

# Modelowanie i symulacja dynamiki ruchu trakcyjnego odbieraka prądu

**Streszczenie.** W referacie przedstawiono dwa modele matematyczne kolejowych odbieraków prądu. Model podstawowy opracowano na podstawie analizy konstrukcji odbieraka ze stopniami swobody w ruchu obrotowym i postępowym. Drugi tzw. model zastępczy ma obydwa stopnie swobody w ruchu postępowym. Przedstawiono prosty sposób wyznaczenia wartości parametrów modelu zastępczego na podstawie wyników symulacji modelu odbieraka podstawowego. Model zastępczy, o wiarygodnych parametrach, może być używany do analizy interakcji odbieraka z siecią trakcyjną.

**Abstract.** The paper presents two mathematical models of the railway current collectors. The first basic model has degrees of freedom in rotary and in translatory motion. The second equivalent model has both degrees of freedom in translatory motion. The paper shows the way in which coefficient values of the equivalent model are defined on the basic model collector simulation. Application of the equivalent model is justifiable to analyze the interaction between pantograph and contact line. **Modeling and simulation of dynamics the traction current collector.**

**Słowa kluczowe:** elektryczne pojazdy szynowe, pantograf, masa zastępcza, modelowanie numeryczne.

**Keywords:** railway electric traction, pantograph, equivalent mass, numerical modeling.

## Wstęp

Elektryczne pojazdy szynowe najczęściej są zasilane z górnej sieci trakcyjnej, za pośrednictwem odbieraka prądu zamontowanego na dachu pojazdu. Właściwości dynamiczne odbieraka prądu i sieci jezdnej są bardzo istotne dla zapewnienia ich prawidłowej współpracy – zarówno mechanicznej jak i elektrycznej [1, 2]. Sporadycznie występujące awarie wprowadzają znaczące opóźnienia w ruchu pociągów i są bardzo kosztowne [3]. Wzrost prędkości elektrycznych pojazdów szynowych i zwiększony pobór mocy powoduje [4], że zastosowanie nowoczesnych urządzeń monitoringu i diagnostyki technicznej staje się niezbędne do utrzymania ciągłej sprawności technicznej systemu trakcji elektrycznej [5-7].

W Unii Europejskiej wprowadzono uwarunkowania techniczne i prawne zebrane w Technicznych Specyfikacjach Interoperacyjności (TSI) w celu zapewnienia jednolitych warunków współpracy pomiędzy pojazdami i siecią trakcyjną [8]. Wymagane jest m.in. przeprowadzenie odpowiednich symulacji na modelach matematycznych, w celu uzyskania certyfikacji sieci jezdnych i odbieraków [9]. Modelowanie to może także wspomagać oprogramowanie urządzeń monitoringu odbieraków na linii kolejowej, w algorytmach oceny ich stanu technicznego.

Pneumatyczny napęd odbieraka prądu umożliwia uniesienie ślizgacza z nakładkami stykowymi poprzez obrót jego ramion względem osi przegubów. Konsekwencją tego jest występowanie w modelu matematycznym odbieraka mechanicznych stopni swobody w ruchu obrotowym. Współczynniki w równaniach różniczkowych opisujących dynamikę ruchu są stosunkowo złożonymi funkcjami kąta obrotu ramion. Wynika to z faktu, że środki ciężkości niektórych ramion odbieraka poruszają się wzdłuż trajektorii o zmiennym promieniu. Te nieliniowe funkcje mogą być zdefiniowane w sposób analityczny na podstawie analizy konstrukcji odbieraka. Na ramiona działają siły dynamiczne w kierunku stycznym oraz prostopadłym do trajektorii ruchu. Obie składowe tych sił mają znaczący wpływ na dynamikę ruchu całego odbieraka. Tak ujęty model w dalszej części pracy jest nazywany modelem podstawowym.

W wielu przypadkach, np. przy analizie interakcji odbieraka z siecią trakcyjną, zasadne jest użycie zastępczego modelu odbieraka zawierającego stopnie swobody tylko w ruchu postępowym, w jednym kierunku, co jest zgodne z wymaganiami TSI i norm [8, 9, 10]. Opis matematyczny jest w tym przypadku stosunkowo prosty, ale są w nim uwikłane elementy zastępcze [11, 12]. Zasadniczy

problem polega na analitycznym wyznaczeniu wartości parametrów tych elementów, w szczególności w przypadku jednoramiennych przegubowych konstrukcji odbieraków. Sposób wyznaczenia wartości parametrów zastępczego modelu odbieraka polega zazwyczaj na analizie stanów statycznych i dynamicznych przemieszczeń jego elementów, na skutek przyłożonej siły o znanej funkcji w dziedzinie czasu. Należy tak dobrać parametry modelu zastępczego, aby jego odpowiedź była możliwie zgodna z odpowiedzią rzeczywistego odbieraka. Analiza taka może być przeprowadzona na podstawie eksperymentu laboratoryjnego lub w oparciu o badania symulacyjne z wykorzystaniem modelu podstawowego. Sposób eksperymentalny wymaga odpowiednio wyposażonego stanowiska pomiarowego i jest kosztowny, zaś metoda symulacyjna powinna wykorzystywać podstawowy model odbieraka o odpowiedniej dokładności.

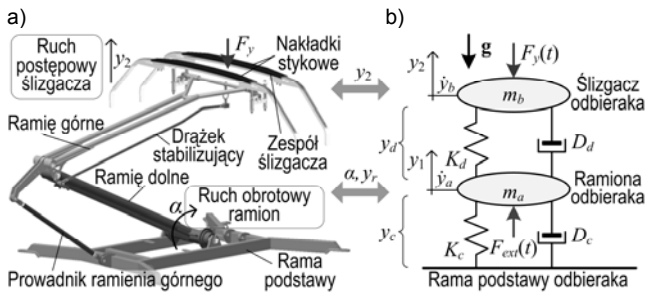
W celu sformułowania obu modeli odbieraka zastosowano metodę energetyczną Lagrange'a. Niezbędne parametry wyznaczono na drodze analitycznej. Na podstawie symulacji podstawowego modelu odbieraka wyznaczono parametry jego modelu zastępczego. Przedstawiono wybrane wyniki eksperymentów i symulacji oraz dokonano ich porównania. Wskazano na możliwość wykorzystania modelowania do efektywnego monitoringu i diagnostyki odbieraków oraz sieci trakcyjnej.

