

ANALIZA PRZESTRZENNEGO UKŁADU DWÓCH SPRZĘGIEŁ 4-CIĘGŁOWYCH STOSOWANYCH W NISKOPODŁOGOWYCH TRAMWAJACH

Tomasz Czuderna

mgr inż., MPK SA w Krakowie, 31-060 Kraków, ul. Św. Wawrzyńca 13, e-mail: tczauder@mpk.krakow.pl

Streszczenie. *Artykuł przedstawia kinematyczną analizę przestrzennego układu dwóch szeregowo połączonych sprzęgieł 4-cięgłowych, znakoprzemiennych, stosowanych w niskopodłogowych tramwajach z klasycznymi wózkami napędowymi. W pracy zawarto opis konstrukcji mechanizmu oraz zasadę jego działania. Sformułowano nieliniowy model obliczeniowy układu pojedynczego oraz podwójnego sprzęgła, które może pracować przy wychylonych i przesuniętych wałach napędowych. Założono idealne przeguby kinematyczne w mechanizmie. W analizie symulacyjnej rozważono wpływ różnych parametrów konstrukcyjnych sprzęgła na jego zdefiniowane wskaźniki jakości pracy, jak np. równobieżność, czy bicie promieniowe przy różnych położeniach wału wyjściowego.*

Słowa kluczowe: *tramwaj niskopodłogowy, układ napędowy, sprzęgła wielocięgłowe, analiza kinematyczna*

1. Wprowadzenie

1.1. Wstęp

Układy napędowe tramwajów niskopodłogowych należą do najbardziej złożonych spośród stosowanych we współczesnych pojazdach szynowych, ponieważ powinny się cechować [2, 8]:

- niską podłogą obejmującą jak największą powierzchnię pojazdu,
- małą średnicą kół ze względu na wymagania jak najniższej podłogi,
- wysokim poziomem komfortu podróży pasażerów,
- jak najmniejszym wpływem na drgania otoczenia.

Na podstawie powyższych założeń można stwierdzić, że najważniejszym wymaganiem jest uzyskanie jak największej przestrzeni użytecznej o jak najniższej podłodze. Wymusza to zmniejszanie rozmiarów układów napędowych i komplikuje drogę przekazania napędu.

W omawianym w niniejszej pracy tramwaju eksploatowanym w Krakowie niska podłoga stanowi ok. 63% powierzchni tramwaju, zaś nad wózkami napędowymi zastosowano podłogę o średniej wysokości różniącą się o jeden stopień [1, 2]. Rozwiązanie to pozwoliło na zastosowanie klasycznego wózka napędowego na kołach o mniejszej średnicy, zmniejszonych rozmiarach podstawowych elementów,

jak: silnik, przekładnia, sprzęgła. Uzyskano także całkowite usprężynowanie silnika i przekładni dzięki wykorzystaniu wału drążonego i układu dwóch szeregowo połączonych sprzęgieł FLENDER [2, 7]. Ze względu na omówione powyżej wymagania jak najmniejszej wysokości podłogi, średnice wałów i sprzęgieł powinny być jak najmniejsze przy zachowaniu jak najlepszych właściwości przekazywania momentów napędowych.

Podstawowe definicje i schematy układów transmisji momentu napędowego zaczerpnięto z [7], gdzie omówiono właściwości układów napędowych pojazdów szynowych, zastosowane w nich mechanizmy oraz zasady ich działania. Znanych jest wiele różnych opracowań na temat układów napędowych pojazdów szynowych (głównie kolejowych) [4, 7], sprzęgieł [5], w tym ich zastosowań w napędzie tramwajów. Istnieje też wiele artykułów technicznych opublikowanych w czasopiśmie branżowych, jak TTS, które dają ogólny przegląd stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych.

Zagadnienia analizy przestrzennej układu sprzęgieł wielociągłowych stosowanych w wagonach tramwajowych nie są powszechnie omawiane. W dostępnych źródłach rozważane są zazwyczaj tylko płaskie modele takich układów [5, 9]. Ograniczony dostęp opracowań dotyczących konstrukcji tramwajów wynika również z tajemnicy handlowej konkurujących ze sobą producentów.

1.2. Sprzęgła stosowane w układach napędowych pojazdów szynowych

Artykuł dotyczy analizy konstrukcji i właściwości kinematycznych układu dwóch szeregowo połączonych cztero-ciągłowych sprzęgieł *Flender* [2] stosowanych w układach napędowych wagonów BOMBARDIER FLEXITY CLASSIC NGT6 Kr eksploatowanych w Krakowie [1].

Zadania stawiane sprzęgłom [7]:

- zachowanie równobieżności przy przemieszczeniach względnych wałów,
- małe rozmiary przy możliwości przenoszenia jak największego momentu napędowego.

