

O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej (4)

Niniejsza praca jest kontynuacją cyklu artykułów ujmujących nowe podejście do określenia skrajni kinematycznej pojazdów szynowych. W pracy przedstawiono próbę określenia współczynnika pochylenia wagonu z wykorzystaniem statystyki na przykładzie wagonów towarowych wyposażonych w układy biegunowe z zawieszeniem typu Y25

CZĘŚĆ IV

ZASTOSOWANIE STATYSTYKI I RACHUNKU PRAWDOPODOBIEŃSTWA DO OBLICZEŃ WSPÓLCZYNNIKA POCHYLENIA WAGONÓW TOWAROWYCH

1. Wprowadzenie

Współczynnik pochylenia s wyrażający stosunek kąta przechylenia pudła wagonu η do kąta nachylenia płaszczyzny toru do poziomu δ (rys. 1) ma istotny wpływ na kształtowanie dopuszczalnego zarysu wagonów z uwagi na zwiężenia zewnętrzne E_a oraz wewnętrzne skrajni kinematycznej E_i . Współczynnik pochylenia charakteryzuje zagadnienia związane z przemieszczeniami wywołanymi zjawiskami dynamicznymi lub inaczej określa podatność danego pojazdu na zjawiska dynamiczne [2]. W związku z tym bardzo ważną sprawą jest ustalenie parametrów konstrukcyjnych, które mają bezpośredni wpływ na jego wartość. Z punktu widzenia konstruktora, producenta oraz użytkownika zwiężenia wagonu powinny być jak najmniejsze aby można było najpełniej wykorzystać przestrzeń ładunkową wagonu. Jest to kolejny parametr, który należy dokładnie przeanalizować, aby było można osiągnąć ten cel bez ryzyka zmniejszenia bezpieczeństwa eksploatacyjnego. Ustalenie jego prawidłowej wartości można uzyskać, już na etapie projektowania wagonu, w oparciu o dotychczasowe doświadczenia jak również wyprowadzone zależności na drodze analitycznej. Pewne zasady doboru współczynnika pochylenia formułują przepisy [10]. Zgodnie z wytycznymi tych przepisów międzynarodowych o charakterze obligatoryjnym dla wszystkich zarządów kolejowych będących członkami UIC współczynnik pochylenia powinien być ustalany tylko w ściśle określonych warunkach obciążania. Przy uwzględnieniu warunków uzgodniono, że współczynnikiem charakterystycznym powinien być współczynnik wagonu obciążonego do granicznej ładowności materiałem jednorodnym, zajmującym całkowitą przestrzeń ładowną wagonu. Przepisy te jednak zastrzegają dalej, że jeśli "w przypadku kilku szczególnych zawiesznień" (nieokreślono jakich) współczynnik pochylenia wagonu towarowego w stanie próżnym wykazałby większą wartość od wyznaczonych w sposób zalecany, to do obliczeń należy przyjąć największy z otrzymanych współczynników pochylenia. Konsekwencje tego zapisu znalazły się również w innych obligato-

ryjnych przepisach o charakterze międzynarodowym [11], gdzie znajduje się zapis następujący: "Współczynnik pochylenia może być obliczony lub pomierzony (patrz załącznik C4 karty UIC 505-5). Zależy on w szczególności od stanu obciążania pojazdu". Dalej w tych przepisach wagony towarowe są zakwalifikowane w ustalaniu współczynnika pochylenia jako pojazdy o zmiennym obciążeniu i w związku z tym współczynnik pochylenia należy wyznaczać w stanie próżnym oraz w stanie załadowanym do nośności granicznej. Zapis ten został podtrzymany w opracowaniu [8]. W dokumencie powołując się na [10], niniejszy zapis zinterpretowano następująco: "W celu sprawdzenia zwiężeń przekroju w górnej strefie wagonu należałoby właściwie sprawdzić wagon w stanie próżnym i wagon w stanie ładownym. Jednak aby uwzględnić najniekorzystniejsze warunki, uzgodniono w karcie UIC 505-5 [8], że jako charakterystyczny (miarodajny) współczynnik pochylenia jest ustalany ten, który dla danego wagonu towarowego występuje przy pełnym wykorzystaniu przestrzeni ładownej i granicy obciążania oraz przy załadowaniu jednolitym ładunkiem. To oznacza, że obliczenia zwiężenia szerokości przekroju próżnego wagonu należy wykonywać ze współczynnikiem pochylenia wyznaczonym w stanie ładownym. Z tego wynika, że zwiężenie przekroju w górnej strefie wystarczy przeliczyć tylko dla wagonu w stanie próżnym". I dalej: "**Wyjątek:** Jeśli współczynnik pochylenia wagonów w stanie próżnym okazałby się większy niż w stanie ładownym wagonu, co może wystąpić w kilku specjalnych typach usprężynowań, to za miarodajny należy uznać współczynnik pochylenia o większej wartości."

Zapis ten jest jednoznaczny i działa w kierunku "nadmiernego zapasu bezpieczeństwa" z dwóch następujących względów:

- w przypadku kiedy współczynnik pochylenia w stanie próżnym jest większy niż w stanie ładownym to ma to istotne znaczenie dla obliczenia skrajni i rzeczywistego bezpieczeństwa wagonu w stanie próżnym, zwłaszcza dla punktów położonych w górnej strefie wagonu ponieważ to one są bardziej zagrożone w rezultacie braku obciążenia ładunkiem.

- w przypadku kiedy współczynnik pochylania w stanie próżnym jest mniejszy niż w stanie ładownym to właśnie ze względu na wyżej położone strefy wagonu jest bardziej logiczne przyjęcie mniejszego ale faktycznego współczynnika pochylania, co może przynieść korzyści w zakresie poszerzenia przestrzeni ładunkowej wagonu.

Poglądy podobne jak w przepisach, choć nieco w zmodyfikowanej formie można też znaleźć w literaturze [1]. Autorzy tej pracy wyszli z założenia, że uwzględnienie prawidłowych wartości współczynnika pochylania oraz bieguna przechylenia powinno nastąpić już na etapie projektowania pojazdu. Wyliczenia wstępne obydwu tych wartości są możliwe pomimo, że pomiary wykazują często odchyłki rzeczywistych wartości od wcześniej wyliczonych. Główną przyczyną takiego stanu rzeczy autorzy upatrują w stosunkowo dużej ilości danych, z których wiele jest tylko zgrubnie oszacowanych, jak również w trudnych do zdefiniowania histerezach tarcia. Uwzględnienie współczynników poprawkowych dla poszczególnych danych nie było możliwe, ale i uproszczenie metod obliczania nie było sensowne. Z tego właśnie względu zbadano możliwość wykorzystania wartości pomiarowych istniejących pojazdów dla nowo konstruowanych. W rezultacie tego powstała metoda porównawcza, która stosuje współczynniki poprawkowe do wartości współczynnika pochylania i bieguna przechylenia. Przybliżona metoda oznaczona jako "metoda VKZ" polega na założeniu, że pudło wagonu o masie m wywiera na ramieniu h na sprężynie zawieszenia określony moment c . Następnie ustala się współczynnik porównawczy (zwany skrótno VHZ-Vergleichskennzahl) wiążący wartości m , h i c . Taką metodą można jednak porównywać pojazdy o podobnej konstrukcji. Przez proste porównanie stosunków poszczególnych wartości za pomocą "reguły trzech" z pomierzonego współczynnika pochylania (pomierzonego bieguna przechylenia) dotychczasowego pojazdu otrzymuje się wartości współczynników pochylania (bieguna przechylenia) dla projektowanego pojazdu. Pomiar współczynnika pochylania i wysokości bieguna przechylenia wykonuje się dla pojazdu w stanie próżnym i ładownym po obydwu stronach pojazdu. Wskutek powyższego otrzymuje się dość dużą ilość pojedynczych wartości, którą można wykorzystać w celu określenia współczynnika pochylania. Dalej autorzy wychodzą z założenia, że ze względu na dotrzymanie warunków bezpieczeństwa konstrukcji pojazdu należy wybrać taką wartość współczynnika pochylania i wysokości bieguna pochylania, która przy obliczaniu wyrazu określającego zweżenia quasistatyczne z, wg [10, 11], daje jego największą wartość. Sprowadza się to zdaniem autorów do uwzględnienia maksymalnej wartości współczynnika pochylania w stanie ładownym oraz do wybrania minimalnej wysokości bieguna przechylenia ze wszystkich pomiarów. Dla określenia współczynnika pochylania w fazie projektowania metoda VKZ jest określana przez autorów jako niezawodna. Przy jej zastosowaniu błąd rzeczywistego współczynnika pochylania wynosi ok. 10 %. Autorzy przyznają jednak, że określenie bieguna przechylenia jest utrudnione ze względu na duży rozrzut poszczególnych wyników. Dalsze ograniczenie metody polega na tym, że można ją stosować dla pojazdów z układami biegowymi lub z małą histerezą tarcia w usprężynowaniu. Program "NINA" zawiera bank danych dotyczących współczynników pochylania oraz biegunów przechylenia wykonanych pojazdów. Tę metodę przygotowuje się dla potrzeb gromadzenia danych. Użytkownik ma

możliwość, aby wprowadzać bezpośrednio wartości współczynników pochylania i biegunów przechylenia, wyznaczać je wg [10] i wybierać je za pomocą metody VKZ z banku danych. Oczywiście użytkownik może rozszerzyć bank danych o następane wartości pomiarowe. Podsumowując podejście autorów do zagadnień skrajni kinematycznej można stwierdzić, że wyszli oni z założenia zapewnienia maksymalnego zapasu bezpieczeństwa pojazdów, które mają być wprowadzone do eksploatacji. Zalecenie kojarzenia najbardziej niekorzystnych, maksymalnych wartości współczynników pochylania z najmniejszymi występującymi wysokościami biegunów przechylenia nie ma nawet w przepisach o znaczeniu obligatoryjnym [8, 10, 11]. Pewne zalecenia dotyczące doboru konkretnej wartości współczynnika pochylania jak również bieguna przechylenia dla wagonów czterosioowych są zawarte w [10], gdzie znajduje się następujący zapis "pomiary przeprowadzone na wagonach towarowych wyposażonych w wózki standardowe pokazują, że wysokość h_c ponad główką szyny zbliża się do wartości 0,5 m i że w najbardziej niekorzystnych przypadkach (środek ciężkości wagonu położony bardzo wysoko) wartość s współczynnika pochylania nie przekracza 0,13". Podobnie na temat wartości bieguna przechylenia wypowiadają się przepisy [8]: "Jeśli nie dysponuje się pewną, sprawdzoną wartością bieguna przechylenia można przyjmować wartość $h_c = 0,5$ m". Z dotychczasowych doświadczeń okazuje się, że zalecenia te są ze względu na uproszczenia wykorzystywane przez projektantów nowoczesnych wagonów, którzy jednak właśnie z tych powodów mogą napotykać trudności, gdyż ustalony w taki sposób zarys jest po prostu uszczuplony.