## Model podstawowy odbieraka prądu

Podstawowy model matematyczny odbieraka opracowano dokonując podziału konstrukcji odbieraka na skupione elementy zachowawcze (bezwładnościowe i sprężyste) oraz dysypatywne (tłumiki) z uwzględnieniem ruchu postępowego oraz obrotowego. Idea tego modelowania jest pokazana schematycznie na rysunku 1. Wykonany model jest reprezentatywny dla odbieraków prądu, których konstrukcja składa się z dwóch czworoboków przegubowych – przykładem takiego popularnego rozwiązania jest odbierak typu 160EC, czy odbieraki serii DSA150...380. Model odbieraka w części związanej z ramionami połączonymi przegubowo opracowano w dużym stopniu dokładności. W części odbieraka, która zawiera wahacz, tzw. zespół usprężynowania ślizgacza oraz ślizgacz, przyjęto kilka uproszczeń wynikających z ograniczenia ruchu do jednego stopnia swobody, tj.:

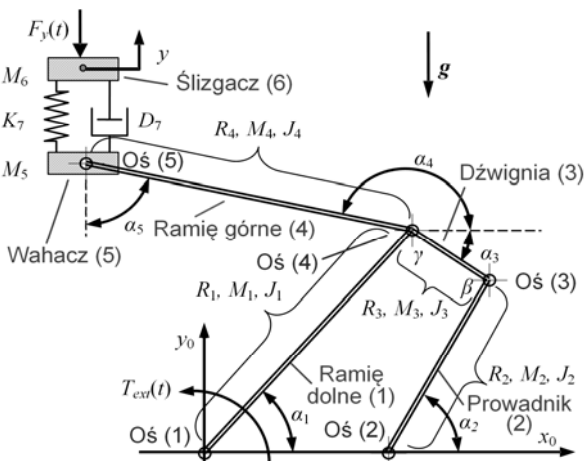
- w zespole ślizgacza uwzględnia się tylko jeden stopień swobody, którym jest ruch postępowy całego zespołu,

- ramię górne odbieraka oraz drążek stabilizacyjny ślizgacza reprezentowane są przez jedną zastępczą belkę.



Rys. 1. Odbierak prądu: a) model podstawowy o ruchu obrotowym ramion i ruchu postępowym ślizgacza (na rysunku pominięto układ napędowy); b) model zastępczy odbieraka w ruchu postępowym

Schemat układu kinematycznego modelu podstawowego odbieraka przedstawiono na rysunku 2, gdzie dodatkowo zaznaczono poszczególne elementy skupione wynikające z konstrukcji oraz fizyki zjawisk. Poszczególne symbole pokazane na tym rysunku oznaczają:  $M_i$  – masa  $i$ -tego ramienia odbieraka,  $J_i$  – moment bezwładności względem  $i$ -tej osi obrotu, gdzie indeks  $i$  przyjęto odpowiednio dla: 1 – dolnego ramienia, 2 – prowadnika ramienia górnego, 3 – dźwigni napędu ramienia górnego; 4 – belki reprezentującej ramię górne i drążek stabilizacyjny względem osi obrotu (3), 5 – zespołu usprężynowania ślizgacza, 6 – zespołu ślizgacza,  $D_1, \dots, D_5$  – zastępcze tłumiki w ruchu obrotowym, które reprezentują tarcie wiskotyczne i tarcie suche w przegubach,  $D_7$  – zastępczy tłumik w ruchu postępowym reprezentujący dyssypację energii w zespole ślizgacza,  $K_7$  – podatność zastępczej sprężyny zespołu usprężynowania ślizgacza w ruchu postępowym,  $R_i$  – długość  $i$ -tego ramienia odbieraka,  $\alpha_i$  – położenie kątowe odniesione do osi  $x_0$ ,  $\alpha_5$  – kąt pomiędzy górnym ramieniem i osią  $y_0$ ,  $\beta$  – kąt pomiędzy prowadnikiem ramienia dolnego a dźwignią ramienia górnego,  $\gamma$  – kąt pomiędzy dźwignią a ramieniem górnym,  $T_{ext}(t)$  – zewnętrzny moment napędowy wymuszający uniesienie odbieraka,  $F_y(t)$  – zewnętrzna siła związana z oddziaływaniem pomiędzy odbierakiem a siecią jezdnią,  $y(t)$  – przemieszczenie pionowe,  $g$  – wektor grawitacji.



Rys. 2. Schemat kinematyczny podstawowego modelu odbieraka jednoramiennego o dwóch stopniach swobody

Funkcja Lagrange'a zdefiniowana we współrzędnych przyporządkowanych do poszczególnych elementów skupionych wynosi

$$(1) \quad L(\dot{\alpha}_1, \dots, \dot{\alpha}_4, \dot{x}_5, \dots, \dot{y}_6, y_7) = \frac{1}{2} J_1 \dot{\alpha}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\alpha}_2^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\alpha}_3^2 + \frac{1}{2} J_4 \dot{\alpha}_4^2 + \frac{1}{2} M_5 (\dot{x}_5^2 + \dot{y}_5^2) + \frac{1}{2} M_6 (\dot{x}_6^2 + \dot{y}_6^2) - \frac{1}{2} \frac{y_7^2}{K_7}$$

gdzie:  $\dot{\alpha}_1, \dot{\alpha}_2, \dot{\alpha}_3, \dot{\alpha}_4$  – prędkości kątowe odpowiednich ramion względem ich osi obrotu,  $\dot{x}_5, \dot{y}_5, \dot{x}_6, \dot{y}_6$  – składowe prędkości w ruchu postępowym dla elementu o masie  $M_5$  i  $M_6$ ,  $y_7$  – względne przemieszczenie zacisków sprężyny o podatności  $K_7$ .