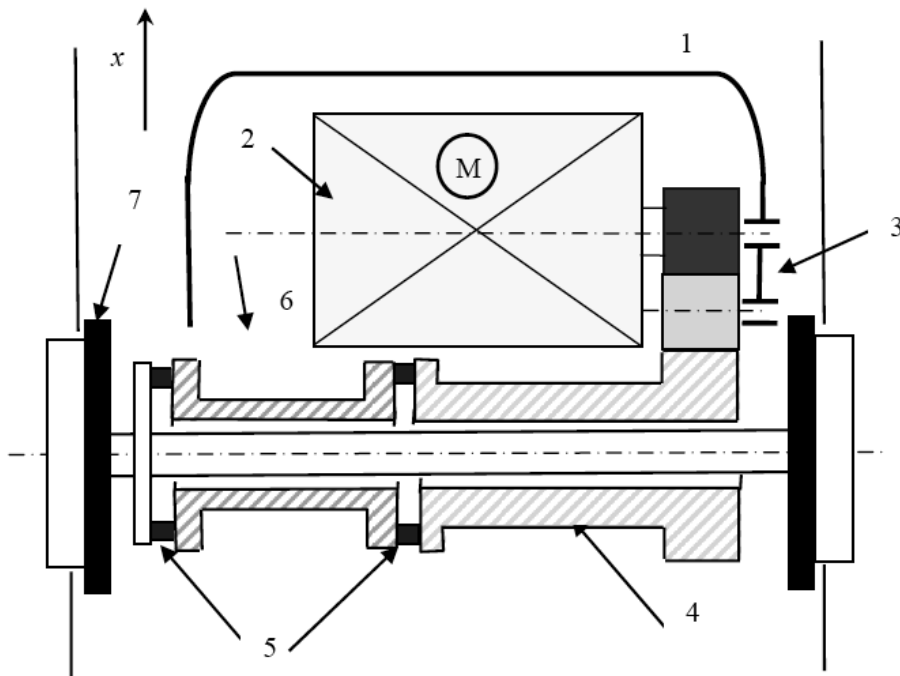
Rozróżniamy następujący typy sprzęgieł: wysuwne, odsuwne oraz wychylne. Ponadto istnieją sprzęgła o zadaniach połączonych (kombinowanych). Rozwiązania konstrukcyjne tych sprzęgieł używane w układach napędowych pojazdów szynowych, najczęściej bazują na przegubach Cardana, platformach 4 lub 6-ciągłowych.

1.3. Układ napędowy tramwaju BOMBARDIER FLEXITY CLASSIC NGT6 Kr

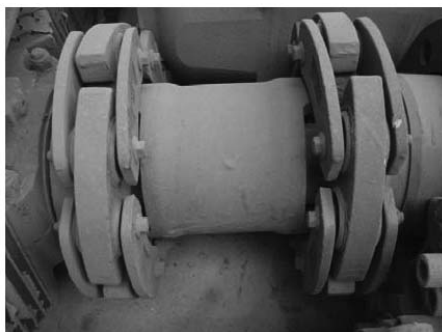
W wózkach napędowych wagonów tramwajowych NGT6Kr stosuje się układ przeniesienia napędu zapewniający pełne usprężynowanie silnika i skrzyni przekładniowej. Silnik przymocowany jest do ramy wózka, a oś jego wirnika jest równoległa do osi wału osiowego w położeniu konstrukcyjnym. Za pośrednictwem skrzyni przekładniowej składającej się z trzech kół zębatych napędzany jest wał drążony, który następnie za pomocą układu dwóch połączonych szeregowo sprzę-

gieł 4-cięgłowych [7] przekazuje napęd na wał osiowy. Szeroko rozumiane tutaj sprzęgło jest w praktyce układem: wał drążony czynny – sprzęgło – wał drążony pośredni – sprzęgło – wał bierny (osiowy), który dzięki temu ma właściwości nie tylko wychylne, ale i odsuwne. Podstawowy parametr sprzęgieł 4-cięgłowych to kąt wychyłu, a dla układu dwóch szeregowych sprzęgieł 4-cięgłowych dochodzi dodatkowo odsunięcie wałów.

Ponieważ jest to układ złożony, w celu jego analizy kinematycznej i elasto-kinematycznej łatwiej jest rozpatrywać go, jako dwa pojedyncze podukłady [6]. Występujące tu sprzęgła wyprodukowane przez firmę FLENDER należą do grupy wychylnych, 4-cięgłowych. Wprawdzie faktycznie sprzęgła te są złożone z większej liczby elementów (takich jak: jarzma, przeguby kulowe z elementami gumowymi, sworznie, pary cięgieł – płaskowników), lecz układ ten odpowiada sprzęgłom 4-cięgłowym z punktu widzenia teorii mechanizmów [3].



Rys. 1. Schemat układu napędowego wagonu tramwajowego NGT6 Kr: 1 – fragment wózka napędowego wraz z: 2 elektrycznym silnikiem trakcyjnym, 3 – przekładnią, 4 – wałem drążonym, 5 – cztero-cięgłowymi sprzęgłami (FLENDER), 6 – wałem pośrednim, 7 – wałem osiowym wraz z kołami jezdnyimi



a)



b)



c)

Fot. 1. Mechanizm w stanie złożonym (a) oraz poszczególne części sprzęgła 4 – ciągłowego (b, c)

1.4. Wymagania dotyczące projektowania układu sprzęgieł

Przy projektowaniu sprzęgieł i układów napędowych istotne są następujące parametry:

- a) możliwość przenoszenia wysokich momentów obrotowych (im większych tym lepiej),
- b) możliwość jak największych odkształceń wzajemnych wałów (kątowych i liniowych),
- c) wyrównoważenie (powinno być możliwe balansowanie zarówno statyczne i dynamiczne),
- d) małe zmiany wskaźników kinematycznych podczas wychyleń kątowych lub przesunięć wałów (warunek homokinetyczności),
- e) masa (im mniejsza tym lepiej),
- f) wymiary (im mniejsze tym lepiej),
- g) trwałość,
- h) wibroizolacja (minimalizacja drgań przekładni napędowej).

Omawiane rozwiązanie sprzęgła (rys. 1 i fot. 1) cechują następujące parametry:

- masa (75 kg),
- gabaryty (średnica 0,387 m, długość wału pośredniego 0,8 m),
- niezawodność (3 mln km),
- duże wychyły (5 stopni),
- wyrównoważenie (m.in. efekty przesunięcia środka platformy z osi obrotu),
- niezmienność przełożenia (warunek homokinetyczności),
- spokojność biegu (dynamika, wzbudzenie drgań w układzie napędowym),
- wytrzymałość statyczna,
- niezawodność.

W niniejszym artykule kryteria (b), (c) i (d) są rozważane dzięki zastosowaniu modelu 4-cięgłowego sprzęgła. Wspomniane kryteria mogą być analizowane przy zastosowaniu modelu kinematycznego, czyli uwzględniającego tylko połączenia idealnie sztywne.