2. Analityczne określenie współczynnika pochylania

Współczynnik pochylania określony z definicji $s = \frac{\eta}{\delta}$

można obliczyć wyznaczając tzw sztywność usprężynowania na kołysanie (sztywność usprężynowania na wychylenie). Sztywność usprężynowania na kołysanie definiuje się wg następującego wzoru:

$$c = \frac{M}{\eta} \quad (1)$$

Oznaczając przez k_1 sztywność całego usprężynowania w kierunku pionowym i zakładając, że na pudło pojazdu szynowego działają siły boczne określone przez moment M , to wówczas następuje odchylenie pionowej osi pudła o kąt η wokół bieguna przechylenia od normalnej do płaszczyzny wyznaczonej przez główki szyn. Odchylenie to jest związane ze zmianą nacisków na usprężynowanie znajdujące się po lewej oraz prawej części pojazdu (rys. 1). Zmianę nacisku dla prawej części usprężynowania można wyznaczyć z równania momentów dookoła bieguna przechylenia:

$$\left(\frac{Q}{2} + \Delta Q_p \right) \cdot \frac{l_1}{2} - \left(\frac{Q}{2} - \Delta Q_l \right) \cdot \frac{l_1}{2} - M = 0 \quad (2)$$

skąd otrzymuje się:

$$M = (\Delta Q_p + \Delta Q_l) \cdot \frac{l_1}{2} \quad (3)$$

Po dokonaniu następujących podstawień:

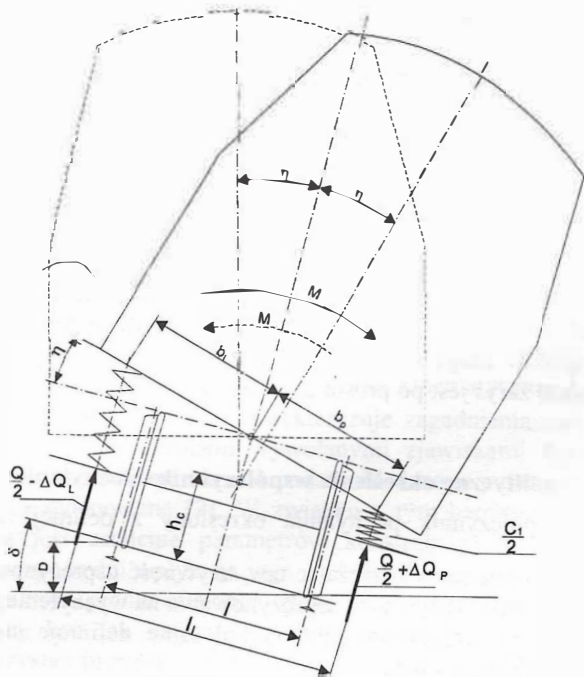
$$\Delta Q_p = \frac{k_1}{2} \cdot b_p \cdot \sin \eta \approx \frac{k_1}{2} \cdot b_p \cdot \eta,$$

$$\Delta Q_l = \frac{k_1}{2} \cdot b_l \cdot \sin \eta \approx \frac{k_1}{2} \cdot b_l \cdot \sin \eta$$

oraz $b_p + b_l = l_1$

równanie momentów przyjmuje następującą postać:

$$M = \frac{k_1}{2} \cdot (b_p + b_l) \cdot \eta \cdot \frac{l_1^2}{2} = \frac{k_1 \cdot l_1^2}{4} \cdot \eta \quad (4)$$



Rys. 1. Pochylenie pudła pojazdu usprężynowanego na łuku pod wpływem nadmiaru lub niedostateczności przechyłki (odpowiednio linia ciągła lub przerywana)

Z powyższego równania można wyznaczyć sztywność usprężynowania na kołysanie pojazdu z jednostopniowym usprężynowaniem c_{1k} w następującej postaci:

$$c_{1k} = \frac{M}{\eta} = \frac{k_1 \cdot l_1^2}{4} \quad (5)$$

W przypadku pojazdu szynowego posiadającego podwójne usprężynowanie kąt odchylenia η osi pionowej pudła od normalnej do płaszczyzny wyznaczonej przez główki szyn, który jest równy sumie kątów η_1 oraz η_2 odchylenia od osi, wynikły odpowiednio z udziału usprężynowania pierwszego stopnia oraz drugiego stopnia, wyraża się następującym równaniem:

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 = \frac{4 \cdot M}{k_1 \cdot l_1^2} + \frac{4 \cdot M}{k_2 \cdot l_2^2} =$$

$$= 4 \cdot M \left(\frac{1}{k_1 \cdot l_1^2} + \frac{1}{k_2 \cdot l_2^2} \right) = 4 \cdot M \cdot \frac{k_1 \cdot l_1^2 + k_2 \cdot l_2^2}{k_1 \cdot l_1^2 \cdot k_2 \cdot l_2^2} \quad (6)$$

gdzie:

k_2 – sztywność usprężynowania drugiego stopnia,
 l_2 – odległość pomiędzy sprężynami lewej oraz prawej strony usprężynowania drugiego stopnia.

Wobec powyższego sztywność na kołysanie pojazdu z dwustopniowym usprężynowaniem c_{2k} przyjmuje następującą postać:

$$c_{2k} = \frac{M}{\eta} = \frac{1}{4} \cdot \frac{k_1 \cdot l_1^2 \cdot k_2 \cdot l_2^2}{k_1 \cdot l_1^2 + k_2 \cdot l_2^2} \quad (7)$$

W analogiczny sposób można wyznaczyć sztywność na kołysanie dla pojazdu z usprężynowaniem wielostopniowym, gdzie ogólnie można napisać:

$$\eta = \sum_{i=1}^n \eta_i = \frac{4 \cdot M}{k_1 \cdot l_1^2} + \frac{4M}{k_2 \cdot l_2^2} + \dots + \frac{4M}{k_n \cdot l_n^2} =$$

$$= 4 \cdot M \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i \cdot l_i^2} \quad (8)$$

W związku z powyższym sztywność na kołysanie pojazdu z wielostopniowym usprężynowaniem przedstawia się następująco:

$$c_{nk} = \frac{M}{\eta} =$$

$$= \frac{1}{4 \left(k_1 \cdot l_1^2 + k_2 \cdot l_2^2 + \dots + k_n \cdot l_n^2 \right) + \left(k_1 \cdot l_1^2 + k_2 \cdot l_2^2 + \dots + k_n \cdot l_n^2 \right) + \left(k_1 \cdot l_1^2 + k_2 \cdot l_2^2 + \dots + k_{n-1} \cdot l_{n-1}^2 \right)} \cdot k_1 \cdot l_1^2 \cdot k_2 \cdot l_2^2 \cdot \dots \cdot k_n \quad (9)$$

Znając wartości sztywności usprężynowania na kołysanie można wyznaczyć kąt odchylenia osi pudła od normalnej do płaszczyzny toru w zależności od wielkości momentu względem osi obrotu od sił działających na pudło.

Na pudło pojazdu szynowego jadącego z prędkością v po łuku toru R z przechyłką D działa następująca siła (rys. 2):

$$C_r = \frac{m \cdot v^2}{R} - Q_r'' \cdot \frac{D}{l} \quad (10)$$

gdzie:

m – masa pudła pojazdu,
 l – rozstaw kół tocznych zestawu kołowego,
 D – przechyłka toru na łuku, zgodnie z [17],

$Q_r'' = m \cdot g$ – ciężar części usprężynowanej pojazdu,
 g – przyspieszenie ziemskie.

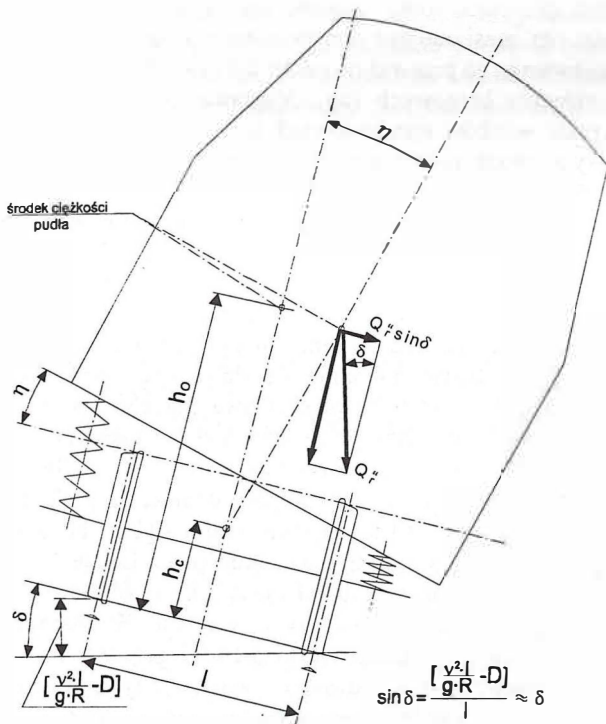
Po przekształceniach równanie to można sprowadzić do następującej postaci:

$$C_r = \frac{Q_r''}{l} \cdot \left(\frac{v^2 \cdot l}{g \cdot R} - D \right) \quad (11)$$

Z powyższego wynika, że w zależności od znaku wyrażenia $\left(\frac{v^2 \cdot l}{g \cdot R} - D \right)$, czyli nadmiaru lub niedostateczności przechyłki siła działająca na pojazd działa w kierunku odśrodkowym lub w kierunku dośrodkowym.

W wyniku odchylenia o kąt η na pudło pojazdu działa "moment zwrotny" usprężynowania o wartości:

$$M = c_k \cdot \eta = Q_r'' \cdot \sin \delta \cdot (h_0 - h_C) + Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \cdot \sin \delta \cdot \cos \delta \quad (12)$$



Rys. 2. Rozkład sił działających na pudło pojazdu szynowego znajdującego się w łuku toru

Przy wykorzystaniu następujących zależności obowiązujących dla małych kątów $\cos \eta \approx 1$ oraz $\sin \eta \approx \eta$ i podsta-

wiając wyrażenie $\sin \delta = \frac{1}{l} \cdot \left(\frac{v^2 \cdot l}{g \cdot R} - D \right)$ otrzymuje się następujące wyrażenie:

$$\eta = \frac{\frac{Q_r''}{l} \cdot \left(\frac{v^2 \cdot l}{g \cdot R} - D \right) \cdot (h_0 - h_C)}{c_{k1} - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)} \quad (13)$$

W szczególnym przypadku gdy $v = 0$, co ma miejsce przy zatrzymaniu pojazdu szynowego w łuku z przechyłką D , otrzymuje się następującą zależność:

$$\eta = \frac{Q_r'' \cdot \frac{D}{l} \cdot (h_0 - h_C)}{c_{k1} - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)} \quad (14)$$

Przy wykorzystaniu wyprowadzonych zależności we wzorze do wyznaczania współczynnika pochylenia otrzymuje się:

$$s = \frac{\eta}{\delta} = \frac{\frac{Q_r''}{l} \cdot \left(\frac{v^2 \cdot l}{g \cdot R} - D \right) \cdot (h_0 - h_C)}{c_{k1} - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)} \cdot \frac{1}{\frac{1}{l} \cdot \left(\frac{v^2 \cdot l}{g \cdot R} - D \right)} = \frac{Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)}{c_{k1} - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)} \quad (15)$$

Współczynnik pochylenia jest zależny od wielkości charakteryzujących konstrukcję pojazdu szynowego, natomiast jest niezależny od kąta odpowiadającego nadmiarowi lub niedostateczności przechyłki. Fakt ten potwierdziły doświadczenia przeprowadzone w podkomisjach UIC. W przepisach [10] można znaleźć zależność (15) w nieco zmodyfikowanej formie a mianowicie:

$$s = \frac{1}{\frac{c_{k1}}{Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)} - 1} = \frac{1}{\frac{\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2}{Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)} - 1} \quad (16)$$

Przy tak sformułowanym wzorze oraz dotychczasowych analizach teoretycznych oraz wynikach badań stwierdzono, że dla większości wagonów towarowych współczynnik pochylenia $s \leq 0,2$. Wówczas otrzymuje się zależność:

$$k_1 \geq \frac{4,8 \cdot Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)}{l_1^2} \cdot \Delta Q_r'' \quad (17)$$

3. Współczynnik pochylenia w ujęciu statystycznym

Analizując wyprowadzoną zależność (15) określającą współczynnik pochylenia można stwierdzić, że jego wyliczenie opiera się o przyjęte wartości nominalne. W rzeczywistości wielkości te mają odchylenia od wartości średnich i mogą przyjmować różne wartości. Jak się okazuje, odchylenia od wartości średniej (tolerancje poszczególnych wielkości) wynikają z przepisów kolejowych.