Składniki funkcji Lagrange'a (1) reprezentują kolejno: koenergie kinetyczne w ruchu obrotowym ramion 1, ... 4, koenergie kinetyczne w ruchu postępowym zespołu usprężynowania 5 i zespołu ślizgacza 6 oraz energię potencjalną zespołu usprężynowania.

Funkcja dyssypacji Rayleigha, zdefiniowana we współrzędnych przyporządkowanych do poszczególnych tłumików zastępczych z uwzględnieniem tylko tarcia wiskotycznego, wynosi

$$(2) \quad P_m(\dot{\alpha}_1, \dot{\alpha}_2, \dot{\beta}, \dot{\gamma}, \dot{\alpha}_5, \dot{y}_7) = \frac{1}{2} D_1 \dot{\alpha}_1^2 + \frac{1}{2} D_2 \dot{\alpha}_2^2 + \frac{1}{2} D_3 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} D_4 \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} D_5 \dot{\alpha}_5^2 + \frac{1}{2} D_7 \dot{y}_7^2$$

gdzie:  $\dot{y}_7$  – prędkość względna zacisków sprężyny zastępczej,  $\dot{\beta}, \dot{\gamma}$  – prędkości kątowe zastępczych tłumików,  $D_1, \dots, D_5$  – współczynniki tarcia wiskotycznego tłumików w ruchu obrotowym,  $D_7$  – współczynnik tarcia wiskotycznego tłumika w ruchu postępowym.

Tarcie suche uwzględniono w końcowej postaci równania Eulera-Lagrange'a odbieraka.

Model odbieraka, zgodnie z przyjętymi założeniami upraszczającymi, ma dwa stopnie swobody. Są nimi: przemieszczenie  $y$  środka masy elementu  $M_6$  oraz kąt obrotu układu ramion odbieraka. Przyjęto, iż jest to kąt  $\alpha_1$ . Przy takim założeniu współrzędne  $\alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \beta, \gamma, x_5, x_6, y_5$  można uzależnić od stopni swobody, tj. kąta  $\alpha_1$  oraz przemieszczenia  $y$  poprzez tzw. równania więzów. Szczegółowa postać tych funkcji [13], wynikająca z geometrii odbieraka (rys. 2), ze względu na złożony ich zapis nie jest przytoczona w tej pracy.

Ogólną postać równania Eulera-Lagrange'a dla modelu podstawowego odbieraka można wyrazić jako

$$(3) \quad \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L(\dot{\alpha}_1, \alpha_1, \dot{y}, y)}{\partial \dot{\alpha}_1} \right) - \frac{\partial L(\dot{\alpha}_1, \alpha_1, \dot{y}, y)}{\partial \alpha_1} + \frac{\partial P_m(\dot{\alpha}_1, \dot{y})}{\partial \dot{\alpha}_1} = Q_{\alpha}(t)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L(\dot{\alpha}_1, \alpha_1, \dot{y}, y)}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial L(\dot{\alpha}_1, \alpha_1, \dot{y}, y)}{\partial y} + \frac{\partial P_m(\dot{\alpha}_1, \dot{y})}{\partial \dot{y}} = Q_y(t)$$

gdzie:  $Q_{\alpha}, Q_y$  – tzw. siły uogólnione wynikające z zewnętrznych sił i momentów odpowiednio przetransformowanych z wykorzystaniem pochodnych współrzędnych poszczególnych elementów względem współrzędnych uogólnionych.

Siła uogólniona  $Q_{\alpha}(t, \alpha_1)$  może być przedstawiona jako superpozycja trzech momentów działających na odbierak

$$(4) \quad Q_{\alpha}(t, \alpha_1) = T_{ext}(t, \alpha_1) + T_g(\alpha_1) + T_{fy}(t, \alpha_1)$$

gdzie:  $T_{ext}(t, \alpha_1)$  – moment unoszący odbierak,  $T_g(\alpha_1)$  – moment od sił grawitacji,  $T_{fy}(t, \alpha_1)$  – moment od siły zewnętrznej  $F_y(t)$ .

Wszystkie momenty są funkcjami kąta obrotu odbieraka nawet jeśli siły, które je wytwarzają, mają stałą wartość.

Po uwzględnieniu równania więzów i obliczeniu pochodnych funkcji Lagrange'a i funkcji dyssypacji Rayleigha w równaniu (3) uzyskuje się

$$(5) \begin{bmatrix} J_\alpha(\alpha_1) & k_y(\alpha_1) \\ k_y(\alpha_1) & M_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\alpha}_1 \\ \ddot{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_\alpha(t) - h_\alpha(\alpha_1)\dot{\alpha}_1^2 - D_\alpha(\alpha_1)\dot{\alpha}_1 \\ Q_y(t) - h_y(\alpha_1)\dot{\alpha}_1^2 - D_7\dot{y} - \frac{y}{K_7} \end{bmatrix}$$

Współczynniki  $J_\alpha(\alpha_1)$ ,  $h_\alpha(\alpha_1)$ ,  $k_y(\alpha_1)$ ,  $h_y(\alpha_1)$  są złożonymi funkcjami kąta obrotu  $\alpha_1$ , ale mogą być wyznaczone w sposób analityczny. Zastępczy współczynnik tłumienia wiskotycznego  $D_\alpha(\alpha_1)$  oraz parametry tarcia suchego wyznacza się zazwyczaj z eksperymentu.

### Model zastępczy odbieraka prądu

Poglądowy schemat zastępczego dwumasowego modelu odbieraka o dwóch stopniach swobody przedstawiono na rysunku 1b [10]. Zawiera on następujące elementy skupione:  $m_b$ ,  $K_b$ ,  $D_b$  – masa, współczynnik podatności oraz współczynnik tłumienia – dla zespołu ślizgacza,  $m_a$ ,  $K_c$ ,  $D_c$  – parametry zastępcze, tj. masa, współczynnik podatności, współczynnik tłumienia – dla ramion odbieraka.