1.5. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest analiza kinematyczna szeregowego układu dwóch sprzęgieł 4-cięgłowych (rys. 1 i fot. 1), o właściwościach wychylno-odsuwnych, wykorzystywanych w układach napędowych tramwajów niskopodłogowych. Jakość pracy tych sprzęgieł wpływa na drgania w pojeździe i układzie biegowym, a przez to na komfort podróży i trwałość zespołów.

W dostępnej literaturze zagadnienia podobnych sprzęgieł są rozważane teoretycznie, ale najczęściej jako mechanizm płaski lub bez badania obiektu rzeczywistego. Rozważany w pracy przykład numeryczny dotyczy układu napędowego wagonów BOMBARDIER FLEXITY CLASSIC NGT6 Kr użytkowanych przez MPK S.A. w Krakowie [2]. Analizowane charakterystyki kinematyczne mogą być użyte do:

- lepszego zrozumienia działania przestrzennego mechanizmu,
- sformułowania elasto-kinematycznego modelu w kolejnych fazach pracy,
- określenia wytycznych do ulepszenia istniejących rozwiązań.

Otrzymane wyniki mogą służyć do sprawdzenia, jakie wymiary mechanizmu byłyby optymalne, a tym samym do stworzenia wytycznych konstrukcyjnych do projektowania kolejnych egzemplarzy takich sprzęgieł.

2. Kinematyczny model 4-cięgłowego sprzęgła

2.1. Założenia

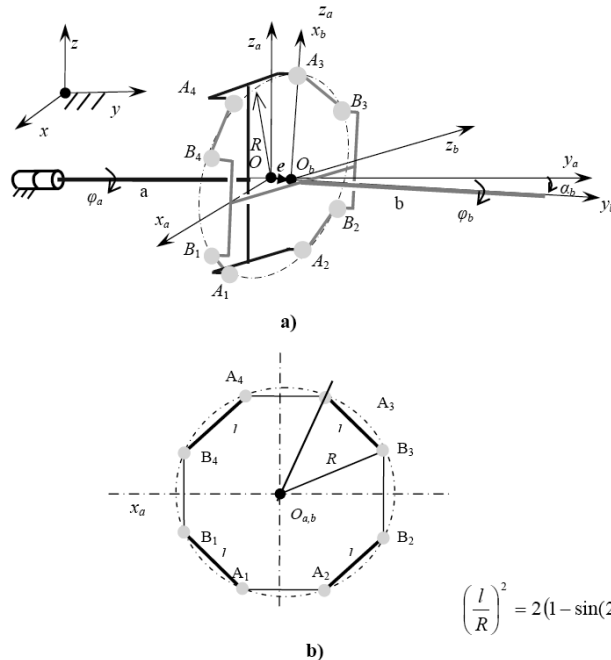
Na rysunku 2 przedstawiono schemat budowy omawianego sprzęgła. Kierunek osi OX jest prostopadły do osi wału, oś OY pokrywa się z osią wału czynnego, oś OZ jest zwrócona pionowo w dół. Zwroty osi są zgodne z zasadami prawo-

skrętnego układu współrzędnych. Zakładamy, że wał czynny wykonuje tylko ruch obrotowy wokół własnej osi pokrywającej się z osią OY . Ruch ten jest opisywany funkcją $\Phi(t)$, czyli zmianą kąta obrotu Φ w czasie. Układem $O_a X_a Y_a Z_a$ nazywamy układ związany z wałem czynnym. Układ ten może wykonywać tylko ruch obrotowy wokół osi $O_a Y_a$. Punkt O_a pokrywa się z punktem O , a oś $O_a Y_a$ pokrywa się z osią OY . Układem $O_b X_b Y_b Z_b$ nazywamy układ związany wałem pośrednim. Układ ten może wykonywać 2 ruchy obrotowe względem układu podstawowego.

W przypadku, gdy wał pośredni nie jest odchylony w stosunku do czynnego i oba są w stanie spoczynku wszystkie trzy układy się pokrywają.

Główne założenia do analizy kinematycznej pojedynczego sprzęgła przedstawione na rysunku 2 a), są następujące [3, 6]:

- platformy A , B i C są sztywne, z taką samą geometrią, symetryczne zamontowane prostopadłe do wałów,
- platformy z cięgłami są opisywane przez 2 parametry: promień (R) okręgu opisanego, (l) długości cięgł,
- promień platformy jest bezwymiarowy ($R = 1$ m) w celu lepszego zrozumienia problemu,
- każde cięgło jest tej samej długości, sztywne i zakończone sferycznymi (S) i idealnymi przegubami,
- lokalne stopnie swobody cięgł zostały pominięte,
- problemy geometryczne wynikające z odchylenia platform i przemieszczeń cięgł, więzów nie analizowane.



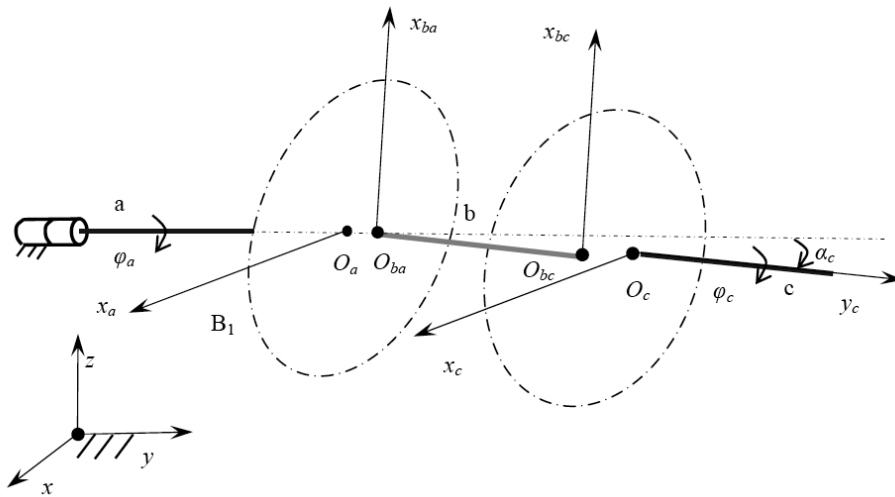
Rys. 2 a) Schemat kinematyczny pojedynczego sprzęgła z 4 cięgłami l w pozycji podstawowej, b) geometria obu platform pojedynczego sprzęgła 4-cięglowego (fot. 2a) w położeniu początkowym – współpłaszczyznowym