Ujmując zależność (15) jako funkcję wielu zmiennych i dokonując operacji różniczkowania można zapisać następującą zależność:

$$\Delta s = \frac{\partial s}{\partial Q_r''} \cdot \Delta Q_r'' + \frac{\partial s}{\partial h_0} \cdot \Delta h_0 + \frac{\partial s}{\partial h_C} \cdot \Delta h_C + \frac{\partial s}{\partial k_1} \cdot \Delta k_1 + \frac{\partial s}{\partial l_1} \cdot \Delta l_1 \quad (18)$$

Po wykonaniu operacji różniczkowania poszczególnych wyrazów zależności (18) otrzymuje się następujące zależności:

$$\frac{\partial s}{\partial Q} \cdot \Delta Q_1 = \frac{(h_0 - h_C) \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right) + Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)^2}{\left(\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right)^2} \cdot \Delta Q_r'' \quad (19)$$

$$\frac{\partial s}{\partial h_0} \cdot \Delta h_0 = \frac{Q_r'' \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right) + Q_r''^2 \cdot (h_0 - h_C)}{\left(\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right)^2} \cdot \Delta h_0 \quad (20)$$

$$\frac{\partial s}{\partial h_C} \cdot \Delta h_C = \frac{-Q_r'' \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right) - Q_r''^2 \cdot (h_0 - h_C)}{\left(\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right)^2} \cdot \Delta h_C \quad (21)$$

$$\frac{\partial s}{\partial k_1} \cdot \Delta k_1 = \frac{-Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \cdot \frac{1}{4} \cdot l_1^2}{\left(\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right)^2} \cdot \Delta k_1 \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial s}{\partial l_1} \cdot \Delta l_1 &= \frac{-\frac{1}{4} \cdot 2 \cdot k_1 \cdot l_1 \cdot Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)}{\left(\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right)^2} \cdot \Delta l_1 = \\ &= \frac{-\frac{1}{2} \cdot k_1 \cdot l_1 \cdot Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)}{\left(\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right)^2} \cdot \Delta l_1 \end{aligned} \quad (23)$$

Wynika stąd, że współczynnik pochylenia s wyznaczony na drodze analitycznej może być obciążony pewnym błędem

wynikającym z rozkładów losowych poszczególnych wartości tzn. $\Delta Q_r''$, Δh_0 , Δh_C , Δk_1 oraz Δl_1 . Odchyłki poszczególnych wartości można wyznaczyć kierując się obowiązującymi przepisami, dotychczasowymi doświadczeniami wynikającymi z praktyki konstrukcyjnej i warsztatowej.

3.1.1. Wyznaczenie odchyłki ciężaru usprężynowanego pojazdu szynowego $\Delta Q_r''$ na przykładzie wagonu towarowego

Ustalenie dopuszczalnej odchyłki siły ciężkości działającej na pudło $\Delta Q_r''$ nie jest podane wprost w jakichkolwiek przepisach. Odchyłkę tę można ustalić pośrednio, jako wynikającą z masy pudła. Według wcześniejszej edycji przepisów [7] jedną z czynności odbiorczych, która zobowiązywała producenta wagonu i kontrolę jakości do jej wykonania było ważenie kompletnego wagonu. Przepisy postawiły jednak kryterium polegające na tym, że wagon powinien być zważony z dokładnością do 5 % a jego masa zaokrąglona w dół do najbliższej pięćdziesiątki lub setki i oznaczona na wagonie w miejscu podanym na rysunku konstrukcyjnym. Warto zaznaczyć, że wymóg ten nie został powtórzony ani też uściślony w nowej edycji dokumentu [7], tzn. w [18]. Prawdopodobnie twórcy aktualnych przepisów wyszli z założenia, że wymaganie dotyczące masy wagonu jest wymaganiem dodatkowym, tzn. musi ono być przedmiotem uzgodnień podanych w zamówieniu, co przewiduje punkt 2.8 [18]. Z kolei producenci układów biegowych (np.: Vagonka Poprad przewidują, że masa wózków standardowych lub zbliżonych do standardowych może różnić się od podanej wartości nominalnej aż $\pm 5\%$.

Kryterium masy układów biegowych wagonów towarowych typu Y25 nie jest sformułowane w aktualnie obowiązujących przepisach krajowych [19]. Ważenie wagonów jest jednym z elementów badań kompleksowych wagonu jako całości zlecanych placówkom i instytutom badawczym. W ramach tych badań dokonuje się statycznych prób wytrzymałościowych, badań bezpieczeństwa przeciw wykołaceniu itp. Kryterium stawiane przez słowackich i czeskich producentów wagonów i uzgodnionych z odbiorcami – użytkownikami, dotyczących masy wynosi $\pm 2\%$. W materiale ofertowym przedstawiającym szeroką gamę konstrukcji wagonów towarowych użytkowanych przez koleje niemieckie DB operuje się przeciętną masą własną (durchschnittliches Eigengewicht) danego typu wagonu. W materiałach reklamowych firmy Linke-Hofman-Busch przedstawiających wagon towarowy z rozsuwanymi ścianami typu Habins 12 poprzedza się wartość masy własnej słowem "około" [16]. Śledząc tendencje rynkowe producent wagonu musi spełnić warunek masowy inaczej sformułowany. Producent nie może przekroczyć zadanej masy. Wydaje się, że przyjęcie nawet odchyłki -2% dla masy nominalnej wynoszącej 20000 kg nie jest wartością przesadzoną.

Zawężenie tolerancji masy można osiągnąć dwoma zabiegami konstrukcyjnymi:

- zastosowaniem materiałów wyjściowych z hut o coraz mniejszym rozrzucie tolerancji wymiarowych zarówno dla układu biegowego jak i dla pudła,

- poszukiwaniem nowoczesnych rozwiązań w zakresie standardowych elementów jakimi są zestawy kołowe, sprężyny nośne, odlewy maźnicy, korpusy ślizgów, zde-rzaki itp., które wykazując mniejszą masę własną mogą dalej pełnić swoją funkcję, a ich wytrzymałość statyczna oraz zmęczeniowa jest zagwarantowana.

Jeśli założyć, że masa wagonu czterosiowego na wózkach typu "Y25Lsd1" nie może przekraczać np 20000 ± 2 % kg, a odchyłka masy usprężynowanej części układu biegowego nie może przekroczyć ±5 %, wówczas można określić dopuszczalne tolerancje masowe pudła z uwzględnieniem masy usprężynowanej układów biegowych. Masa usprężynowana pudła m_p wynosi więc:

$$m_p = m_C - 2 \cdot m_{CW} \quad (24)$$

gdzie:

m_C – masa całkowita wagonu,

m_{CW} – masa całkowita wózka.

Po wstawieniu wartości liczbowych do wzoru (24) tzn. $m_C = 20000 \text{ kg}$ oraz $m_{CW} = 4776 \text{ kg}$ (ustalona na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej), otrzymuje się wartość masy pudła $m_p = 10448 \text{ kg}$. W niektórych materiałach opisowych mających cechy reklamowe można spotkać nieco mniejszą masę nominalną wózka typu "Y25Lsd1" wynoszącą 4700 kg. Różnice nominalnych mas układów biegowych nie mają jednak istotnego znaczenia z punktu widzenia następnych obliczeń. Z zależności (24) można ustalić tolerancje masy pudła pojazdu podstawiając założone tolerancje mas składowych:

$$\begin{aligned} m_p &= 20000_{-400}^{+400} - 4776_{-238,8}^{+238,8} - 4776_{-238,8}^{+238,8} = \\ &= 10448_{-877,6}^{+877,6} \text{ kg} \end{aligned} \quad (25)$$

Gdyby założyć, że odchyłki poszczególnych mas rozkładają się zgodnie z rozkładem normalnym można wyliczyć tolerancje masowe pudła korzystając ze zmodyfikowanej zależności wg [4] dotyczącej wymiarów geometrycznych:

$$\begin{aligned} m_p &= 10448 \pm \frac{1}{2} \sqrt{800^2 - 477,6^2 - 477,6^2} = \\ &= 10448 \pm \frac{1}{2} \cdot 428,71 = 10448 \pm 214,35 \text{ kg} \end{aligned} \quad (26)$$

W tym przypadku dopuszczalna odchyłka masy pudła wynosi 2,05 %, natomiast w pierwszym przypadku wynosi aż 8,39 %. Gdyby więc założyć, że współczynnik pochylenia będzie badany w stanie próżnym wagonu to na ewentualny błąd masy usprężynowanej wagonu wpływałyby następujące składniki: Δm_p jako odchyłka masy pudła wagonu oraz Δm_W jako odchyłka masy usprężynowanej wózka. W przypadku masy usprężynowanej wózka można przyjąć tę samą tolerancję masy jak dla całkowitej masy układu biegowego, tzn. ±5 %. W takim przypadku masa usprężynowana wózka wynosi $m_W = m_{CW} - 2 \cdot m_{ZK}$ (odejmując masę dwóch omażnicowanych zestawów kołowych).

Po wstawieniu wartości liczbowych można przyjąć, że $m_W = 4776 - 2 \cdot 1412,75 = 1950,5 \text{ kg}$.

Jeśli przyjąć zaproponowane tolerancje ±5 % to wówczas $m_W = 1950,5_{-97,525}^{+97,525} \text{ kg}$. Wówczas dochodzi się do sumarycznej masy usprężynowanej wagonu wraz z odchyłkami w stanie próżnym wynoszącej:

$$\begin{aligned} m &= m_p + 2 \cdot m_W = 10448_{-877,6}^{+877,6} + 1950,5_{-97,525}^{+97,525} + \\ &+ 1950,5_{-97,525}^{+97,525} = 14349_{-1072,65}^{+1072,65} \text{ kg} \end{aligned} \quad (27)$$

z czego wynika, że $\Delta m = \pm 1072,65 \text{ kg}$ a

$$\Delta Q_r'' = \Delta m \cdot g = \pm 10522,69 \text{ N}.$$

Gdyby przyjąć, że wszystkie odchyłki mas podlegają rozkładowi normalnemu wówczas można by przyjąć masę usprężynowaną wagonu wraz z odchyłkami w stanie próżnym wynoszącą wg [4]:

$$\begin{aligned} m &= m_p + 2 \cdot m_W = \\ &= 10448 + 1950,5 + 1950,5 \pm \frac{1}{2} \cdot \sqrt{428,7^2 + 195,05^2 + 195,05^2} = \\ &= 14349 \pm 254,88 \text{ kg} \end{aligned} \quad (28)$$

Przy czym jako miarodajną odchyłkę dla pudła wagonu przyjęto taką, która wynika z rozkładu normalnego, tj.

