y}_M$ należy rozumieć kinetostatyczne ugięcie usprężynowania poprzecznego, pojazdu traktowanego jako punkt materialny, pod działaniem siły odśrodkowej. Przyspieszenie dośrodkowe oznaczono jako a_p .

W obrębie krzywej przejściowej, pomiędzy punktami A i B, przemieszczenie $\bar{y}_T(x)$; $x = V \cdot \tau$; $\tau = t - t_o$ należy rozumieć jako liniowo zmienne, wywołane narastającym przyspieszeniem a_p .

5. Rampa przechyłkowa na torze rzeczywistym.

Podczas wejścia pojazdu w łuk, w obrębie krzywej przejściowej stopniowo zmienia się zarówno promień łuku toru jak też pochylenie boczne toru α_t . Jest to tak zwana „rampa przechyłkowa” toru. W obrębie rampy przechyłkowej, zgodnie z wymaganiami UIC, tabor klasyczny, przy najwyższych prędkościach, nie może doznawać większej różnicy prędkości podnoszenia koła na szynie zewnętrznej w stosunku do szyny wewnętrznej łuku, niż 50 [mm/sek].



Rys. 3. Schemat rampy przechyłkowej.

Jako „ l_z ” oznaczono długość rampy przechyłkowej. Długość tę wyznacza się z następującego wzoru empirycznego:

$$l_z[m] = 0,01 \cdot V \left[\frac{km}{h} \right] \cdot h[mm]; \quad (9)$$

Wielkość „ h ” oznacza różnicę wzniesienia toku szynowego zewnętrznego nad tokiem wewnętrznym w („docelowym”) łuku toru o stałym promieniu R , czyli za krzywą przejściową. Prędkość V jest tu wyrażona w kilometrach na godzinę.

W zarządzie PKP, maksymalne poprzeczne niezrównoważone przyspieszenie wynosi:

$$a_{\max} = 0,6 \left[\frac{m}{s^2} \right];$$

czyli:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{a_{\max}}{g} = \frac{h_{\max}}{s} = 0,06116; \quad (10)$$

co formalnie przelicza się na $\alpha_{\max} = 3,499^\circ$ albo $h_{\max} = 91,74$ [mm]. Jako rozstaw szyn s , przyjęto tutaj 1,5 [m].

Przykładowo, dla prędkości 100 km/h, normatywna według wzoru (9), długość rampy l_z powinna wynosić 91,74[m]. Odpowiada to wzniesieniu szyny zewnętrznej o wartości $i=1‰$, czyli 1[mm/m]. Oznacza to, przy $h_{\max} = 91,74$ [mm], że prędkość podnoszenia koła wyniesie $V_z[\text{mm/s}] = V[\text{m/s}] \cdot i[‰]$ czyli $100/3,6=27,78$ [mm/s]. Jest to wartość dość znacznie mniejsza od wartości granicznej, wynoszącej 50 mm/s.

Dla promieni łuków $R \leq 300$ [m], po których ruch odbywa się z dość małymi prędkościami, obowiązuje inny wzór empiryczny:

$$h_{\min} = \frac{11,8 \cdot V_{\max}^2}{R} - \left(25 + \frac{R}{4} \right); [mm] \quad (11)$$

gdzie promień łuku R wyraża się w metrach, zaś prędkość $V_{\max}$, w kilometrach na godzinę. Z punktu widzenia granicznych przepisów bezpieczeństwa, wzniesienie szyny zewnętrznej $i_{\max}$ w obrębie krzywej przejściowej, powinno być znacznie mniejsze niż dopuszczalne:

$$i_{\max}[‰] < \frac{V_z \left[\frac{mm}{s} \right]}{V \left[\frac{m}{s} \right]}; \text{ czyli: } i_{\max}[‰] < \frac{180}{V \left[\frac{km}{h} \right]}; \quad (12)$$