Na odbierak działa zewnętrzna siła wymuszająca  $F_{ext}(t)$  unosząca, za pośrednictwem ramion, ślizgacz odbieraka oraz siła  $F_y(t)$  jako wynik interakcji z siecią jezdnią. Funkcja Lagrange'a zdefiniowana we współrzędnych poszczególnych elementów skupionych wynosi

$$(6) L(\dot{y}_a, \dot{y}_b, y_c, y_d) = \frac{1}{2}m_a\dot{y}_a^2 + \frac{1}{2}m_b\dot{y}_b^2 - \frac{1}{2}K_c y_c^2 - \frac{1}{2}K_d y_d^2$$

gdzie:  $\dot{y}_a, \dot{y}_b$  – prędkości skupionych mas  $m_a$  i  $m_b$ ,  $y_c, y_d$  – odkształcenia zastępczych sprężyn  $K_c$  i  $K_d$ .

Funkcja dyssypacji Rayleigha zdefiniowana we współrzędnych przyporządkowanych do poszczególnych tłumików zastępczych z uwzględnieniem tylko tarcia wiskotycznego wynosi

$$(7) P_m(\dot{y}_c, \dot{y}_d) = \frac{1}{2}D_c\dot{y}_c^2 + \frac{1}{2}D_d\dot{y}_d^2$$

Ogólna postać równania Eulera-Lagrange'a dla modelu zastępczego jest wyrażona wzorem

$$(8) \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L(\dot{y}_1, \dot{y}_2, y_1, y_2)}{\partial \dot{y}_1} \right) - \frac{\partial L(\dot{y}_1, \dot{y}_2, y_1, y_2)}{\partial y_1} + \frac{\partial P_m(\dot{y}_1, \dot{y}_2)}{\partial \dot{y}_1} = Q_1(t)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L(\dot{y}_1, \dot{y}_2, y_1, y_2)}{\partial \dot{y}_2} \right) - \frac{\partial L(\dot{y}_1, \dot{y}_2, y_1, y_2)}{\partial y_2} + \frac{\partial P_m(\dot{y}_1, \dot{y}_2)}{\partial \dot{y}_2} = Q_2(t)$$

gdzie:  $Q_1, Q_2$  – tzw. siły uogólnione, które dla tego przypadku wynoszą:  $Q_1(t) = F_{ext}(t)$ ,  $Q_2(t) = -F_y(t)$ .

Dwumasowy model odbieraka ma dwa stopnie swobody określone przez przemieszczenia:  $y_1$  środka masy  $m_a$  oraz  $y_2$  środka masy  $m_b$ . Po uwzględnieniu więzów:  $\dot{y}_a = \dot{y}_c = \dot{y}_1$ ,  $\dot{y}_b = \dot{y}_2$ ,  $\dot{y}_d = \dot{y}_2 - \dot{y}_1$  oraz obliczeniu pochodnych funkcji Lagrange'a i funkcji dyssypacji Rayleigha w równaniu (8) uzyskuje się

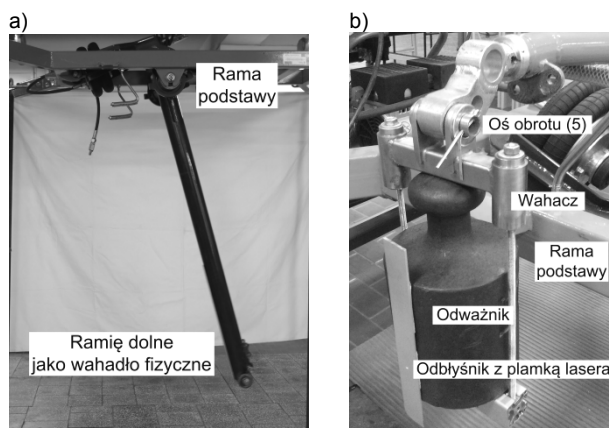
$$(9) \ddot{y}_1 m_a = Q_1(t) - m_a g - \left( \frac{1}{K_c} + \frac{1}{K_d} \right) y_1 + \frac{1}{K_d} y_2 - (D_c + D_d) \dot{y}_1 + D_d \dot{y}_2$$

$$\ddot{y}_2 m_b = Q_2(t) - m_b g + \frac{1}{K_d} y_1 - \frac{1}{K_d} y_2 + D_d \dot{y}_1 - D_d \dot{y}_2$$

### Określenie parametrów pantografu typu przegubowego

Do obliczenia funkcji  $J_\alpha(\alpha_1)$ ,  $h_\alpha(\alpha_1)$ ,  $k_y(\alpha_1)$ ,  $h_y(\alpha_1)$  potrzebne są takie dane jak: masy poszczególnych elementów odbieraka, położenia ich środków ciężkości, momenty bezwładności ramion względem określonych osi obrotu oraz ich długości. Dane te mogą być wyznaczone na drodze analitycznej i eksperymentalnej. Jako dane wejściowe wykorzystano informacje o geometrii poszczególnych podzespołów odbieraka. Na tej podstawie zamodelowano je z wykorzystaniem programu Autodesk Inventor, który wspomaga obliczenia parametrów inercyjnych. Uzyskane w ten sposób wartości momentów bezwładności i współrzędnych środków mas wykorzystano do identyfikacji parametrów zastępczych tłumików. Ze względu na fakt, że procesy powodujące tłumienie drgań są bardzo złożone, wiedza o nich jest niepełna a matematyczny opis skomplikowany, zdecydowano o przeprowadzeniu badań eksperymentalnych.