$10448_{-214,35}^{+214,35} \text{ kg}$, z czego wynika, że $\Delta m = \pm 254,88 \text{ kg}$, a

$$\Delta Q_r'' = \Delta m_p \cdot g = \pm 2304,1728 \text{ N}.$$

Zgodnie z zaleceniami formułowanymi przez przepisy obligatoryjne międzynarodowe współczynnik pochylenia należy wyznaczyć dla wagonu w stanie ładownym. W związku z tym należy ustalić dopuszczalną odchyłkę masy wagonu w stanie ładownym. Granice obciążenia dla wagonów towarowych w zależności od typu wagonu (dwuosiove, czterosiove) i klasy linii kolejowych są wyznaczone w dokumencie obligatoryjnym dla wszystkich kolei członkowskich UIC [12]. Brak jest jednak wytycznych dotyczących masy wagonu brutto, załadowanego do maksymalnej ładowności. Okazuje się, że tolerancja ta jest podana w przepisach międzynarodowych [13], gdzie ich podpunkt 4.2.1.4 brzmi: "Przekroczenie granicy dopuszczalnej masy (masa własna + miarodajna granica obciążenia) nie mogą stanowić powodu do odesłania wagonu z powrotem, jeśli przekroczenie to nie wynosi więcej niż 2 % przypisanej masy własnej wagonu". W związku z tym należy rozpatrzyć dwa przypadki:

- dla wagonów towarowych czterosiowych o masie brutto 80 000 kg (o dopuszczalnej nośności 20 t/osi i masie własnej wynoszącej 20 000 kg) dopuszczalna dchyłka zgodnie z [21] wynosi:

$$m_{BRUTTO} = 0,02 \cdot 20000^{+0,02 \cdot 20000} = 408 \text{ kg}$$

$$\text{albo inaczej } m_{BRUTTO} = 80\,000^{+408} \text{ kg}$$

Stąd wynikają dopuszczalne odchyłki usprężynowanej masy wagonu:

$$m_r'' = m_{BRUTTO} - 4 \cdot m_{ZK} = 80\,000^{+408} - 4 \cdot 1412,75_{-70,6375}^{+70,6375} = 74352_{-282,55}^{+690,55} \text{ kg} \quad (29)$$

Z zależności (29) wynika również ciężar nieusprężynowany wagonu Q_r'' po uwzględnieniu przyspieszenia ziemskiego, tzn.: $Q_r'' = m_r'' \cdot g$ tj. $72939,312_{-2771,8155}^{+6774,2955}$ daN. Korzystając z powyższych zależności można wyznaczyć tolerancję masy ładunku:

$$m_{LAD} = m_{BRUTTO} - m_{TARA} = 80\,000^{+408} - 20\,000_{-400}^{+400} = 60\,000_{-400}^{+808} \text{ kg} \quad (30)$$

- dla wagonów towarowych czterosiowych o masie brutto wynoszącej 90 000 kg (o dopuszczalnej nośności 22,5 t/oś i masie własnej wynoszącej 20 000 kg) dopuszczalna odchyłka zgodnie z [15] wynosi:

$$m_{BRUTTO} = 0,02 \cdot 20\,000^{+0,02 \cdot 20\,000} = 408 \text{ kg}$$

albo inaczej $m_{BRUTTO} = 90\,000^{+408} \text{ kg}$

Stąd wynikają dopuszczalne odchyłki usprężynowanej masy wagonu, czyli:

$$m_r'' = m_{BRUTTO} - 4 \cdot m_{ZK} = 90\,000^{+408} - 4 \cdot 1412,75_{-70,6375}^{+70,6375} = 84352_{-282,55}^{+690,55} \text{ kg} \quad (31)$$

Z powyższej zależności (31) wynika również ciężar nieusprężynowany wagonu Q_r'' po uwzględnieniu przyspieszenia ziemskiego tzn.: $Q_r'' = m_r'' \cdot g$ tj. $82749,312_{-2771,8155}^{+6774,2955}$ daN.

Korzystając z powyższych zależności można wyznaczyć tolerancję masy (lub ciężaru), czyli otrzymać:

$$m_{LAD} = m_{BRUTTO} - m_{TARA} = 90\,000^{+408} - 20\,000_{-400}^{+400} = 70\,000_{-400}^{+808} \text{ kg} \quad (32)$$

3.1.2. Wyznaczanie odchyłki środka ciężkości h_o pojazdu szynowego na przykładzie wagonu towarowego

Odchyłkę wysokości środka ciężkości można określić w dwóch następujących po sobie etapach:

- projektowania pojazdu,
- badania prototypu.

Ponieważ precyzyjne określenie środka ciężkości na etapie projektowania pojazdu jest utrudnione można dokonać weryfikacji obliczeń na podstawie badań już zbudowanych pojazdów. Odchyłkę wysokości środka ciężkości można

wyznaczyć w oparciu o metodykę eksperymentalną przedstawioną w pracy [10]. Była ona zaproponowana przez M. Koffmana i zatwierdzona przez Komitet ORE C9 (obecnie ERRI). Jej istota jest przedstawiona na rys. 3. Metodyka pomiaru składa się z następujących etapów:

1. Ważenie kompletnego pojazdu.
2. Ważenie wózków po zdjęciu pudła.
3. Różnica wyników masy kompletnego pojazdu oraz wózków jest masą pudła.
4. Zdjęte pudło pojazdu należy oprzeć na jednym końcu na podporze obrotowej wokół osi poprzecznej a na drugim końcu o dynamometr zawieszony na linie dźwigowej.
5. Należy sprawdzić za pomocą pionu, czy linka dźwigowa wisi ciągle pionowo.
6. Koniec pojazdu zamocowany na linie dźwigowej jest tak długo podnoszony pod kontrolą za pomocą pionu, aż pudło pojazdu będzie znajdowało się w pozycji poziomej (sprawdzanie za pomocą poziomnicy), wtedy działająca siła S_o jest ustalona.
7. Wolny koniec pudła należy stopniowo podnosić, a przez działanie urządzenia dźwigowego jest realizowane każdorazowe pionowe położenie linki dźwigu; przynależne kąty pochylenia pudła pojazdu i linki S są określane dla każdego położenia pochylenia.
8. Jeden z zestawów kołowych wózka należy rozmontować (dla wózków trzyosiowych należy wymontować obydwa zestawy kołowe przednie); sprężyny nośne pozostałego zestawu kołowego należy zablokować i wykasować luzy zestawu kołowego w torze (zestaw kołowy jest zaklinowany w szynach).
9. Wolny koniec wózka należy podwiesić w przekroju poprzecznym skrajnego zestawu kołowego na linie dźwigowej i pomiary dokonywać analogicznie jak podano w etapach 5–7; masa wózka obraca się przy tym swobodnie w łożyskach osiowych wokół osi tylnego zestawu kołowego.

Z rysunku 3 wynika, że:

$$\sum M_O = 0$$

$$2 \cdot a \cdot S \cdot \cos \alpha = G \cdot a_1 \cdot \cos \alpha - G \cdot h \cdot \sin \alpha \quad (33)$$

lub przekształcając:

$$2 \cdot a \cdot S = G \cdot a_1 - G \cdot h \cdot \tan \alpha \quad (34)$$

Jeśli $\alpha = 0$ to wówczas zależność (34) przyjmuje następującą postać:

$$2 \cdot a \cdot S_o = G \cdot a_1 \quad (35)$$

Odległość środka ciężkości od punktu oparcia wynosi:

$$a_1 = 2 \cdot a \cdot \frac{S_o}{G} \quad (36)$$

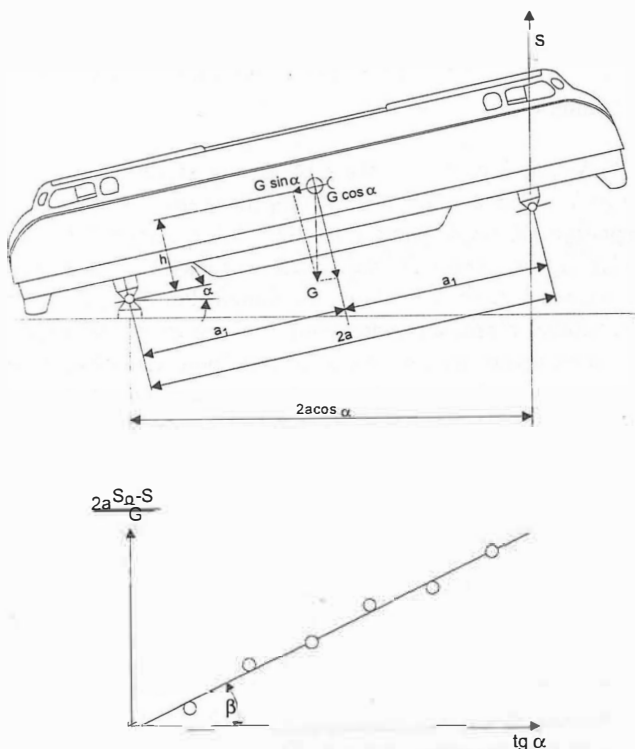
Podstawiając zależność (36) do (34) można wyznaczyć wysokość środka ciężkości:

$$h = h_O = \frac{2 \cdot a}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{S_O - S}{G} \quad (37)$$

Przy czym S_O jest znane z pomiaru przeprowadzonego według etapu 6, natomiast G wyznaczone jest przez pomiar wykonany zgodnie z etapem 3. Pomiar przeprowadzony wg etapu 7 dostarcza wartości $\operatorname{tg} \alpha$ i S . Wyraz $2 \cdot a \cdot \frac{S_O - S}{G}$

można wyznaczyć dla każdej wartości kąta α i nanieść jako rzędną (oś y - rys. 4). Na osi odciętych wyznaczona jest wartość $\operatorname{tg} \alpha$. Przez poszczególne punkty pomiarowe i punkt początku układu współrzędnych przeprowadza się prostą.

Wartość $\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{S_O - S}{G}$ jest współczynnikiem kierunkowym tej prostej. Dla pojazdów o dużym rozstawie czopów jest celowe, aby otrzymać większą wartość różnicy ciężarów przy podnoszeniu, co sprowadza się do tego aby pochyłać pojazd do około 12° .



Rys. 3. Metoda pomiaru wysokości środka ciężkości wg [3]; S - pionowa siła przy pochyleniu pojazdu o kąt α , S_O - pionowa siła przy poziomym ustawieniu pojazdu

Wyznaczając środek ciężkości na drodze analitycznej należy uwzględnić wysokość środka ciężkości usprężynowanej części wózka oraz wysokość środka ciężkości pudła, co przedstawia poniższa zależność:

$$h_O = \frac{h_{OW} \cdot m_W + h_{OP} \cdot m_P}{m_W + m_P} \quad (38)$$

gdzie:

h_{OW} - wysokość środka ciężkości usprężynowanej części wózka,

h_{OP} - wysokość środka ciężkości pudła wagonu,

m_W - masa usprężynowana wózków,

m_P - masa pudła.