6. Symulacyjne odwzorowanie quasistatyki ruchu pojazdu w łuku na stanowisku badawczo – diagnostycznym

Pełne odwzorowanie symulacyjne quasistatyki ruchu pojazdu w łuku na stanowisku badawczym (jako symulatorze quasistatyki) wymaga uwzględnienia zarówno krzywej przejściowej – generującej wyłącznie poziome przyspieszenie dośrodkowe działające na pojazd – jak i rampy przechyłkowej, która wprowadza zaburzenie pionowych nacisków i jest przyczyną dodatkowych ugięć w usprężynowaniu. Uwzględnienie krzywej przejściowej może być zrealizowane poprzez narzucenie takiego bocznego pochylenia toru, które odwzoruje poziome przyspieszenie dośrodkowe przez składową grawitacyjną działającą na pochylony pojazd. Odwzorowanie tej składowej – o wartości granicznej 0,6 [m/s²] przyspieszenia niezrównoważonego – nie stanowi żadnego technicznego problemu, gdyż jest to zaledwie 6,116% bocznego pochylenia toru, czyli 3,499°. Odwzorowanie rampy przechyłkowej, w świetle wyżej podanych informacji szczegółowych, zawiera się dokładnie w tych samych granicach.

Równoczesne odwzorowanie tych dwóch oddziaływań należy realizować przy zachowaniu zasady superpozycji.

6.1. Odwzorowanie poziomego działania krzywej przejściowej w postaci kąta zastępczego pochylenia α_k , należy realizować następująco:

- traktując prędkość V pojazdu jako stałą; $V=\text{const}$;
 - traktując chwilowy promień krzywizny jako zmienny w funkcji czasu; $\rho = \rho(t)$;
 - wyznaczamy kąt pochylenia bocznego $\alpha=\alpha(t)$;
- Najpierw wyznaczymy $\rho(t)$:

$$\begin{aligned} \rho(x) &= \frac{l_z \cdot R}{x}; x = V \cdot t; \\ \rho(t) &= \frac{l_z \cdot R}{V \cdot t}; \\ \rho(t) &= \frac{d\rho}{dt} = \frac{-l_z \cdot R}{V \cdot t^2}; \end{aligned} \quad (13)$$

W dalszym ciągu otrzymujemy:

$$\begin{aligned} \alpha_k(t) &\approx \frac{V^2}{g} \frac{1}{\rho(t)}; \\ \frac{d\alpha_k}{dt} &= \frac{-V^2}{g} \frac{1}{\rho^2(t)} \frac{d\rho}{dt}; \text{ albo:} \\ \frac{d\alpha_k}{dt} &= \frac{V^3}{g \cdot l_z \cdot R}; \end{aligned} \quad (14)$$

Ostatni wzór opisuje symulację wyłącznie poziomego kształtu krzywej przejściowej. Symulację tę możemy wyrazić też jako prędkość podnoszenia koła wewnętrznego (lub opuszczania zewnętrznego) dla odwzorowania krzywej przejściowej:

$$\frac{d\zeta_k}{dt} = \frac{1000 \cdot V^3 \cdot s}{g \cdot l_z \cdot R}; \left[\frac{mm}{s} \right] \quad (15)$$

gdzie oznaczono:

l_z – długość krzywej przejściowej [m];

R – promień łuku [m];

V – prędkość pojazdu w torze [m/s];
1000 – współczynnik przeliczeniowy: [mm/m]

6.2. Odzworowanie pionowego działania rampy przechyłkowej w postaci kąta pochylenia r należy realizować według elementarnego równania więzów kinematycznych:

$$\frac{d\alpha_r}{dt} = \frac{1}{s} \frac{d\zeta_r}{dt}; \quad (16)$$

gdzie oznaczono:

α_r – kąt boczny pochylenia toru w obrębie rampy przechyłkowej [rad];