Parametry analizy kinematycznej pojedynczego sprzęgła oraz układu dwóch sprzęgieł 4-cięgłowych (rys. 2) są opisane w tabeli 1.

Tabela 1. Parametry analizy kinematycznej pojedynczego sprzęgła 4-cięgłowego i układu 2 takich sprzęgieł

Parametry	Pojedyncze sprzęgło 4-cięgłowe	Układ dwóch sprzęgieł 4-cięgłowych
Liczba brył sztywnych	1) wał wejściowy (a), zamontowany na przegubie obrotowym z platformą A (1 stopień swobody), 2) wał wyjściowy (b) z platformą B (3 stopnie swobody). razem: 4 stopnie swobody	1) wał wejściowy (a), zamontowany do przegubu kulowego, z platformą A (1 stopień swobody), 2) pośredni wał (b) z platformami AB i BC (3 stopnie swobody), 3) wał wyjściowy (c) z platformą C (3 stopnie swobody). razem: 7 stopni swobody
Warunki projektowania	1) R/l (opisane proporcjami w platformach, rys. 2.1b), 2) δ – odsunięcie osiowe pomiędzy platformami A - B (ten parametr pokazuje zależność długości (l) cięgła).	1) R/l (jak po lewej), 2) δ (jak po lewej), 3) długość wału b , 4) φ_{bc} kąt (0 lub 90 stopni) pomiędzy platformami wału b .
Warunki podparcia wału biernego (więzy aktywne)	1) φ_a – kąt obrotu wału wejściowego, 2) $\alpha_{b,yz}$ – kąt pochylenia wału wyjściowego w płaszczyźnie yz , 3) $\alpha_{b,yx}$ – wał wyjściowy Kąt w płaszczyźnie yx ,	1) φ_a – kąt obrotu wału wejściowego, 2) $\alpha_{c,yz}$ – pochylenie wału wyjściowego Kąt w płaszczyźnie yx , 3) $\alpha_{c,yx}$ – pochylenie wału wyjściowego Kąt w płaszczyźnie yx , 4) x_c – x -współrzędna wału – c , 5) z_c – z - współrzędna wału – c .
Liczba równań więzów	4 (dla 4 cięgła)	8 (dla 8 cięgła)
Zmienne do wyznaczenia	φ_b – wał wyjściowy – b kąt obrotu, x_b, y_b, z_b – pozycja platformy – B ,	φ_c – wał wyjściowy – c kąt obrotu, y_c – y -współrzędna wału – c , x_b, y_b, z_b – pozycja platformy – B , $\varphi_b, \alpha_{b,yz}, \alpha_{b,yx}$ – orientacja kąta platformy B ,

W przypadku sprzęgła pojedynczego 4-cięgłowego mamy 2 bryły sztywne z 6 stopniami swobody dla każdej (12 stopni swobody). Zakładając, że wał wejściowy – a) jest połączony przegubem kulowym, wał ten traci 5 stopni swobody. Kąt obrotu przegubu jest traktowany jako aktywny w więzach. Oba wały są połączone poprzez 4- cięgłowe, gdzie każde cięgło zabiera 1 stopień swobody. W przypadku układu dwóch sprzęgieł 4-cięgłowych (rys. 3) mamy 3 bryły sztywne z 6 stopniami swobody dla każdej (daje to łącznie 18 stopni swobody).



Rys. 3. Schemat kinematyczny układu dwóch sprzęgieł 4-cięglowych w położeniu odchylnym od konstrukcyjnego

2.2. Równania więzów kinematycznych

W przypadku poszukiwania położenia elementów sprzęgła należy założyć i zdefiniować dane wejściowe oraz aktywność więzów (tab. 1). Bierne więzy kinematyczne muszą być opisane algebraicznie i następnie rozwiązywane iteracyjnie.

Platformy - A (rys. 3) z wałem wejściowym mogą wykonywać obroty opisane poprzez a (pierwsze węzły aktywne) z dostosowaniem do y . Transformacje punktów A_i , ich środków S-połączeń, od platformy - A układu odniesienia do bazowego układu odniesienia są następujące:

$$a_i = R^a a_i^a, \quad i = 1, 2 \dots 4 \quad (1)$$

gdzie:

a_i^a – pozycja wektora punktu A_i w układzie odniesienia związanym z platformą - A,

a_i – pozycja wektora punktu A_i w bazowym układzie odniesienia,

$$R^a = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_a) & 0 & \sin(\varphi_a) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\varphi_a) & 0 & \cos(\varphi_a) \end{bmatrix}$$