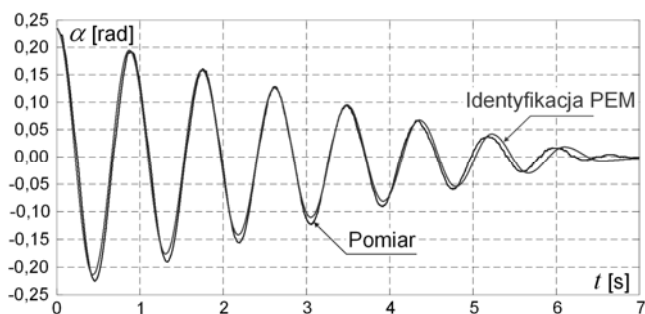
Dokonano demontażu głównych elementów odbieraka prądu, a następnie przeprowadzono badania ich ruchu tłumionego w układzie wahadła fizycznego prostego. W przypadku układu zawieszenia ślizgacza (tłumik  $D_7$ ) wykonano rejestrację dla układu drgającego w ruchu postępowym. Przyjęta metodyka wynika ze względnej prostoty opisu zjawisk występujących w układzie wahadła. Rejestrację przemieszczenia wykonywano za pomocą dalmierzy laserowych. W uzasadnionych przypadkach element dociążano za pomocą wzorcowanych odważników o znanych wymiarach. Widok układu pomiarowego w przypadku badania własności ramienia dolnego i wahacza układu sprężynowania ślizgacza przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Pomiar współczynników tłumienia w ruchu obrotowym: a) dla ramienia dolnego; b) dla wahacza

Na podstawie zarejestrowanych przebiegów ruchu stwierdzono, że tłumienie ma zarówno charakter tarcia suchego jak i wiskotycznego i do wyznaczenia parametrów tłumienia nie można wykorzystać logarytmicznego dekrementu tłumienia. Z tego względu posłużono się metodą numerycznej optymalizacji z algorytmem PEM (ang. *Prediction Error Estimation*) [14]. Przyjęto liniowy model tarcia wiskotycznego oraz model tarcia suchego przy założeniu stałej siły tarcia. Przykładowy wynik działania identyfikacji przedstawiono na rysunku 4.

Opisane działania wykonano wielokrotnie, dla każdego elementu modelowanego odbieraka prądu. Wartości uzyskanych parametrów przedstawiono w tabeli 1, w której – obok opisanych już parametrów – zamieszczono wyznaczone dla poszczególnych podzespołów odbieraka ich momenty oporowe  $T_i$ , wynikające z tarcia suchego.



Rys. 4. Identyfikacja parametrów układu kinematycznego odbieraka prądu – przebieg ruchu wahacza zarejestrowany w układzie wahadła fizycznego oraz wynik działania algorytmu identyfikacji parametrów tarcia

Tab. 1. Parametry podzespołów odbieraka

Ramie dolne	$M_1$ [kg]	25,68	względem osi 1
	$J_1$ [kgm <sup>2</sup> ]	14,16	
	$R_1$ [m]	0,50	
	$D_1$ [Nms/rad]	0,16	
Prowadnik ramienia górnego	$T_1$ [Nm]	0,34	względem osi 2 i 3
	$M_2$ [kg]	3,43	
	$J_2$ [kgm <sup>2</sup> ]	1,08	
	$R_2$ [m]	0,47	
Ramie górne	$D_2 = D_3$ [Nms/rad]	0,15	względem osi 4
	$T_2 = T_3$ [Nm]	0,02	
	$M_3 + M_4$ [kg]	15,26	
	$J_{3-4}$ [kgm <sup>2</sup> ]	13,22	
Zespół wahaczy ślizgacza	$R_3$ [m]	0,67	względem osi 5
	$D_4$ [Nms/rad]	0,21	
	$T_4$ [Nm]	0,90	
Zespół usprężynowania ślizgacza	$M_5$ [kg]	2,20	względem osi 5
	$D_5$ [Nms/rad]	1,29	
	$T_5$ [Nm]	0,30	
Ślizgacz	$K_7$ [kN/m]	14,90	względem osi 5
	$D_7$ [Ns/m]	14,15	
	$M_6$ [kg]	14,64	

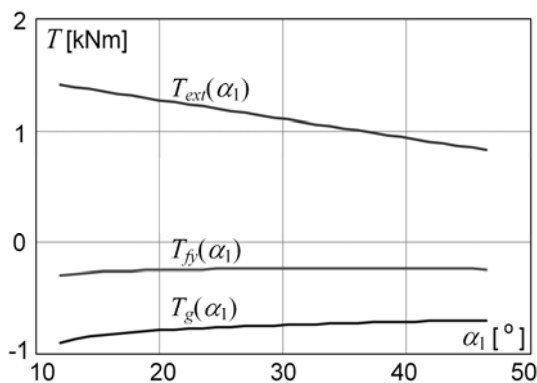
### Badania symulacyjne modeli odbieraka

Dla przedstawionych modeli odbieraka i uzyskanych z badań laboratoryjnych parametrów podzespołów, wykonano badania symulacyjne. Dynamikę modeli odbieraka badano przy wymuszeniu periodycznie działającej siły stykowej  $F_y(t)$  (rys. 1b, rys. 2). Przebieg siły uzasadniony jest zmienną sztywnością sieci jezdnej wzdłuż przęsła zawieszenia. W przypadku ruchu pojazdu ze stałą prędkością pojawia się periodyczne wymuszenie ruchu odbieraka i fluktuacja siły stykowej [10, 13]

$$(10) \quad F_y(t) = F_o \left[ 1 + f \cos\left(\frac{2\pi v}{L} t\right) \right]$$

gdzie:  $v$  – prędkość pojazdu,  $L$  – rozpiętość przęsła zawieszenia,  $f$  – współczynnik zmian siły wynikający ze sztywności sieci w przęsle zawieszenia.

W modelu podstawowym odbieraka konieczne jest ponadto przyjęcie odpowiednich charakterystyk statycznych momentów (4) działających na odbierak. Wykresy tych momentów jako funkcji zmiennej kątowej  $\alpha_1$  przedstawiono na rysunku 5, przy czym charakterystykę momentu  $T_{fy}$  wywołanego siłą stykową  $F_y(t)$  podano dla jej wartości średniej  $F_o = 130$  N według (10). Należy podkreślić, że w badaniach dynamiki odbieraka zmiany wartości momentów:  $T_{ext}$  – unoszącego odbierak i  $T_g$  – pochodzącego od sił grawitacji, są uwarunkowane tylko zmianami  $\alpha_1$ , gdyż przyjęto stałą wartość siły unoszącej  $F_{ext}$ , natomiast zmiany  $T_{fy}$  są powodowane również oscylacjami siły  $F_y$ .