ζ_r – wzniesienie szyny zewnętrznej nad wewnętrzną [m] na rampie przechyłkowej;

s – szerokość toru (rozstaw bieżni szyn) [m];
przy czym:

$$\frac{d\zeta_r}{dt} \left[\frac{mm}{s} \right] = i[\%o] \cdot V \left[\frac{m}{s} \right]; \quad (17)$$

Wypadkową prędkość podnoszenia (opuszczania) punktu styku na szynie zewnętrznej (i koła) dla pełnego odwzorowania wejścia pojazdu w łuk, przy szynie wewnętrznej traktowanej według rysunku 3 jako pozioma, możemy zapisać następująco:

$$\begin{aligned} \frac{d\zeta_{zewn}}{dt} &= \frac{d\zeta_k}{dt} - \frac{d\zeta_r}{dt}; \text{ albo:} \\ \frac{d\zeta_{zewn}}{dt} &= \frac{1000 \cdot V^3 \cdot s}{g \cdot l_z \cdot R} - i \cdot V; \end{aligned} \quad (18)$$

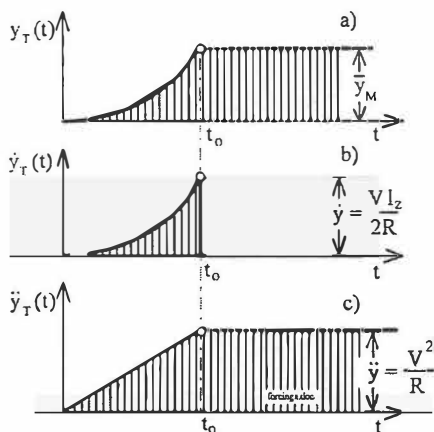
Wzór (16) nadal pozostaje w mocy. Jego ogólna postać wyraża się następująco:

$$\frac{d\alpha_{zewn}}{dt} = \frac{1}{s} \frac{d\zeta_{zewn}}{dt}; \quad (19)$$

W zrozumieniu według powyższego wzoru, punkt styku koła z bieżnią na szynie zewnętrznej łuku porusza się ku górze przed punktem szyny wewnętrznej.

7. Ilustracja graficzna.

Przy bezuderzeniowym wejściu pojazdu w łuk, poprzeczne torowe wymuszenia kinematyczne możemy przedstawić następująco:



Rys. 4. Charakter wymuszenia kinematycznego w obrębie krzywej przejściowej: a) – przemieszczenie; b) – prędkość; c) – przyspieszenie.

Dla wartości $0 < t < t_0$ obowiązują zależności:

$$y_T(t) = C \frac{t^3}{6}; \quad \dot{y}_T(t) = C \frac{t^2}{2}; \quad \ddot{y}_T(t) = C \cdot t; \quad (20)$$

przy czym przyjęto następujące oznaczenia:

$$\begin{aligned} C &= \frac{V^2}{R \cdot t_0}; & t_0 &= t_{A-B} = \frac{l_z}{V}; \\ K &= a_p \frac{M_x}{K} = \bar{y}_M; & a_p &= \frac{V^2}{R}; \end{aligned} \quad (21)$$

Wzory (20) i (21) są tożsame z wzorami zestawionymi w tabeli 1, kolumna (2) – środkowa; Jako początek odmierzania czasu t przyjmujemy czas przejścia punktu „pkp” – rysunek 1.2. Czas t_0 został opisany wzorem (21); odpowiada on przejściu punktu „kkp”.

W analizie przechyłki zastępczej realizowanej przez krzywą przejściową, należy posługiwać się charakterystyką według powyższego rysunku c.

Symulowane przyspieszenia poprzeczne krzywej przejściowej, w polu grawitacyjnym odwzorowuje się przez boczną przechyłkę toru: „przyspieszenie $\Leftrightarrow$ przechyłka”. Podstawowym zapisem kinematycznym tego odwzorowania jest wzór (14).