Położenie platformy - B (rys. 3) może być znalezione przez zastosowanie więzów pasywnych, poprzez 4 ciągła i aktywne więzy opisujące ograniczenia przemieszczeń wału wyjściowego z powodu jego połączenia z resztą układu napędowego (rys. 1). Transformacje punktów B_i , to jest środków przegubów kulowych na platformę - B, z platformy - B układu odniesienia do bazowego układu odniesienia jest następujące:

$$\mathbf{b}_i = \mathbf{R}^b \mathbf{b}_i^b + \mathbf{o}^b, \quad i = 1, 2 \dots 4 \quad (2)$$

gdzie:

b_i^b – pozycja wektora punktu B_i w układzie odniesienia związanym z platformą $-B$,

b_i – pozycja wektora punktu B_i w bazowym układzie odniesienia,

$$\mathbf{R}^b = f(\varphi_b, \alpha_{b,yx}, \alpha_{b,yz}),$$

$$\mathbf{o}^b = [x_b \ (y_b + \delta) \ z_b]^T.$$

W przypadku systemu dwóch szeregowo połączonych sprzęgieł (rys. 3), wał wyjściowy jest połączony z platformą C . Dodatkowo, wał pośredni pomiędzy dwiema platformami (BA i BC) przy swoich końcach musi być włączony w mechanizm. Platforma BA jest połączona z platformą A czterema cięgłami, a platforma BC jest połączona z platformą C kolejnymi czterema cięgłami.

W tym przypadku transformacja (2) przyjmuje następującą formę:

$$\mathbf{ba}_i = \mathbf{R}^b \mathbf{ba}_i^b + \mathbf{o}^b, \quad i = 1, 2 \dots 4 \quad (3)$$

$$\mathbf{bc}_i = \mathbf{R}^b \mathbf{bc}_i^b + \mathbf{o}^b, \quad i = 1, 2 \dots 4$$

gdzie:

ba_i^b – pozycja wektora w punkcie BA_i w układzie współrzędnych związanym z platformą $-B$,

bc_i^b – pozycja wektora w punkcie BC_i w układzie współrzędnych związanym z platformą $-B$,

ba_i – pozycja wektora w punkcie BA_i w bazowym układzie współrzędnych,

bc_i – pozycja wektora w punkcie BC_i w bazowym układzie współrzędnych.

Więzy bierne dla cięgł, mają taką samą formę (3), ale opisuje je 8 równań i są rozważane jako wektory cięgł w formie:

$$\mathbf{l}_i = \mathbf{ba}_i - \mathbf{a}_p, \quad i = 1, 2 \dots 4 \quad (4)$$

$$\mathbf{l}_i = \mathbf{bc}_i - \mathbf{c}_p, \quad i = 1, 2 \dots 4$$

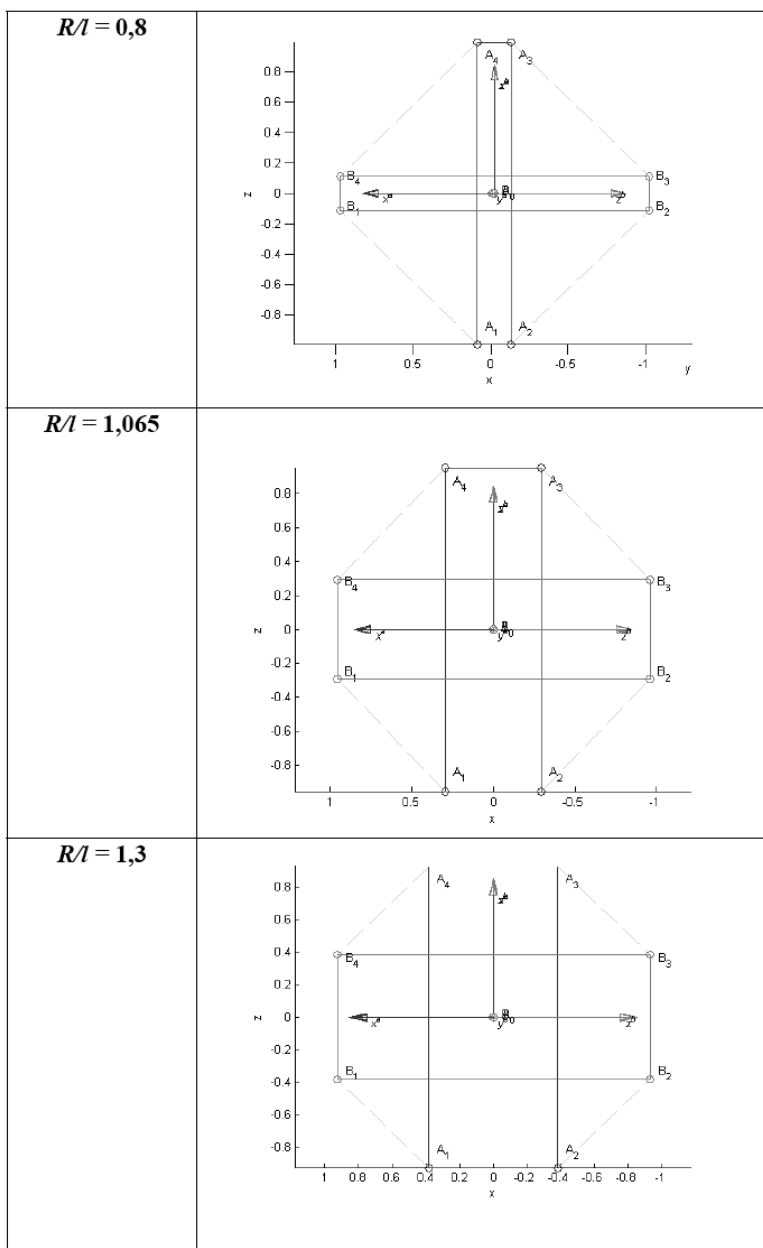
Układ dwóch sprzęgieł ma większą ruchliwość niż pojedyncze sprzęgło. Dlatego też aktywne więzy muszą być dodane do opisanych składowych wału wyjściowego – C pozycji i orientacji (tab.1). Zakłada się, że wał wyjściowy może być definiowany poprzez kąt pochylenia i pozycję wyjściową. Jest to opisane poprzez dwa kąty ($\alpha_{c,yx}$ – kąt w płaszczyźnie yx , $\alpha_{c,yz}$ – kąt w płaszczyźnie yz) i dwie składowe (x i z) swojej pozycji.