Rys. 5. Charakterystyka momentów działających na odbierak

Na rysunku 6 przedstawiono porównawczo wybrane wyniki symulacji dla modelu podstawowego odbieraka (z rys. 1a, rys. 2) – po lewej stronie, i modelu zastępczego odbieraka (z rys. 1b) – po prawej stronie. W modelu podstawowym parametry podzespołów odbieraka przyjęto zgodnie z tabelą 1. W modelu zastępczym parametry dla ślizgacza są zgodne z wartościami podanymi w tabeli 1, zaś dla ramion odbieraka przyjęto masę zastępczą  $m_a = 1/4 \cdot (M_3 + M_4) + 3/4 \cdot M_1$  [1]. Wartości siły tarcia suchego i wiskotycznego są zgodne z typowymi wartościami dla odbieraków jednoramiennych [10]. Pozostałe parametry modelu zastępczego dobierano poprzez szereg eksperymentów symulacyjnych w taki sposób, aby jego odpowiedź była możliwie zgodna z odpowiedzią modelu podstawowego odbieraka. Wyniki z rysunku 6 uzyskano dla wartości parametrów siły stykowej według (10) wynoszących:  $F_o = 130$  N,  $f = 30$ ,  $v = 160$  km/h,  $L = 65$  m.

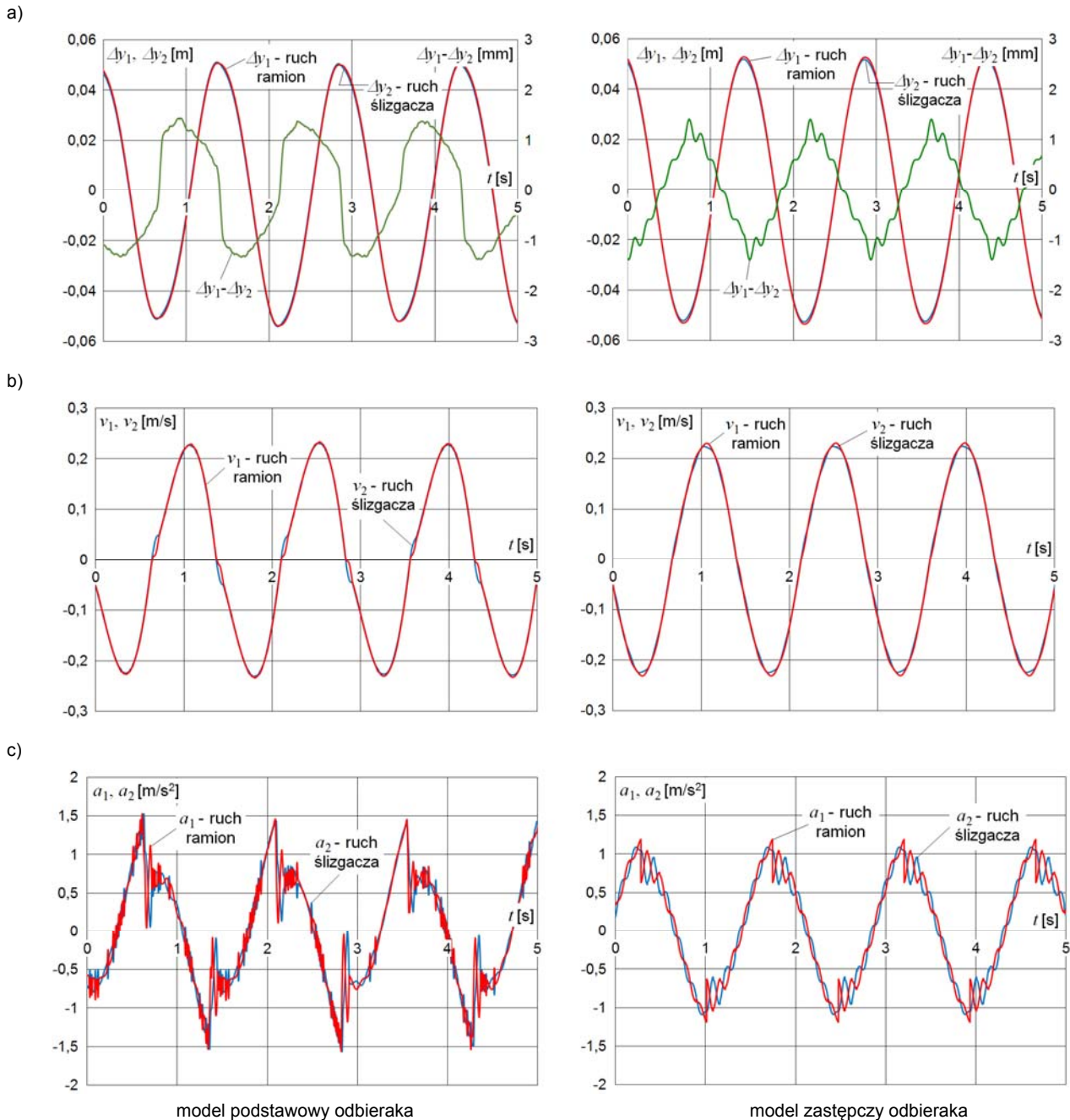
Na rysunku 6a przedstawiono przebiegi zmian wysokości ślizgacza i środka masy ramion odbieraka. W rozszerzonej skali przedstawiono różnicę wysokości ślizgacza i ramion odbieraka. Na rysunku 6b pokazano przebiegi prędkości ślizgacza i ramion. Przykładowe zmiany przyspieszenia ślizgacza i ramion zamieszczono na rysunku 6c. W wyniku szeregu przeprowadzonych symulacji, przy zmianach wartości wybranych parametrów stwierdzono, że na odkształcenia przebiegów znaczny wpływ ma wartość tarcia suchego. Wszystkie przedstawione wykresy dotyczą stanu quasi-ustalonego. Porównanie uzyskanych wyników pozwala stwierdzić dobrą zgodność obydwu modeli, co świadczy o prawidłowym doborze parametrów modelu podstawowego.