Charakterystyka graficzna rampy przechyłkowej została pokazana na rysunku 1.2. Boczne pochylenia rampy przechyłkowej nie muszą być symulowane; zachodzi tu bowiem relacja prosta: „przechyłka $\Leftrightarrow$ przechyłka”. Zapis tego odwzorowania jest podany w postaci kinematycznej (17).

Odwzorowanie wypadkowe jest opisane wzorem (18) i (23) według oznaczenia (22). Odpowiednią ilustrację graficzną stanowi rysunek 5.

Niedomiar przechyłki występuje, gdy: $\zeta_k > \zeta_r$;

nadmiar zaś, gdy: $\zeta_k < \zeta_r$;

Indeksy oznaczają: k – krzywa przejściowa; r – rampa przechyłkowa.

Ogólnie, na podstawie (19), dla odwzorowania wypadkowego możemy napisać:

$$\dot{\alpha} \cdot s = \dot{\zeta}; \quad (22)$$

gdzie oznaczono: $\dot{\zeta} = \dot{\zeta}_{zewn} - \dot{\zeta}_{wewn}$;

Traktujemy przy tym prędkość pojazdu w obrębie krzywej przejściowej jako stałą. Po wyjściu z krzywej przejściowej,

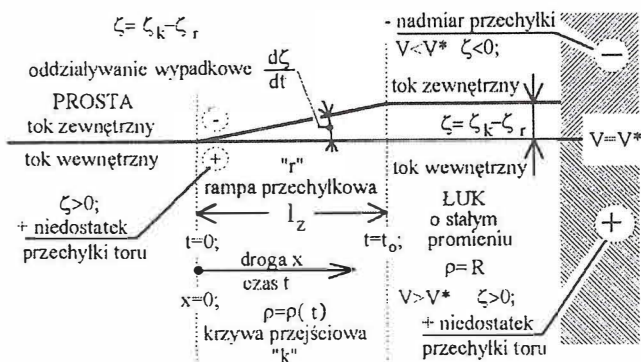
w łuku o stałym promieniu, mamy $\dot{\zeta}_k = 0$; oraz $\dot{\zeta}_r = 0$;

Począwszy od chwili $t = t_0 = t_{kkp} = \frac{l_z}{V}$; $\dot{\alpha} = 0$;

Dla $t > t_{kkp}$ stała przechyłka symulacyjna odwzorowuje wyłącznie nadmiar lub niedostatek przechyłki w łuku o stałym promieniu.

W praktyce pomiarowej, weryfikacyjnej i identyfikacyjnej, mamy do czynienia z rampą zaprojektowaną lub istniejącą. Na mocy wzoru (18), przyjmując oznaczenia według (22), możemy więc napisać:

$$\frac{d\zeta}{dt} = \frac{1000 \cdot V^3 \cdot s}{g \cdot l_z \cdot R} - i \cdot V; \quad (23)$$



Rys. 5. Ilustracja stanów przechyłki

Wyrównanie przechyłki występuje gdy $\zeta = \frac{d\zeta}{dt} = 0$;

Na istniejącej krzywej przejściowej i istniejącym łuku, przechyłka jest więc wyrównana (zrównoważona) tylko przy określonej prędkości $V=V^*$, według (23):

$$\frac{1000 \cdot V^3 \cdot s}{g \cdot l_z \cdot R} = i \cdot V^*; \text{ albo: } V^* = \sqrt{\frac{i[\%] \cdot g \cdot l_z \cdot R}{1000 \cdot s}}; \quad (24)$$

Prędkość V^* będziemy nazywać prędkością przechyłki wyrównanej.