3. Analiza sprzęgła pojedynczego 4-cięgłowego

3.1. Symulacja

W celu przeanalizowania charakterystyk rozważanego układu sprzęgieł (rys. 3) sformułowanie modelu kinematycznego zastosowano w oprogramowaniu *Matlab*.

Symulacja zawiera zmiany w parametrach konstrukcyjnych (takie jak: R/l opisujący proporcje platformy, δ_y – oddalenie osiowe pomiędzy platformami, etc.) i aktywne więzy (φ_a – kąt obrotu wału wejściowego, α – kąt pochylenia wału wyjściowego) sprzęgła, które jest opisane w tab. 1. Zmieniane proporcje R/l otrzymanych platform można zobaczyć na rys. 4, (gdzie 1,065 odpowiada oryginalnemu mechanizmowi). Opisywane są one poprzez różne długości cięgieł.



Rys. 4. Sprzęgła ze zmieniającymi proporcjami (R/l)

3.2. Analiza charakterystyk sprzęgła

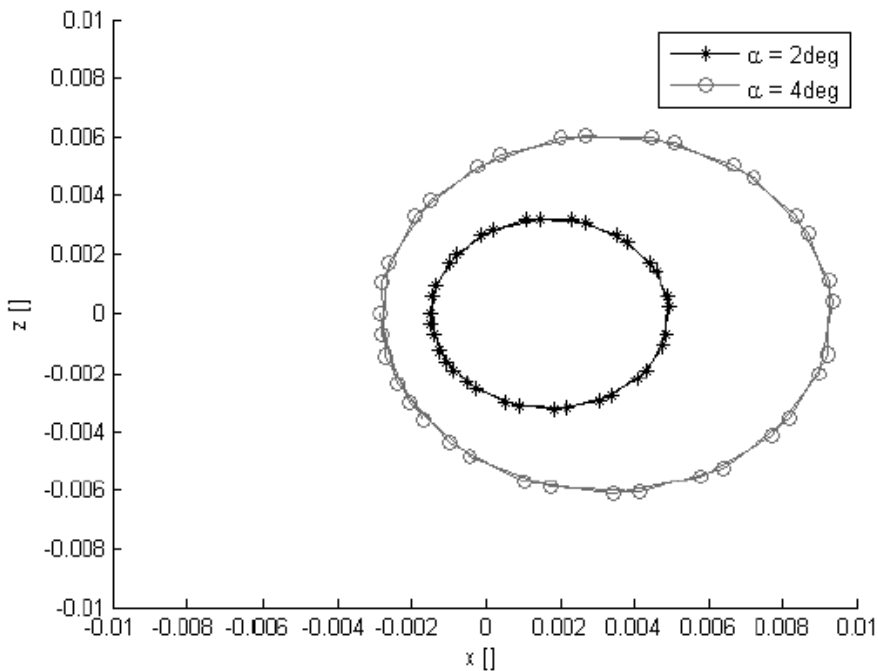
W celu przeanalizowania charakterystyk sprzęgła, zakłada się, że wał wejściowy obraca się ze stałą prędkością kątową, co daje stały przyrost kąta wału (φ_a) w czasie. Pochylenie i odsunięcie osiowe wału wyjściowego jest zmieniane jako parametr symulacji. Do oceny układu sprzęgieł są używane następujące kryteria:

- zmiany (im mniejsze tym lepsze) wskaźników kinematycznych pomiędzy prędkościami kątowymi (przyrostami kątów) platform, które są związane z homokinetycznością sprzęgła, i są definiowane jako:

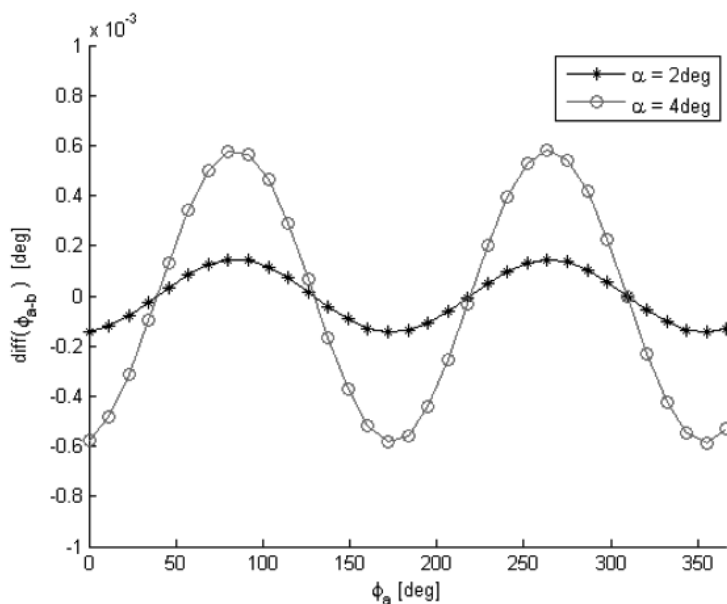
$$C_1 = \max(\varphi_a - \varphi_b) \quad (5)$$

- odchylenie (im mniejsze tym lepsze) środków mas platform od linii obrotu wału wejściowego, które może się przyczyniać do statycznego niewyważenia mechanizmu, jest to definiowane jako:

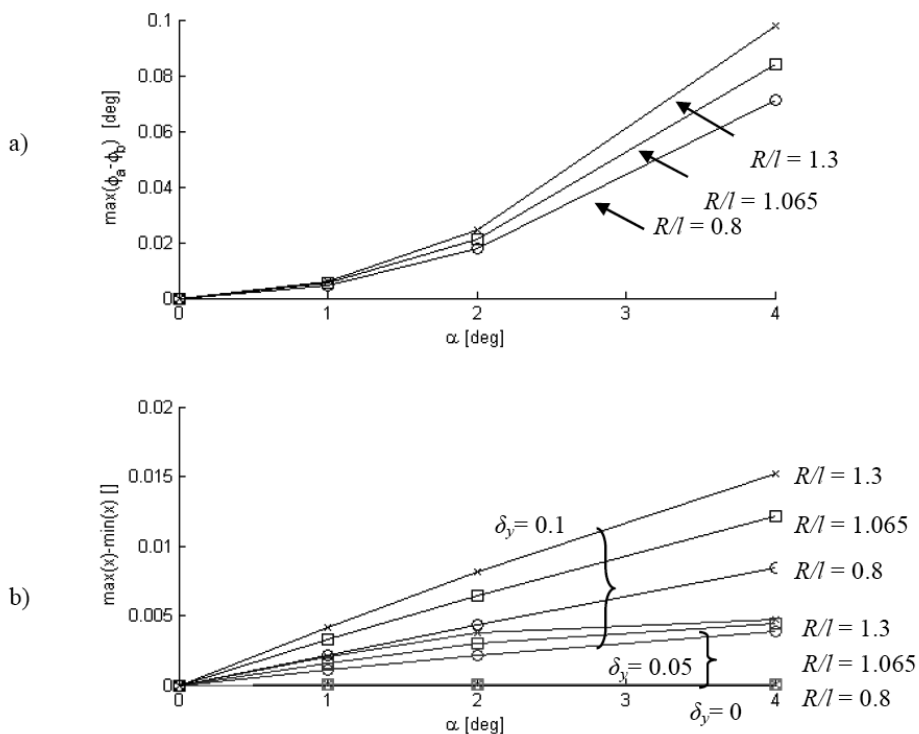
$$C_2 = \max(x_b) - \min(x_b) \quad (6)$$



Rys. 5. Trajektoria w płaszczyźnie XZ środka platformy B podczas obrotu przy zmienianym kącie ($\alpha = 2$ i 4 stopnie) pochylenia wału i proporcjach platform ($R/l = 1,3, 1,065, 0,8$)



Rys. 6. Kąt różnicowy pomiędzy platformami A i B sprzęgła jako funkcja kąta obrotu wału A, przy zmienianym kącie ($\alpha = 2$ i 4 deg) pochylenia wału i proporcjach platform ($R/l = 1,3, 1,065, 0,8$)



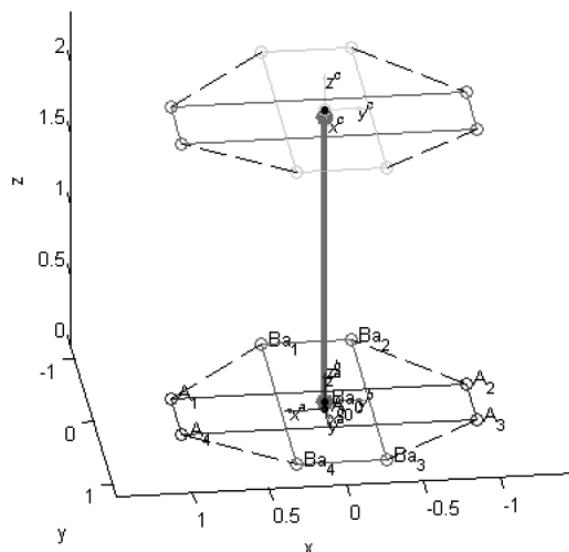
Rys. 7. Kryteria C_1 (a) i C_2 (b) oceny sprzęgła jako funkcje kąta pochylenia wału (α) i parametrów konstrukcyjnych (R/l oraz δ_y)

Na rys. 6 przedstawiono trajektorię środka platformy B w płaszczyźnie XY podczas obrotu przy wprowadzonych kątach pochylenia wału ($\alpha = 2$ i 4 stopnie) i proporcjach platform sprzęgła ($R/l = 1,3, 1,065, 0,8$). Na rys. 7a przedstawiono kąt różnicowy pomiędzy platformami A i B sprzęgła jako funkcja kąta obrotu platformy A , której zmieniano także pochylenie ($\alpha = 2$ i 4 stopnie) i (b) proporcje ($R/l = 1,3, 1,065, 0,8$).

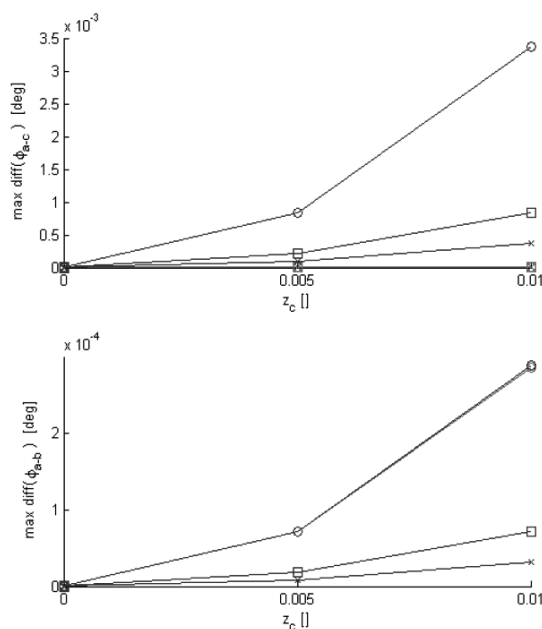
Charakterystyki na rys. 7 zawierają zestawienie wyników symulacji wpływu zmienianych parametrów konstrukcyjnych na kryteria oceny sprzęgieł zdefiniowane powyżej. Na ich podstawie można stwierdzić, że im niższa wartość R/l tym niższa jest pulsacja odpowiedzi układu, dotycząca równobieżności sprzęgieł. Oczywiście, rozważane sprzęgło jest tym mniej równobieżne, im bardziej wychylimy wał wejściowy. Zależność ta wykazuje progresywność w badanym zakresie zmian kątów. Trajektorja środka platformy B zależy (proporcjonalnie) tylko od kąta (α) wychylenia wału wejściowego. Odległość δ_y również wpływa na właściwości sprzęgieł (im mniejsza tym właściwości lepsze). Należy jednak pamiętać, że w pozycji współpłaszczyznowej platform dojdzie do położenia osobliwego, które może utrudnić prawidłową pracę rozważanego układu (bez podatnych tulei).