### Koncepcja stanowiska monitoringu odbieraków prądu na linii kolejowej

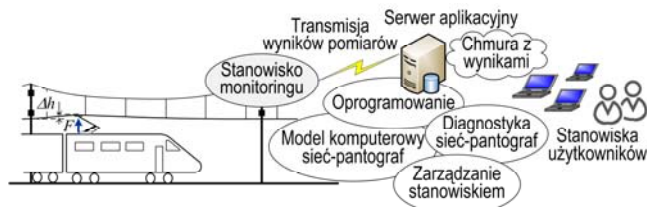
Monitoring i diagnostyka różnych podsystemów trakcji elektrycznej rozwija się bardzo dynamicznie - przykładowo można tu wymienić monitoring stanu technicznego infrastruktury elektrotrakcyjnej [15]. W odniesieniu do sieci jezdnej, odbieraków i ich wzajemnej interakcji w literaturze przedstawiono wiele systemów pomiarowych m.in. naprężenia przewodów, liny nośnej oraz wieszaków, wywiewania, uniesienia przewodów jezdnych podczas przejazdu pojazdów, temperatury przewodów i liny nośnej, stanu technicznego nakładek stykowych [5, 7, 13, 16].

Na rysunku 7 przedstawiono koncepcję systemu monitoringu odbieraków prądu na linii kolejowej. System składa się ze stanowiska akwizycji z bezprzewodową transmisją sygnałów do serwera aplikacyjnego, wyposażonego w oprogramowanie do ich przetwarzania. W najskromniejszym wariantcie układu pomiarowego stanowisko może służyć rejestracji uniesienia przewodu jezdnej  $\Delta h$  wskutek oddziaływania siły  $F$  odbieraka przejeżdżającego pojazdu (rys. 7) [5].





Rys. 6. Wyniki symulacji ruchu ślizgacza i ramion odbieraka prądu w stanie quasi-ustalonym przy wymuszeniu periodyczną siłą stykową dla modelu podstawowego – z lewej strony, oraz modelu zastępczego – z prawej strony: a) przemieszczenie ślizgacza i ramion oraz ich różnica; b) prędkości, c) przyspieszenia



Rys. 7. Schemat systemu monitoringu i diagnostyki dedykowanego dla górnej sieci trakcyjnej

Rozszerzając funkcjonalność o kilka czujników umieszczonych na odcinku sieci jezdnej, pomiędzy punktami podwieszenia, otrzymujemy przestrzennie rozłożoną strukturę pomiarową wykorzystującą bezprzewodową sieć czujnikową WSN (ang. *Wireless Sensor Network*). Umożliwia to analizę wyniku

oddziaływania ślizgacza odbieraka na sieć jezdnią podczas przejazdu pociągu wzdłuż całego opomiarowanego odcinka, co winno prowadzić do bardziej dokładnej oceny jakości współpracy obydwu tych elementów systemu zasilania pojazdów. Dla miarodajnej oceny stanu technicznego każdego z tych elementów niezależnie, niezbędne jest wykorzystanie w oprogramowaniu diagnostycznym modeli matematycznych odbieraka prądu i sieci jezdnej, charakteryzujących się dobrą zgodnością wyników symulacji z eksperymentem. W odniesieniu do odbieraka prądu, użycie modelu zastępczego o prawidłowo dobranych parametrach elementów zastępczych, ze względu na jego prostotę może być lepszym rozwiązaniem w stosunku do modelu podstawowego, szczególnie w aplikacjach, w których istotna jest szybkość działania algorytmów oceny, np. w systemach działających w trybie on-line.

W celu kompleksowego monitorowania stanu technicznego sieci jezdnej i odbieraków prądu na linii kolejowej rozważa się pomiary takich wielkości jak: uniesienie oraz drgania przewodu jezdnej, liczba uniesionych odbieraków, prędkość pociągu, temperatura przewodu jezdnej, napięcie przewodu i liny nośnej i inne. Niezbędne jest także zaimplementowanie w stanowisku funkcji stacji pogodowej. Rejestracja takich parametrów jak: temperatura, prędkość i kierunek wiatru czy opady, jest konieczna do poprawnej interpretacji pomiarów, a w efekcie – do oceny stanu technicznego współpracy odbieraka z siecią jezdnią. Możliwy jest także pomiar innych wielkości, np. napięcia sieci trakcyjnej.

Proponowana koncepcja zastosowania bezprzewodowej sieci sensorowej WSN do monitoringu i diagnostyki sieci trakcyjnej i odbieraków prądu wymaga jednak indywidualnego zaprojektowania i oprogramowania węzłów sieci [17]. Dostępność rozwiązań sprzętowych i programowych WSN jest duża. Koszty zastosowania technologii GSM, a w najbliższych latach GSM-R do transmisji danych są coraz niższe, co podnosi ich atrakcyjność.

### Podsumowanie

Potrzeba monitoringu i diagnostyki podsystemów układu zasilania trakcji elektrycznej stale rośnie. Trend ten dotyczy nie tylko urządzeń będących już w dojrzałym etapie eksploatacji. Ciągłe zwiększające się wymagania dla kolei, w tym szczególnie kolei dużej prędkości, powodują że niezbędna staje się realizacja monitoringu i diagnostyki w trybie on-line na zasadzie CBM (ang. *Condition-Based Maintenance*). Niezbędne w tym zakresie staje się wykorzystanie modeli matematycznych, które powiększają możliwy zakres wykrywanych usterek, przy jednoczesnym zwiększeniu precyzji stawianej diagnozy. Przedstawione w referencji modele matematyczne cechują się dobrą dokładnością i spełniają wymagania stawiane w dokumentach normatywnych. Ich złożoność obliczeniowa nie przekracza możliwości typowego komputera przemysłowego. Oba modele mogą być także wykorzystywane w procesie certyfikacji sieci trakcyjnej. Kolejnym etapem rozwoju zaproponowanych metod symulacyjnych będzie ocena wrażliwości modelu podstawowego na zmianę parametrów mechanicznych, walidacja eksperymentalna oraz symulacyjna z wykorzystaniem modelu referencyjnego sieci jezdnej, symulacja interakcji odbierak – sieć jezdna z wykorzystaniem modelu podstawowego i modelu zastępczego, zwłaszcza dla zastosowań dedykowanych dla kolei dużych prędkości.