Wobec powyższego można oszacować błąd położenia środka ciężkości usprężynowanej części pojazdu, który przyjmuje następującą postać:

$$\Delta h_O = \frac{\partial h_O}{\partial h_{OW}} \cdot \Delta h_{OW} + \frac{\partial h_O}{\partial h_{OP}} \cdot \Delta h_{OP} + \frac{\partial h_O}{\partial m_W} \cdot \Delta m_W + \frac{\partial h_O}{\partial m_P} \cdot \Delta m_P \quad (39)$$

Dla uproszczenia rozważań poszczególne wyrazy można zapisać oddzielnie:

$$\begin{aligned} \frac{\partial h_O}{\partial h_{OW}} \cdot \Delta h_{OW} &= \frac{m_W \cdot (m_W + m_P)}{(m_W + m_P)^2} \cdot \Delta h_{OW} = \\ &= \frac{m_W}{(m_W + m_P)} \cdot \Delta h_{OW} \end{aligned} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial h_O}{\partial h_{OP}} \cdot \Delta h_{OP} &= \frac{m_P \cdot (m_W + m_P)}{(m_W + m_P)^2} \cdot \Delta h_{OP} = \\ &= \frac{m_P}{(m_W + m_P)} \cdot \Delta h_{OP} \end{aligned} \quad (41)$$

$$\frac{\partial h_O}{\partial m_W} \cdot \Delta m_W = \frac{m_P \cdot (h_{OW} - h_{OP})}{(m_W + m_P)^2} \cdot \Delta m_W \quad (42)$$

$$\frac{\partial h_O}{\partial m_P} \cdot \Delta m_P = \frac{m_W \cdot (h_{OP} - h_{OW})}{(m_P + m_W)^2} \cdot \Delta m_P \quad (43)$$

W przypadku pomiaru współczynnika pochylenia w stanie ładownym należy korzystać z wysokości środka ciężkości w stanie ładownym wagonu i zależność (38) przyjmuje postać następującą:

$$h_O = \frac{m_W \cdot h_{OW} + m_P \cdot h_{OP} + m_{LAD} \cdot h_{LAD}}{m_W + m_P + m_{LAD}} \quad (44)$$

Wobec powyższego można oszacować błąd położenia środka ciężkości usprężynowanej części pojazdu jak następuje:

$$\begin{aligned} \Delta h_O &= \frac{\partial h_O}{\partial h_{OW}} \cdot \Delta h_{OW} + \frac{\partial h_O}{\partial m_W} \cdot \Delta m_W + \frac{\partial h_O}{\partial h_P} \cdot \Delta h_P + \\ &+ \frac{\partial h_O}{\partial m_P} \cdot \Delta m_P + \frac{\partial h_O}{\partial h_{LAD}} \cdot \Delta h_{LAD} + \frac{\partial h_O}{\partial m_{LAD}} \cdot \Delta m_{LAD} \end{aligned} \quad (45)$$

Ze względu na złożoność wzoru (45) jego poszczególne wyrazy przedstawiono również oddzielnie:

$$\frac{\partial h_O}{\partial h_{OW}} \cdot \Delta h_{OW} = \frac{m_W \cdot (m_W + m_P + m_{LAD})}{(m_W + m_P + m_{LAD})^2} \cdot \Delta h_{OW} = \frac{m_W}{(m_W + m_P + m_{LAD})} \cdot \Delta h_{OW} \quad (46)$$

$$\frac{\partial h_O}{\partial m_W} \cdot \Delta m_W = \frac{m_P \cdot (h_{OW} - h_{OP}) + m_{LAD} \cdot (h_{OW} - h_{LAD})}{(m_W + m_P + m_{LAD})^2} \cdot \Delta m_W \quad (47)$$

$$\frac{\partial h_O}{\partial h_{OP}} \cdot \Delta h_{OP} = \frac{m_P \cdot (m_W + m_P + m_{LAD})}{(m_W + m_P + m_{LAD})^2} \cdot \Delta h_{OP} = \frac{m_P}{(m_W + m_P + m_{LAD})} \cdot \Delta h_{OP} \quad (48)$$

$$\frac{\partial h_O}{\partial m_P} \cdot \Delta m_P = \frac{m_W \cdot (h_{OP} - h_{OW}) + m_{LAD} \cdot (h_{OP} - h_{LAD})}{(m_W + m_P + m_{LAD})^2} \cdot \Delta m_P \quad (49)$$

$$\frac{\partial h_O}{\partial h_{LAD}} \cdot \Delta h_{LAD} = \frac{m_{LAD} \cdot (m_P + m_W + m_{LAD})}{(m_W + m_P + m_{LAD})^2} \cdot \Delta h_{LAD} = \frac{m_{LAD}}{(m_W + m_P + m_{LAD})} \cdot \Delta h_{LAD} \quad (50)$$

$$\frac{\partial h_O}{\partial m_{LAD}} \cdot \Delta m_{LAD} = \frac{m_W \cdot (h_{LAD} - h_{OW}) + m_P \cdot (h_{LAD} - h_{OP})}{(m_W + m_P + m_{LAD})^2} \cdot \Delta m_{LAD} \quad (51)$$

Analizując zależność (39) oraz (45) można stwierdzić, że jest trudno ściśle określić tolerancję błędu wysokości środka ciężkości, pomimo że jak wynika z dotychczasowej praktyki konstrukcyjnej sam środek ciężkości jest wyznaczony dostatecznie dokładnie, o czym świadczy opracowanie [5]. Dla czterosiowego wagonu towarowego krytego typu 407 Kb wykorzystano np przy obliczeniach wysokości środka ciężkości od główki szyny następującą zależność:

$$h_{OP} = \frac{\sum_{i=1}^{i=7} m_i \cdot h_i}{\sum_{i=1}^{i=7} m_i} \quad (52)$$

- m_1, h_1 – jest to odpowiednio masa i wysokość środka ciężkości ścian bocznych, czołowych, drzwi, urządzeń zewnętrznych i powłok malarskich,
- m_2, h_2 – odpowiednio masa i wysokość środka ciężkości dachu i szalowania,
- m_3, h_3 – odpowiednio masa i wysokość środka ciężkości podwozia i części przyspawanych,
- m_4, h_4 – odpowiednio masa i wysokość środka ciężkości klap przesuwanych,
- m_5, h_5 – odpowiednio masa i wysokość środka ciężkości podłogi,
- m_6, h_6 – odpowiednio masa i wysokość środka ciężkości hamulca,
- m_7, h_7 – odpowiednio masa i wysokość środka sprzęgu automatycznego.

W przypadku wagonów w stanie ładownym uwzględnia się masę ładunku i wzór (52) przyjmuje następującą postać:

$$h_{OP} = \frac{\sum_{i=1}^{i=8} h_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^{i=8} m_i} \quad (53)$$

m_8, h_8 – jest to odpowiednio masa i wysokość środka ciężkości ładunku.

Gdyby dokonać obliczenia błędu tak sformułowanej zależności otrzymano by dość skomplikowany wzór. Dlatego proponuje się wyjść tutaj z założeń, które stanowiłyby niewielkie uproszczenie, ale dające dalszą racjonalną możliwość wyznaczenia pewnego zakresu tolerancji. Pomimo, że wysokość środka ciężkości usprężynowanej części pudła wagonu lub usprężynowanej części wózka jest "pojęciem abstrakcyjnym" i nie jest bezpośrednio mierzalna za pomocą przyrządów geometrycznych, to jest to jednak wymiar, który jak każda wielkość fizyczna powinna posiadać pewne tolerancje. Najbliższą interpretacją byłoby tolerowanie tego wymiaru podobnie jak wymiarów geometrycznych danego wyrobu. Warto zaznaczyć, że istnieją wymiary geometryczne różnych wyrobów, których zmierzenie w praktyce jest bardzo trudne.

W związku z powyższym proponuje się następującą metodykę postępowania na etapie projektowania:

- wyznaczenie nominalnej wysokości środka ciężkości danego wagonu w oparciu o wzór (52) – w stanie próżnym oraz w oparciu o wzór (53) – w stanie ładownym,
- dobranie tolerancji wysokości zgodnie z wytycznymi zawartymi w tabeli 1.

Dobierając tolerancje osiągniętego wymiaru wysokościowego środka ciężkości można wyjść z założenia, że:

- odchyłki jego są zależne od otrzymanej wartości nominalnej wysokości,
- odchyłki jego są zależne od stopnia dokładności wyznaczenia wartości nominalnej.

W związku z tym proponuje się wyznaczenie odchyłek dla wysokości środka ciężkości jak dla wymiarów nietolerowanych mieszanych i pośrednich zgodnie z [15]. Odchyłki w takim przypadku są symetryczne i zależne od klasy dokładności oraz od szeregu tzn. dokładnego, średniodokładnego,

zgrubnego i bardzo zgrubnego. W takim przypadku można wyznaczyć zakres odchyłek przy czym ich wielkość ustala się po wyliczeniu "wymiaru nominalnego" oraz dokładności przyjętych danych do obliczeń na etapie projektowania

Tabela 1

Wartości odchyłek w zależności od otrzymanego wymiaru nominalnego wysokości środka ciężkości oraz klasy dokładności przyjętych danych i przyjętego szeregu

Przedział wymiarów nominalnych w [mm]		Wartości odchyłek [mm]			
powyżej	do	szereg dokładny wg 12 klasy dokładności	szereg średniodokładny wg 14 klasy dokładności	szereg zgrubny wg 16 klasy dokładności	szereg bardzo zgrubny wg 17 klasy dokładności
120*	315*	±0,2	±0,5	±1,2	±2
315	1000	±0,3	±0,8	±2	±3
1000	2000	±0,5	±1,2	±3	±5
2000	3150	±0,8	±2	±5	±8

*) przedział ten wymieniono ze względu na to, że dla niektórych układów biegowych wagonów niskopodłogowych jest możliwe bardzo niskie położenie środka ciężkości how.

Pomiary wysokości środka ciężkości można sprawdzić dla usprężynowanej części układu biegowego h_{OW} , usprężynowanej części pudła h_{OP} jak również usprężynowanej masy pudła wraz z ładunkiem h_{OP+LAD} , co może zweryfikować w przyszłości poprawność przeprowadzonych obliczeń. Pomiar ten jest jednak również obciążony błędem mierzonych wielkości, tzn.: α , S_O , S oraz G .

Różniczkując zależność (37) można ustalić błędy cząstkowe:

$$\Delta h_O = \frac{\partial h_O}{\partial a} \cdot \Delta a + \frac{\partial h_O}{\partial S_O} \cdot \Delta S_O + \frac{\partial h_O}{\partial S} \cdot \Delta S + \frac{\partial h_O}{\partial G} \cdot \Delta G + \frac{\partial h_O}{\partial \alpha} \cdot \Delta \alpha \quad (54)$$

Po wykonaniu operacji wyznaczania pochodnych cząstkowych otrzymuje się następujące zależności:

$$\frac{\partial h_O}{\partial a} \cdot \Delta a = \frac{2}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{S_O - S}{G} \cdot \Delta a \quad (55)$$

$$\frac{\partial h_O}{\partial S_O} \cdot \Delta S_O = \frac{2 \cdot a}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot \Delta S_O \quad (56)$$

$$\frac{\partial h_O}{\partial S} \cdot \Delta S = -\frac{2a}{G \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot \Delta S \quad (57)$$

$$\frac{\partial h_O}{\partial G} \cdot \Delta G = -\frac{2a}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{S_O - S}{G^2} \cdot \Delta G \quad (58)$$

$$\frac{\partial S}{\partial G} \cdot \Delta \alpha = -\frac{2a}{\sin^2 \alpha} \cdot \frac{S_O - S}{G} \cdot \Delta \alpha \quad (59)$$

Biorąc pod uwagę symetryczny rozkład odchyłek poszczególnych wielkości oraz fakt, że ich rozkład jest zgodny z rozkładem normalnym można napisać następującą zależność:

$$\pm \Delta h_O = \pm \left[\left(\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{S_O - S}{G} \right)^2 \cdot T_a^2 + \left(\frac{2a}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{1}{G} \right)^2 \cdot T_{S_O}^2 + \left(\frac{-2a}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{1}{G} \right)^2 \cdot T_S^2 + \left(\frac{-2a}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{S_O - S}{G^2} \right)^2 \cdot T_G^2 + \left(-\frac{2a}{\sin^2 \alpha} \cdot \frac{S_O - S}{G} \right)^2 \cdot T_\alpha^2 \right]^{1/2} \quad (60)$$