4. Analiza układu dwóch sprzęgieł 4-cięgłowych

W dalszym etapie pracy sformowano model układu dwóch sprzęgieł połączonych szeregowo w celu bliższego odwzorowania rzeczywistego układu napędowego pojazdu szynowego. Na schemacie mechanizmu (fot. 1) wyróżniono: wał czynny (a), wał pośredni (b), wał bierny (c). Obraz graficzny mechanizmu w pozycji wyjściowej przedstawiono na rys. 8.



Rys. 8. Geometryczny model układu dwóch sprzęgieł w pozycji początkowej



oś x: $z_c = [0 \ 0.05 \ 0.1]/10$ (przesunięcie pionowe wału c);

marker:

o $l = 1$

kw $l = 2$ (oryginalny)

* $l = 3$, dla długości wału $L_{wi} = [1 \ 2 \ 3]$

Kolor: czerwony - kąt między platformami $Fibic = 0^\circ$; niebieski - kąt między platformami $Fibic = 90^\circ$

Rys. 9. Kryteria C_3 (a) i C_4 (b) oceny układu sprzęgieł jako funkcje przesunięcia pionowego (z_c) wału c, kąta pomiędzy platformami (0° i 90°), zmiennej długości wału pośredniego (b) przy oryginalnych proporcjach platform

Na rys. 9 przedstawiono kryteria C_3 (a) i C_4 (b) oceny układu sprzęgieł jako funkcje przesunięcia pionowego wału c, przy zmieniających się takich parametrach jak kąt pomiędzy platformami 0° lub 90° oraz długość wału pośredniego (c), ustalając bazowe parametry konstrukcyjne (R/l). Jak można zauważyć, istniejący w rzeczywistości kąt 0° pomiędzy platformami jest dużo lepszy niż hipotetyczny 90° , ponieważ znosi pulsacje kątowe układu sprzęgieł. Jeśli chodzi o długość wału pośredniego, to najkorzystniejszy byłby wał jak najdłuższy, jednak oczywistym ograniczeniem jest rozstaw kół uwarunkowany szerokością toru.

5. Wnioski i plan dalszych prac

Na podstawie wyników przeprowadzonych badań symulacyjnych przedstawiono charakterystyki pojedynczego sprzęgła 4-cięgłowego oraz układu szeregowo działających dwóch sprzęgieł. Jako główne założenia analizy przyjęto idealne przeguby kulowe w miejscach rzeczywistych połączeń oraz możliwość dużych wychy-

leń sprzęgieł. Dokonano również symulacji zmian parametrów konstrukcyjnych sprzęgieł. Najlepsze cechy wykazuje układ, w którym cięgła sprzęgieł oraz wał pomiędzy dwoma sprzęgłami są jak najdłuższe. Jednak stoi to w sprzeczności zarówno z ograniczonymi rozmiarami mechanizmu, jak i problemami wytrzymałości i sztywności konstrukcji. Dlatego też oryginalne rozwiązanie konstrukcyjne rozważanego mechanizmu wygląda na kompromisowe. Symulacyjnie potwierdzono także korzystniejsze charakterystyki sprzęgieł 4-cięgłowych w przypadku równoległości platform na wale pośrednim, co wykazuje rzeczywiste rozwiązanie.

Plan dalszej pracy obejmuje:

- analizę elasto-kinematyczną uwzględniającą elastomerowe przeguby podatne istniejące w rzeczywistym mechanizmie,
- przygotowanie i realizację pomiarów stanowiskowych stanu ruchu rzeczywistego sprzęgła tramwaju Bombardier Flexity Classic NGT6Kr,
- weryfikację modeli na podstawie wyników pomiarów obiektu rzeczywistego,
- przygotowanie wytycznych umożliwiających poprawę właściwości rozważanego rozwiązania układu napędowego.

Bibliografia

- [1] Czauderna T., Grzyb A., Badania i analiza wymuszeń kinematycznych drgań tramwajów. *Technika Transportu Szynowego* 09/2009.
- [2] Dokumentacja techniczna taboru MPK Kraków.
- [3] Frączek J., Wojtyra M., Kinematyka układów wieloczłonowych. WNT Warszawa, 2009.
- [4] Grzyb A., Kuczek T., Symulacja komputerowa kinematyki sprzęgła odsuwnego typu Oerlikon z uwzględnieniem podatności przegubów. XV Warsztaty Naukowe Polskiego Towarzystwa Symulacji Komputerowej, Zakopane, 25 – 27 Wrzesień 2008.
- [5] Grzyb A., Mechanika i optymalizacja wybranego sprzęgła cięgłowego dla układów napędowych pojazdów szynowych. Praca doktorska na Wydziale Mechanicznym PK, 1975.
- [6] Knapczyk J., Maniowski M., Elastokinematic Modeling and Study of Five-Rod Suspension with Subframe. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 41, pages 1031-1047, 2006.
- [7] Madej J., Mechanika transmisji momentu trakcyjnego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2000.
- [8] Romaniszyn Z., Podwozia wózkowe pojazdów szynowych. Politechnika Krakowska, Kraków 2005.
- [9] Romaniszyn Z., Kinematyka i optymalne kształtowanie mechanizmu cięgłowego typu Alsthom. Praca doktorska obroniona na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej, 1970.