Wykorzystanie w oprogramowaniu diagnostycznym opracowanych i zweryfikowanych doświadczalnie modeli sieci i odbieraka prądu winno poszerzyć zakres wykrywanych rodzajów nieprawidłowości w działaniu systemu sieć – odbierak i zwiększyć dokładność wyznaczania parametrów podlegających ocenie diagnostycznej.

**Autorzy:** dr hab. inż. Andrzej Wilk, E-mail: [Andrzej.Wilk@pg.gda.pl](mailto:Andrzej.Wilk@pg.gda.pl); dr hab. inż. Krzysztof Karwowski, E-mail: [Krzysztof.Karwowski@pg.gda.pl](mailto:Krzysztof.Karwowski@pg.gda.pl); dr inż. Sławomir Judek, E-mail: [Slawomir.Judek@pg.gda.pl](mailto:Slawomir.Judek@pg.gda.pl); dr inż. Mirosław Mizan, E-mail: [Miroslaw.Mizan@pg.gda.pl](mailto:Miroslaw.Mizan@pg.gda.pl); Politechnika Gdańska, Wydział Elektrotechniki i Automatyki, ul. G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk

### LITERATURA

- [1] Siemiński T., Jarosz T., Odbieraki prądu i ich współpraca z siecią jezdnią, *Wydawnictwo Komunikacji i Łączności*, Warszawa, 1989
- [2] Maciołek T., Elastyczna nakładka poprawiająca współpracę pantografu z siecią trakcyjną, *Przegląd Elektrotechniczny*, 89 (2013), nr 01a, 12-16
- [3] Tanarro F., Fuerte V., OHMS-real-time analysis of the pantograph-catenary interaction to reduce maintenance costs, *Proc. of 5<sup>th</sup> IET Conf. on RCM*, 29-30 Nov. 2011 Derby – UK, 133-138
- [4] Szelaż A., Maciołek T., A 3 kV DC electric traction system modernisation for increased speed and trains power demand - problems of analysis and synthesis, *Przegląd Elektrotechniczny*, 89 (2013), nr 03a, 21-28
- [5] Mizan M., Karwowski K., Karkosiński D., Monitoring odbieraków prądu w warunkach eksploatacyjnych na linii kolejowej, *Przegląd Elektrotechniczny*, 89 (2013) nr 12, 154-160
- [6] Karwowski K., Mizan M., Karkosiński D., Monitoring of current collectors on the railway line, *Transport (on-line)*, doi: 10.3846/16484142.2016.1144222 (2016)
- [7] Jarzębowski L., Judek S., 3D Machine Vision System for Inspection of Contact Strips in Railway Vehicle Current Collectors, *Proc. of 2014 Int. Conf. on Applied Electronics (AE)*, 09-10 Sep. 2014 Pilsen - Czech Republic, 139-144
- [8] Commission Regulation (EU) No 1301/2014 of 18 November 2014 on the technical specifications for interoperability relating to the 'energy' subsystem of the rail system in the Union
- [9] Commission Regulation (EU) No 1302/2014 of 18 November 2014 on the technical specifications for interoperability concerning a technical specification for interoperability relating to the 'rolling stock – locomotives and passenger rolling stock' subsystem of the rail system in the European Union
- [10] Judek S., Karwowski K., Mizan M., Wilk A., Modelowanie współpracy odbieraka prądu z siecią trakcyjną, *Przegląd Elektrotechniczny*, 91 (2015), nr 11, 248-253
- [11] Wilk A., Karwowski K., Judek S., Mizan M., A new approach to determination of the two-mass model parameters of railway current collector, *Proc. of 12<sup>th</sup> Int. Conf. MET'2015 Modern Electrified Transport*, 4-7 Oct. 2015 Trogir – Croatia, 164-170
- [12] Zhang S., Yang J., Song R., Yuan T., Optimum Design and Simulation of Structure Parameters of Pantograph Based on Equivalent Mass, *Science Research*. Vol. 3, No. 1, 2015, 25-29
- [13] Wilk A., Judek S., Karwowski K., Mizan M., Modelowanie dynamiki odbieraka prądu pojazdu kolejowego do celów diagnostycznych, *Logistyka – nauka*, 2015, nr 4, 6566-6577
- [14] Hu C., Wan F., Parameter identification of a model with Coulomb friction for a real Inverted Pendulum System, *Proc. of Chinese Control and Decision Conf. CCDC 2009*, 17-19 June 2009 Guilin – China, 2869-2874
- [15] Hodge V. J., O'Keefe S., Weeks M., Moulds A., Wireless Sensor Networks for Condition Monitoring in the Railway Industry: A Survey, *IEEE Transactions On Intelligent Transportation Systems*, Vol. 16, No. 3, June 2015, 1088-1106
- [16] Usuda T., Ikeda M., Koyama T., Detecting method of pantograph failure by measuring catenary vibration, *Proc. of 10<sup>th</sup> World Congress on Railway Research*, 24-27 Nov. 2013 Sydney – Australia, (on-line: SPARK) 1-11
- [17] Karwowski K., Kuciński M., Kulig E., Monitoring górnej sieci trakcyjnej z wykorzystaniem bezprzewodowej sieci sensorowej – węzeł pomiarowy, *TTS* 12/2015, 2644-2649