Odchyłki poszczególnych wielkości można przyjąć następująco:

$$T_\alpha = 2 \cdot \Delta \alpha = 0,008 \text{ m} \text{ (dla wagonów towarowych dwuosiowych zgodnie z [16] lub też}$$

$$T_a = 2 \cdot \Delta a = 0,006 \text{ m} \text{ (dla wagonów towarowych czterosiowych zgodnie z [16],}$$

$$T_{S_O} = 20 \text{ N} \approx 2 \text{ kG},$$

$$T_S = 20 \text{ N} \approx 2 \text{ kG},$$

$$T_G = 0,1^0 = 0,0017 \text{ rad}.$$

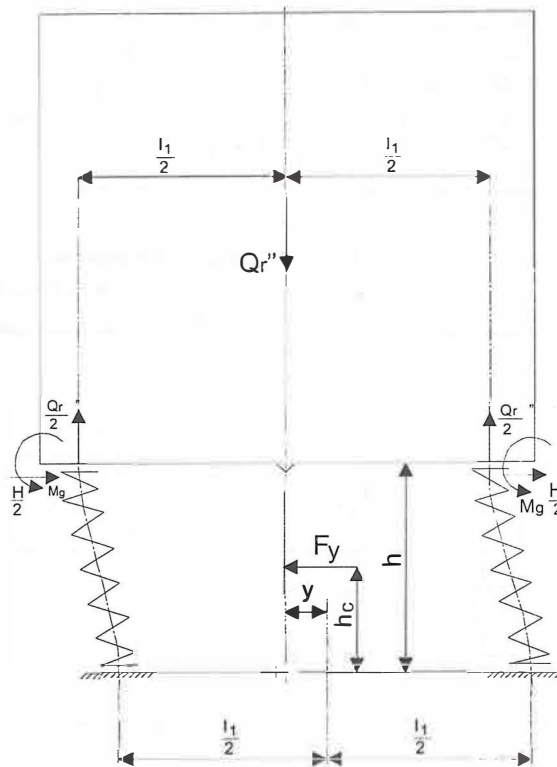
3.1.3. Wyznaczenie odchyłki bieguna przechylenia Δh_C pojazdu szynowego na przykładzie wagonu towarowego

W oparciu o stan dzisiejszej wiedzy i liczne doświadczenia można sformułować pewne wytyczne do przyjmowania bieguna przechylenia na etapie projektowania pojazdu oraz do jego ustalenia na drodze doświadczalnej. Jeśli przyjęc już wcześniej sygnalizowaną wartość $h_C = 0,5$ m, która wydaje się miarodajną dla większości wagonów towarowych na wózkach standardowych, to wówczas należy liczyć się z tym, że wymiarowi temu należy przypisać określone tolerancje, zgodnie z omawianą wcześniej koncepcją skrajni kinematycznej. Proponuje się analogiczny sposób postępowania jak w przypadku przyjmowania tolerancji dla wyznaczonego środka ciężkości, który jest podany w tabeli 1. Wysokość bieguna przechylenia mieści się w granicach przedziału wymiarowego pomiędzy 315 i 1000 mm. W związku z tym można, w zależności od klasy dokładności i szeregu odchyłek, przyjęc cztery następujące warianty:

- wariant 1 – dla szeregu dokładnego oraz 12-tej klasy dokładności $h_C = 0,5^{+0,0003}_{-0,0003}$ m,
- wariant 2 – dla szeregu średniokładnego oraz 14-tej klasy dokładności $h_C = 0,5^{+0,0008}_{-0,0008}$ m,
- wariant 3 – dla szeregu zgrubnego oraz 16-tej klasy dokładności $h_C = 0,5^{+0,0008}_{-0,0008}$ m,
- wariant 4 – dla szeregu zgrubnego oraz 17-tej klasy dokładności $h_C = 0,5^{+0,003}_{-0,003}$ m.

Wyznaczenie odchyłek od wartości nominalnej bieguna przechylenia zostało przeprowadzone w oparciu o empiryczne wyznaczenie współczynnika pochylania zgodnie z zaleceniami [10]. Odmienną koncepcję wyznaczania bieguna przechylenia przedstawiono w [3]. Prowadzi ona do wyprowadzenia stosunkowo prostej formuły, która pozwala na wyznaczenie bieguna przechylenia na drodze analitycznej. W metodzie tej założono, że wysokość bieguna przechylenia jest środkiem obrotu nieusprężynowanego pudła. Z założenia tego wynika, że siła przyłożona do pudła w ten sposób, że jej kierunek przechodzi przez bieżun przechylenia nie może spowodować obrotu pudła, a jedynie liniowe przesunięcie w kierunku działania siły (rys. 4). Rozpatrując równania równowagi pudła i zakładając, że $F_y = 2 \cdot k_y \cdot y$, gdzie k_y jest sztywnością poprzeczną jednej strony usprężynowania wagonu dochodzi się do następującej zależności:

$$h_C = \frac{h}{2} - \frac{Q_r''}{4 \cdot k_y} \quad (61)$$



Rys. 4. Pudło pojazdu szynowego przy obciążeniu siłą poprzeczną F_y w punkcie określającym bieżun przechylenia

Aby można było obliczyć wysokość bieguna przechylenia od główki szyny, należałoby uwzględnić w zależności (61) wysokość oparcia usprężynowania od główki szyny. Wtedy zależność (61) przyjmuje postać następującą:

$$h_C = h_{OP} + \frac{h}{2} - \frac{Q_r''}{4 \cdot k_y} \quad (62)$$

Odchyłka bieguna przechylenia wyznaczonego wg (62) metodą pochodnych cząstkowych przedstawia się następująco:

$$\Delta h_C = \frac{\partial h_C}{\partial h_{OP}} \cdot \Delta h_{OP} + \frac{\partial h_C}{\partial h} \cdot \Delta h + \frac{\partial h_C}{\partial Q_r''} \cdot \Delta Q_r'' + \frac{\partial h_C}{\partial k_y} \cdot \Delta k_y \quad (63)$$

Stąd wynika, że:

$$\Delta h_C = \Delta h_{OP} + \frac{1}{2} \cdot \Delta h - \frac{1}{4 \cdot k_y} \cdot \Delta Q_r'' + \frac{Q_r''}{4 \cdot k_y^2} \cdot \Delta k_y \quad (64)$$

Zakładając, że odchyłki wszystkich wielkości fizycznych nie są symetryczne oraz, że ich rozkład nie jest zgodny z rozkładem normalnym otrzymuje się następującą zależność:

$$\pm \Delta h_C = \pm \sqrt{\Delta h_{OP}^2 + \frac{1}{4} \cdot \Delta h^2 + \left(-\frac{1}{4 \cdot k_y}\right)^2 \cdot \Delta Q_r''^2 + \left(\frac{Q_r''}{4 \cdot k_y^2}\right)^2 \cdot \Delta k_y^2} \quad (65)$$

W przypadku gdy odchyłki poszczególnych wielkości fizycznych nie są symetryczne oraz ich rozkład jest zgodny z rozkładem normalnym otrzymuje się zależność następującą:

$$h_{Cn1}^{n2} = h_{CNOM} + M_N \pm \Delta h_C \quad (66)$$

gdzie:

h_{CNOM} – nominalna wysokość bieguna przechyłania wyznaczona na podstawie zależności (62),

M_N – współrzędna środka zmienności w zależności od odchyłek a_{2i} oraz a_{1i} oznaczających odpowiednio odchyłkę górną oraz odchyłkę dolną i-tego wymiaru składowego określonego wzorem:

$$M_N = \frac{1}{2} \sum_{(i=1)} \left(\frac{\partial N}{\partial A_i} \right) \cdot (a_{2i} + a_{1i}) \quad (67)$$

W takim też przypadku :

$$\Delta h_C = \pm \frac{1}{2} \cdot \sqrt{T_{OP}^2 + \frac{1}{4} \cdot T_h^2 + \left(-\frac{1}{4 \cdot k_y}\right)^2 \cdot T_{Q_r}^2 + \left(\frac{Q_r''}{4 \cdot k_y^2}\right)^2 \cdot T_{k_y}^2} \quad (68)$$

Zależność (66) jest identyczna z zależnością (24), która została podana w [6] i użyta już w opracowaniu koncepcji probabilistycznej skrajni pojazdów szynowych.

Z podanych wzorów (64) oraz (65) można wnioskować, że wyznaczenie odchyłek Δh_{OP} , Δh , $\Delta Q_r''$ oraz odpowiednio tolerancji $T_{h_{op}}$, T_h , T_{Q_r} nie powinno stanowić kłopotu. Natomiast dużo trudniejszą sprawą jest wyznaczenie tolerancji sztywności poprzecznej k , ze względu na jej bardziej złożoną zależność.

3.1.4. Wyznaczenie odchyłki sztywności Δk_1 na przykładzie układów biegowych wagonów towarowych

Sztywność usprężynowania pojazdów szynowych jest tolerowana zgodnie z dokumentami międzynarodowymi o znaczeniu obligatoryjnym dla wszystkich członków UIC [13, 14]. Usprężynowanie pierwszego stopnia wagonów towarowych mogą stanowić resory piórowe trapezowe, resory piórowe paraboliczne oraz sprężyny śrubowe. Tolerancja sztywności k_1 nie jest podana wprost. Z przepisów tych wynika, że

we wszystkich typach usprężynowania tolerowana jest podatność (miękkosć) będąca odwrotnością sztywności:

$$c_{POD} = \frac{1}{k_1}$$

Tak więc:

- w przypadku resorów trapezowych oraz resorów parabolicznych zastrzega się, jeśli dokumentacja konstrukcyjna inaczej nie określa, że można przyjąć tolerancję podatności wynoszącą $\pm 8\%$ dla resorów trapezowych i 7% dla resorów parabolicznych [13],
- w przypadku sprężyn śrubowych zastrzega się, że jeśli dokumentacja konstrukcyjna nie precyzuje tolerancji podatności, należy przestrzegać tolerancji podanych poniżej:

- *pierwszy przypadek* – jeśli tolerancja wysokości, którą powinna osiągać sprężyna pod obciążeniem P, nie jest sprecyzowana na rysunku, to wówczas stosunek

$$\frac{L_{0,1P} - L_P}{0,9 \cdot P}$$

który definiuje podatność sprężyny na jednostkę obciążenia, w którym $L_{0,1P}$ i L_P są wysokościami mierzonymi odpowiednio pod tymi obciążeniami, musi mieścić się w zakresie $\pm 8\%$ w stosunku do podatności teoretycznej przypisanej dla tego obciążenia,

- *drugi przypadek* – jeśli tolerancja wysokości, którą powinna osiągać sprężyna pod obciążeniem P jest podana na rysunku to wówczas stosunek

$$2 \cdot \frac{L_{0,9P} - L_{1,4P}}{P}$$

definiujący podatność sprężyny na jednostkę obciążenia, w których wysokości $L_{0,9P}$ i $L_{1,4P}$ są wysokościami zmierzonymi odpowiednio pod tymi obciążeniami, musi mieścić się w zakresie $\pm 5\%$ w stosunku do podatności teoretycznej przypisanej dla obciążenia P.

Zależność (15) można zapisać w postaci:

$$s = \frac{Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)}{\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{c_1} \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)} \quad (69)$$

Wówczas odchyłka związana ze sztywnością usprężynowania

$k_1 = \frac{1}{c_1}$ określona zależnością (22) przyjmuje następującą postać:

$$\frac{\partial s}{\partial k_1} \cdot \Delta k_1 = \frac{\partial s}{\partial c_1} \cdot \Delta c_1 = \frac{Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \cdot \frac{1}{4} \cdot l_1^2 \cdot \frac{1}{c_1^2}}{\left(\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{c_1} \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)\right)^2} \cdot \Delta c_1 \quad (70)$$

Rozpatrując dalej tolerancję sztywności usprężynowania można stwierdzić, że wynika ona z odchyłek wykonawczych wymiarów geometrycznych oraz wszystkich innych wielkości, które mają wpływ na jej wartość (moduł sprężystości poprzecznej, liczba zwojów czynnych).