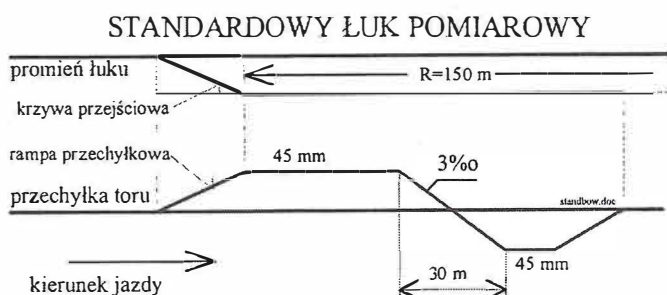
W powyższym wzorze jednostki miar wyrażono według SI: $V^*[\text{m/s}]$, $g=9,81[\text{m/s}^2]$; $l_z[\text{m}]$; $R[\text{m}]$; $s[\text{m}]$.

g – przyspieszenie ziemskie,
 l_z – długość rampy przechyłkowej,
 R – promień łuku,
 s – rozstaw bieżni szyn.

W praktyce projektowania linii kolejowych dla określonych prędkości postępowanie jest odwrotne: dla prędkości $V=V_{\text{max}}$, dobiera się R , l_z , oraz i .

Badanie taboru przed dopuszczeniem do ruchu na torach wymaga przejazdu przez łuk standardowy. W świetle powyższych rozważań, proces przejazdu pojazdu przez łuk, może być odwzorowany na stanowisku badawczym. Porównanie wyników badań na łuku i na stanowisku jest elementem procesu weryfikacji. W kategoriach procesów dynamicznych jest to porównanie odpowiedzi układu dynamicznego na ściśle określone wymuszenie.

Wybór rejestrowanych parametrów (procesów), metodyka rejestracji i porównania stanowią rutynowe zadanie badawcze stosowane.



Rys. 6. Standardowy łuk badawczy [2].

8. Wypadkowa przechyłka symulacyjna na stanowisku badawczym

Ruch pojazdu w standardowym łuku pomiarowym, z punktu widzenia dynamiki poprzecznej, może być dość wiernie odwzorowany na stacjonarnym stanowisku badawczym. Nie zostaną odwzorowane jedynie mikronierówności toru. Weryfikacja stanowiska może być prowadzona jedynie w dziedzinie dynamiki niskoczęstotliwościowej.

W przedstawionym na rysunku 6 standardowym łuku pomiarowym można wyodrębnić 6 stref krzywej:

strefa A – krzywa przejściowa i rampa przechyłkowa równocześnie;

strefa B – stały promień łuku i stała przechyłka toru;

strefa C – stały promień łuku i narastający niedostatek przechyłki toru;

strefa D – stały promień łuku i stały niedostatek przechyłki toru;

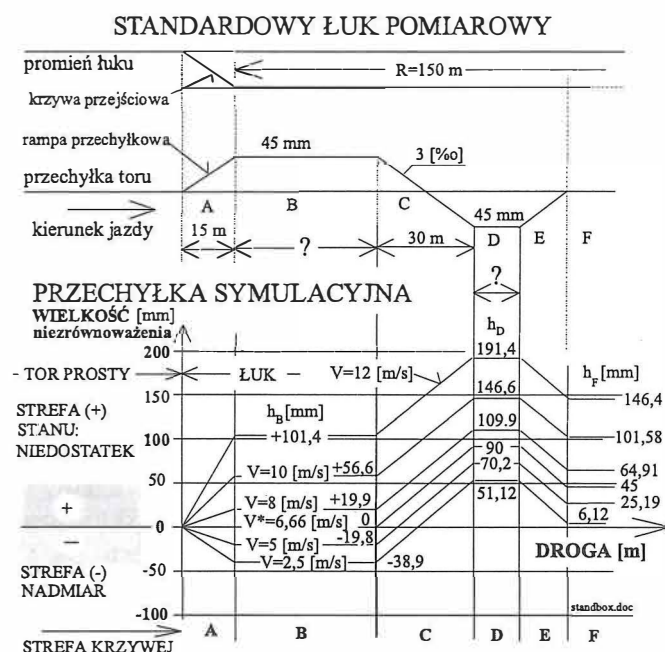
strefa E – stały promień łuku i malejący niedostatek przechyłki toru;

strefa F – stały promień łuku i brak przechyłki toru;

W obrębie łuku standardowego, prędkość pojazdu jest stała.