3.1.5. Wyznaczanie odchyłki odległości pomiędzy obydwostronami usprężynowania Δl_1 na przykładzie układów biegowych wagonów towarowych

Odchyłkę tę można ustalić na podstawie przepisów międzynarodowych oraz przepisów krajowych [19]. Wynika ona ze sposobu tolerowania ramy wózka wraz z częściami przyspawanymi

(rys. 5). Z rysunku wynika, że wymiar l_1 można określić z następującej zależności:

$$l_1 = f + \frac{1}{2} \cdot h + \frac{1}{2} \cdot h \quad (71)$$

Po wstawieniu dla wózka typu Y25 $f = 1857_{-0,5}^{+0,5}$ oraz $h = 143_{-0,7}^{+0,7}$ do zależności (71) otrzymuje się:

$$l_1 = 1857_{-0,5}^{+0,5} + 71,5_{-0,35}^{+0,35} + 71,5_{-0,35}^{+0,35} = 2000_{-1,2}^{+1,2} \quad (72)$$

Przyjmując, że rozkład odchyłek jest zgodny z rozkładem normalnym można zapisać zależność następującą:

$$\pm \Delta l_1 = \pm \frac{1}{2} \cdot \sqrt{1^2 + 0,7^2 + 0,7^2} \approx \pm 0,7035 \quad (73)$$

Analogiczny rachunek dla wielkości l_1 można zastosować uwzględniając wymiary oparcia sprężyn na maźnicach zestawu kołowego. Korzystając z rys. 6, który został wykonany w oparciu o dokumentację konstrukcyjną, można zapisać następującą zależność:

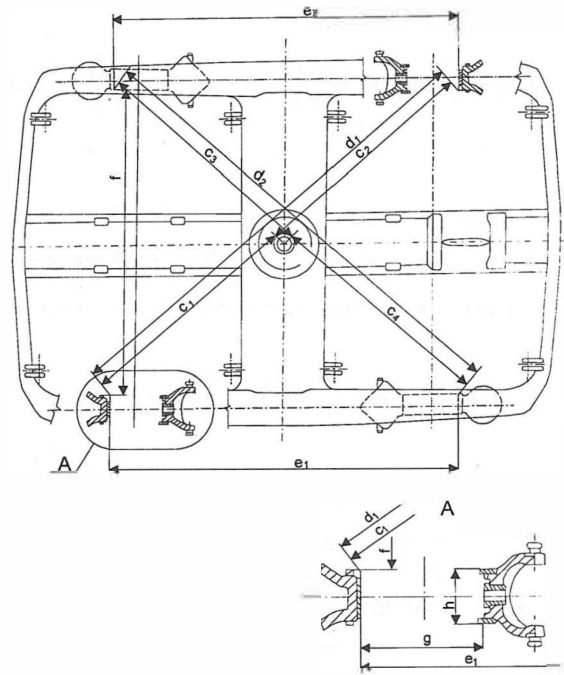
$$l_1 = 1798_{-0,5}^{+0,5} + 21_{-0,1}^{+0,1} + 21_{-0,1}^{+0,1} + 80_{-0,15}^{+0} + 80_{-0,15}^{+0} = 2000_{-1}^{+0,7} \quad (74)$$

Zakładając, że odchyłki wymiarów składowych posiadają rozkład zgodny z rozkładem normalnym oraz wykorzystując wzory (23), (24) oraz (25) wg [18] można zapisać:

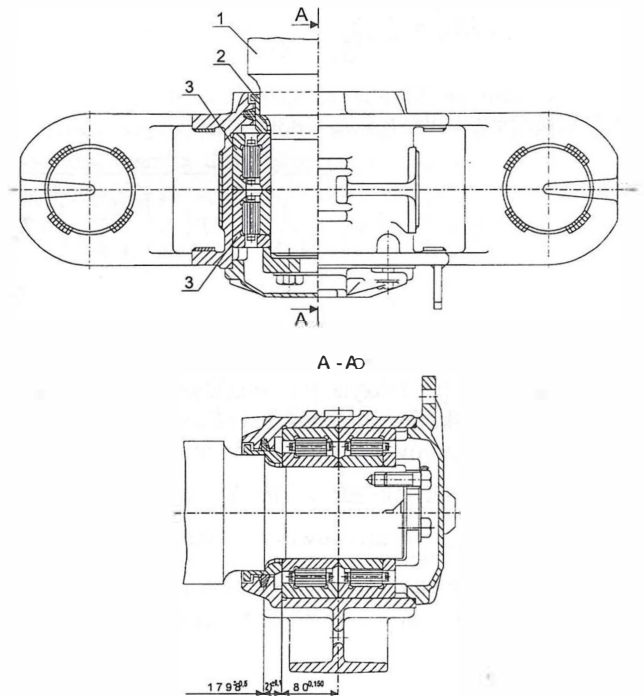
$$l_1 = 2000 + \frac{0-0,150}{2} + \frac{0-0,150}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{1^2 + 0,2^2 + 0,15^2 + 0,15^2} = 1999,85 \pm 0,5208 \text{ mm} \quad (75)$$

albo:

$$l_1 = 2000_{-0,6708}^{+0,3708} \text{ mm} \text{ oraz } \Delta l_1 = \pm 0,3708_{-0,6702} \text{ mm} \quad (76)$$



Rys. 5. Wymiary odbiorcze standardowych ram wózków rodziny Y25



Rys. 6. Wymiary omaźnicowanego zestawu kołowego dla ustalenia tolerancji Δl_1

Porównując odchyłki dopuszczalne dla Δl_1 uzyskane na podstawie wymiarów z ramy oraz z omaźnicowanych zestawów kołowych można przyjąć, że dla potrzeb oszacowania współczynnika pochylania bardziej miarodajną wartością będą wartości uzyskane z wymiarów ramy.

3.2. Przykładowe obliczenie statystycznego współczynnika pochylenia czteroosiowego wagonu towarowego

Obliczenie statystycznego współczynnika pochylenia pojazdu zaczyna się od zestawienia odchyłek wymiarów, mas i sztywności nadwozia i części biegowych. Następnie przystępuje się do oszacowania dokładności określonego współczynnika pochylenia biorąc pod uwagę wcześniej wyprowadzone wzory (19)–(23) oraz (70). Tego rodzaju postępowanie dotyczy wszystkich wagonów towarowych, natomiast jako przykładem do obliczeń posłużono się danymi wagonu – cysterny czteroosiowej typu 432R na wózkach standardowych typu Y25C_{ss}, o oznaczeniu krajowym 25TNb/2, produkowanego seryjnie i powszechnie eksploatowanego.

Do analizy przyjęto następujące dane:

- $h_O = 2,403 \text{ m}$ – wysokość środka ciężkości w stanie ładownym,
- $k_1 = 18406,4 \text{ N/mm} = 1,84064 \cdot 10^7 \text{ N/m}$ – sztywność całkowita usprężynowania wagonu wyliczona dla wózka Y25C_{ss} (25TNb/2) oraz wózków pokrewnych typu Y25Cs, Y25Rs2a, Y25R_{ss} itp. ($k_Z = 406,3 \text{ N/mm}$ – sztywność pojedynczej sprężyny zewnętrznej, natomiast $k_w = 744,10 \text{ N/mm}$ – sztywność pojedynczej sprężyny wewnętrznej),
- c_1 – całkowita podatność usprężynowania

$$c_1 = \frac{1}{k_1} = \frac{1}{1,84064 \cdot 10^7} = 0,54328 \cdot 10^{-7} \text{ m/N},$$
- $k_{YZ} = 269,8 \text{ N/mm} = 2,698 \cdot 10^5 \text{ N/m}$ – sztywność poprzeczna sprężyny zewnętrznej w stanie ładownym,
- $k_{YW} = 375,1 \text{ N/mm} = 3,751 \cdot 10^5 \text{ N/m}$,
- $k_Y = 5,1592 \cdot 10^6 \text{ N/m}$ – sztywność poprzeczna usprężynowania jednej strony wagonu ładownego,
- $l_1 = 2,0 \text{ m}$ – odległość pomiędzy osiami sprężyn,
- $Q_{cp}'' = 240000 \text{ N}$ – ciężar nominalny wagonu próżnego,
- $Q_{LAD} = 544800 \text{ N}$ – ciężar ładunku.

Do analizy przyjęto następujące tolerancje:

- $\Delta h_O = \pm 0,008 \text{ m}$ – przyjęto na podstawie tabeli 1 dla odchyłek 17 klasy dokładności szeregu zgrubnego,
- $\Delta h_C = \pm 0,003 \text{ m}$ – przyjęto na podstawie tabeli 1 dla odchyłek 17 klasy dokładności szeregu zgrubnego,
- $\Delta c_1 = \pm 0,08 \cdot c_{NOM} = \pm 0,0434552 \cdot 10^{-7} \text{ m/N}$,
- $\Delta l_1 = \pm 0,0012 \text{ m}$.

Odchyłkę ciężaru nieusprężynowanego wyznaczono z następującej zależności:

$$\begin{aligned} \Delta Q_r'' &= 784800^{+0,02(240000+0,02 \cdot 240000)} - 55437_{-2771,85}^{+2771,85} = \\ &= 729363_{-2771,85}^{+7667,85} \text{ N} \end{aligned} \quad (77)$$

gdzie: $4m_{ZK} \cdot g = 5651 \cdot 9,81 = 55436,31 \text{ N} \approx 55437 \text{ N}$.

Wysokość bieguna przechylenia można wyznaczyć w oparciu o zależność (62), przyjmując:

- wielkość $\frac{h}{2} = 101 \text{ mm} = 0,101 \text{ m}$ (jest to połowa wysokości sprężyn w stanie ładownym),
- wysokość oparcia sprężyn $0,324 \text{ m}$ (otrzymana jako $0,460 - 0,134 - 0,002 = 0,324$); przy czym $0,460 \text{ m}$ jest połową średnicy zestawu kołowego, a wartość $0,134 \text{ m}$ jest odległością łapy maźnicy od osi zestawu kołowego, natomiast $0,002 \text{ m}$ jest tolerancją wymiaru $0,134 \text{ m}$; obydwa ostatnie wymiary są zgodne z dokumentacją konstrukcyjną standardowych układów biegowych wagonów towarowych oraz z dokumentem międzynarodowym [15].

Przyjmując powyższe dane otrzymuje się:

$$\begin{aligned} h_C &= 0,324 + 0,101 - \frac{729363}{4 \cdot 5,1592 \cdot 10^6} = \\ &= 0,425 - 0,03534 \approx 0,389 \text{ m} \end{aligned} \quad (78)$$

Po przyjęciu wielkości nominalnych oraz odchyłek tych wielkości można wyznaczyć wartości poszczególnych członów równania:

$$\frac{\partial s}{\partial Q_r} \cdot \Delta Q_r'' = \frac{(2,403 - 0,389) \cdot \left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) + 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right]}{\left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right]^2} \cdot 10439,7 = 0,001349023 \quad (79)$$

$$\frac{\partial s}{\partial h_C} \cdot \Delta h_C = \frac{729363 \cdot \left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right] + 729363^2 \cdot (2,403 - 0,389)}{\left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right]^2} \cdot 0,016 = 0,000748748 \quad (80)$$

$$\frac{\partial s}{\partial h_C} \cdot \Delta h_C = \frac{-729363 \cdot \left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right] - 729363^2 \cdot (2,403 - 0,389)}{\left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right]^2} \cdot 0,006 = -0,00028078 \quad (81)$$

$$\frac{\partial s}{\partial c_1} \cdot \Delta c_1 = \frac{-729363 \cdot (2,403 - 0,389) \cdot \frac{1}{4} \cdot 2^2}{\left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right]^2} \cdot \frac{1}{5,4328 \cdot 10^{-8}} \cdot 0,16 = -0,015080048 \quad (82)$$

$$\frac{\partial s}{\partial l_1} \cdot \Delta l_1 = \frac{\frac{1}{2} \cdot 2,0 \cdot 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \cdot 1,84084 \cdot 10^7}{\left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right]^2} \cdot 0,0024 = 0,000226196 \quad (83)$$

Ponieważ odchyłki ciężaru nie są symetryczne względem wartości średniej należy wyznaczyć współrzędną środka obszaru zmienności w zależności od odchyłek $\Delta Q_{rg}''$ oraz $\Delta Q_{rd}''$ oznaczających odpowiednio odchyłkę górną i odchyłkę dolną ciężaru usprężynowanego wagonu w stanie ładownym:

$$s_K = \frac{\partial s}{\partial Q_r''} \cdot \frac{\Delta Q_{rg}'' + \Delta Q_{rd}''}{2} = \frac{(h_0 - h_C) \left[\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right] + Q_r'' \cdot (h_0 - h_C)^2}{\left[\frac{1}{4} \cdot k_1 \cdot l_1^2 - Q_r'' \cdot (h_0 - h_C) \right]^2} \cdot \frac{Q_{rg}'' + Q_{rd}''}{2} \quad (84)$$

Po wstawieniu wartości liczbowych do zależności (84) otrzymuje się:

$$s_K = \frac{(2,403 - 0,389) \cdot \left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right] + 729363 \cdot (2,403 - 0,389)^2}{\left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right]^2} \cdot \frac{7667,85 - 2771,85}{2} = 0,000316331 \quad (85)$$

Wartość nominalną współczynnika pochylania dla wagonu – cysterny wyznaczono na podstawie wzoru (15):

$$s_{NOM} = \frac{(2,403 - 0,389) \cdot 729363}{\left[\frac{1}{4} \cdot 1,84064 \cdot 10^7 \cdot 2^2 - 729363 \cdot (2,403 - 0,389) \right]} = 0,086727102 \quad (86)$$

Wzór na Δs przyjmuje postać następującą:

$$\Delta s = \pm \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial s}{\partial Q_r''} \cdot T_{Q_r''} \right)^2 + \left(\frac{\partial s}{\partial h_0} \cdot T_{h_0} \right)^2 + \left(\frac{\partial s}{\partial h_C} \cdot T_{h_C} \right)^2 + \left(\frac{\partial s}{\partial c_1} \cdot \Delta c_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial s}{\partial l_1} \cdot \Delta l_1 \right)^2} \quad (87)$$

Po wstawieniu wartości liczbowych z zależności (79)–(83) otrzymuje się następującą wartość:

$$\Delta s = \pm \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(0,001349023)^2 + (0,000748748)^2 + (-0,00028078)^2 + (-0,015080048)^2 + (0,000226196)^2} = \pm 0,007581529 \quad (88)$$

Statystyczny współczynnik pochylania można więc wyznaczyć z wzoru:

$$s_{STAT} = s_{NOM} + s_K \pm \Delta s \quad (89)$$

Po wstawieniu wartości liczbowych do zależności (86) otrzymuje się następującą wartość współczynnika pochylania:

$$\begin{aligned} s_{STAT} &= 0,08672 + 0,00031 \pm 0,00758 = \\ &= 0,08703 \pm 0,00758 \end{aligned} \quad (90)$$

Można więc stwierdzić, że poszczególne wartości współczynnika pochylania wynoszą odpowiednio:

- $s_{SR\bar{E}D} = 0,08703$ – wartość średnia współczynnika pochylania,
- $s_{STATMAX} = 0,09461$ – maksymalny statystyczny współczynnika przechylania,
- $s_{STATMIN} = 0,07945$ – minimalny statystyczny współczynnik pochylania.

Na podstawie otrzymanych wartości można sformułować wniosek, że zalecana przez przepisy wartość współczynnika pochylania dla wagonów towarowych czteroosiowych na wózkach standardowych wynosząca 0,13 jest możliwą maksymalną wartością, którą spotkano badając różne typy wagonów towarowych. Z analizy przeprowadzonej na przykładzie wagonu cysterny 432R wynika, że maksymalny statystyczny współczynnik pochylania nie przekracza wartości 0,09461 (z prawdopodobieństwem odpowiadającym tzw. trzysigmowemu przedziałowi ufności, tj. $\pm 3\sigma$, tzn. 0,997). Kierując się więc względami "maksymalnej rezerwy bezpieczeństwa" można przyjąć tę wartość do obliczeń skrajni kinematycznej.

4. Wnioski

Jak wynika z przeprowadzonej analizy współczynnik pochylania dla wagonów towarowych, który ma istotny wpływ na zwięźenia quasistatyczne [10, 11] pojazdu szynowego, można ustalić na drodze analitycznej.

Możliwe są przy tym dwie metody podejścia do tego zagadnienia:

- wyznaczenie nominalnego współczynnika pochylania w oparciu o zależność (15), które odbywa się przy założeniu, że wszystkie parametry mające wpływ na jego wielkość przyjmują wartości średnie (nominalne),
- wyznaczenie statystycznego współczynnika pochylania w oparciu o zależność (89), które odbywa się przy założeniu, że wszystkie parametry mogą przyjmować wartości z odchyłkami, których prawdopodobieństwo jednoczesnego wystąpienia jest zgodne z rozkładem normalnym.

Metoda statystyczna umożliwia zbadanie rozrzutu współczynnika pochylania. Za jej pomocą można dokonać ustaleń odchyłek wszystkich parametrów zgodnie z obowiązującymi przepisami wykonania i odbioru. Metoda ta pozwala również ocenić, który z parametrów ma zasadniczy wpływ na rozrzut współczynnika pochylania. Można w ten sposób wnioskować o zmniejszenie odchyłek wykonawczych jeśli byłoby to pożądane i ekonomicznie uzasadnione. Analiza

wykazała, że najistotniejszym parametrem decydującym o wielkości rozrzutu jest odchyłka miękkości (podatności) usprężynowania. Każde jej ograniczenie działa zdecydowanie na korzyść zmniejszenia tego rozrzutu. Tak więc producenci sprężyn układów biegowych wózków typu Y25 mogą mieć istotny wpływ na końcowy kształt pojazdu. Nie można jednak zaniedbywać odchyłek pozostałych parametrów, takich jak tolerancja dokładności wyznaczonego środka ciężkości oraz bieguna przechylania. Okazuje się, że dokładne wyznaczenie tych wartości powoduje również bardziej precyzyjne wyznaczenie współczynnika pochylania. Jeśli również warunki techniczne wykonania i odbioru skłaniają producenta do coraz precyzyjniejszego procesu wytwarzania, to wówczas można oczekiwać, że w rzeczywistości obliczone wartości będą zbliżały się do wartości analitycznych. Problem ten widoczny jest na przykładzie masy własnej wagonu, gdzie – jak wynika z tendencji rynkowych – dopuszczalna wartość odchyłki od masy nominalnej jest coraz bardziej ograniczana.

Doskonalenie metod projektowania, metod obliczeniowych oraz technologii wytwarzania daje możliwości lepszego wykorzystania dopuszczalnego zarysu skrajni wyznaczonego przepisami. Podejście indywidualne do danej konstrukcji połączone z rachunkiem prawdopodobieństwa stwarza te możliwości.

Literatura

- [1] Ehinger M., Fricke H., Lunkenbein A., Pasemann B.: *Nina-Programmsystem zur Untersuchung und Festlegung der Hauptmessungen von Schienenfahrzeugen*. ZEV-DET Glas. Ann 122, 12/1988.
- [2] Gąsowski W., Sobaś M.: *O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej pojazdów szynowych (1)*. Pojazdy Szynowe, nr 4/1999.
- [3] Gąsowski W., Lang R.: *Wpływ sił bocznych na przechylenie pojazdu szynowego*. Pojazdy szynowe, nr 4/1976.
- [4] Jezierski J.: *Analiza tolerancji i niedokładności w budowie maszyn*. WNT, Warszawa 1982.
- [5] Ligęziński L.: *Obliczenie skrajni kinematycznej zwiężeń wagonu 407 Kb na wózkach 25TN/2 Zastal-Zielona Góra – praca niepublikowana*.
- [6] Sobaś M.: *O pewnych możliwościach zastosowania koncepcji probabilistycznej skrajni kinematycznej pojazdów szynowych*. Pojazdy Szynowe, nr 1/2000.
- [7] BN-75/3532-24. *Tabor kolejowy. Wagony towarowe 4-osiowe uniwersalne. Wymagania i badania*.
- [8] ERRI B12/DT 135. *Allgemein verwendbare Berechnungsmethoden für neue Entwicklung neuer Güterwagenbauarten oder neuer Güterwagendrehgestelle*. Utrecht 10.1995 (3 Ausgabe).
- [9] ERRI B12/DT135. *Allgemein verwendbare Berechnungsmethoden für die neue Entwicklung neuer Güterwagenbauarten oder neuer Güterwagendrehgestelle*. Utrecht 10.1995 (3 Ausgabe).
- [10] Karta UIC 505-5. *Wspólne podstawowe warunki dla kart 505-1 do 505-5. Komentarz uwzględniający opracowanie i przepisy dotyczące kart II wydanie 01.01.1997, zmiana z 01.01.1980*

- [11] Karta UIC 505-1. Pojazdy kolejowe. Skrajnie pojazdów. 8-me wydanie z 01.01.1997.
- [12] Karta UIC 700. Klasyfikacja linii kolejowych. Przy- należne granice obciążenia wagonów towarowych. IX wydanie z 01.07.1987.
- [13] Karta UIC 821. Warunki techniczne dostawy resorów piórowych dla pojazdów. V wydanie z 01.07.1985.
- [14] Karta UIC 822. Warunki techniczne dostawy sprężyn śrubowych ściskanych formowanych na gorąco lub na zimno dla pojazdów trakcyjnych. IV-te wydanie z 1.07.1974 ze zmianą z 1.01.1985.
- [15] Karta UIC 510-1. Wagony towarowe. Układy biego- we. Normalizacja. 9-te wydanie z 1.01.1978.
- [16] Materiał reklamowy firmy Linke-Hofmann-Busch. Waggon-Fahrzeug-Maschinen GmbH 4-achsiger ge- deckter Grossraum-Güterwagen Typ Habins 12.04.2000.
- [17] Przepisy D1. Przepisy techniczne utrzymania i eksplo- atacji nawierzchni na liniach kolejowych normalnoto- rowych użytku publicznego.
- [18] PN-91/K-91000. Wagony towarowe 4-osiowe uniwer- salne. Wymagania i badania.
- [19] PN-K-91000. Wagony towarowe. Wózki dwuosiowe. Wymagania i metody badań. 01.1998.
- [20] PN-78/M-02139. Odchyłki wymiarów nietolerowa- nych.
- [21] RIV-Regolamento Internazionale Veicoli. Umowa o wzajemnym używaniu wagonów towarowych w komu- nikacji międzynarodowej ze zmianą 11 z 01.01.1987.
-