Zgodnie z wyrażeniem (24), jest taka prędkość V^* , z którą można przebyć strefy A i B bez nadmiaru i bez niedostatku przechyłki; przy tej prędkości w strefie A narastanie przyspieszenia poprzecznego i narastanie przechyłki, równoważą się. W strefie B, stan ten jest już ustalony.

Każda inna prędkość przechodzenia stref A i B wywołuje określony stan niezerównoważenia przechyłki.



Rys. 7. Stany przechyłki symulacyjnej przy różnych, symulowanych prędkościach przechodzenia pojazdu przez łuk pomiarowy.

Rysunek 7. został sporządzony w dziedzinie przechyłka – droga. Podobny rysunek można sporządzić w dziedzinie

przechyłka – czas. Czas przejazdu każdego odcinka otrzymujemy dzieląc długość tego odcinka przez prędkość ruchu pojazdu w łuku pomiarowym.

Podstawą do sporządzenia rysunku 7 są dane zebrane w tabeli 2.

Sporządzenie wykresu przechyłki symulacyjnej w dziedzinie czasu jest zadaniem elementarnym. Pojazd, poddany na stanowisku działaniu przechyłki symulacyjnej w dziedzinie czasu, zachowuje się klasycznie: jako obiekt mechaniczny poddany działaniu impulsu o kształcie według rysunku 7.

Wartości w poszczególnych rubrykach wyliczono przyjmując, zgodnie z rysunkiem 6:

Długość krzywej przejściowej $l_z=15$ [m];

Prędkość pojazdu $V^*=6,64$, wyznaczono na mocy wzoru (24). Prędkość $d\zeta_k/dt$ wyznaczono według (15); prędkość $d\zeta_r/dt$, według (17).

Wartości obliczeniowe stanów przechyłki symulacyjnej przy różnych, symulowanych prędkościach przechodzenia pojazdu przez łuk pomiarowy.

Tabela 2.

V [km/h]	V [m/s]	V ³	t _A =t _E [s]	t _C [s]	d ζ_k /dt [mm/s]	d ζ_r /dt [mm/s]	d ζ_E /dt [mm/s]	h _B [mm]	h _D [mm]	h _F [mm]
9	2,5	15,625	6	12	1,061	7,54	-6,48	-38,9	51,12	6,12
18	5	125	3	6	8,487	15,09	-6,60	-19,8	70,19	25,19
23,9	6,64	293,3	2,257	4,515	20	20	0	0	90	45
28,8	8	512	1,875	3,75	34,76	24,14	19,91	19,91	109,9	64,91
36	10	1000	1,5	3	67,90	30,18	56,58	56,58	146,6	101,6
43,2	12	1728	1,25	2,5	117,3	36,21	101,4	101,4	191,4	146,4

Literatura

- [1] Batko M.: Drogi kolejowe. WKiŁ. Warszawa, 1986.
 [2] Groll W., Walczak Sł., Zbieć A.: Opracowanie szczegółowego wykazu zasad i metod statycznych badań taboru w zakresie bezpieczeństwa ruchu, zgodnie z wymaganiami UIC/ERRI/PPK. Warszawa, grudzień 1997. Opracowanie nie opublikowane wykonane na rzecz projektu badawczego KBN Nr 9 T12C 040 13.

- [3] Madej J.: Metoda weryfikacji funkcjonalnej stanowiska przez symulowane odwzorowanie wejścia pojazdu w łuk. Warszawa, listopad 1998. Opracowanie nie opublikowane wykonane na rzecz projektu badawczego KBN Nr 9 T12C 040 13.