

## Modelowanie zużycia zestawu kołowego dla zwiększonych nacisków na oś

*W artykule przedstawiono zastosowanie modelu symulacyjnego opracowanego w środowisku Matlab do badania zużycia w układzie koło-szlina wagonu towarowego o zwiększonym nacisku na oś. Syntetycznie przedstawiono również zmiany statystycznych parametrów sił stycznych wzdłużnych i poprzecznych w styku kół z szynami podczas jazdy ze stałą prędkością po torze nieregularnym przy różnych wartościach nacisków na osie zestawów kołowych.*

### 1. Wstęp

Sily styczne powstające w kontakcie układu zestaw kołowy-tor są nieodzownymi wielkościami w analizie ruchu pojazdu szynowego. Spełniają one w jego dynamice dwojaką rolę: są istotnym czynnikiem wpływającym na ruch oraz czynnikiem powodującym degradację toru i zestawu, a przede wszystkim profili kół i szyn. Ten ostatni proces jako efekt zużycia powstały na skutek usuwania cząsteczek metalu ze współpracujących ze sobą powierzchni tocznych jest stałym przedmiotem szeregu prac ze względu na jego znaczenie ekonomiczne jak i wpływ na bezpieczeństwo ruchu. Zmiany geometrii części tocznych układu istotnie wpływają na sily między kołami pojazdu i szynami. Wpływ ten jak pokazano np. w [4] nie jest jednoznaczny tzn. nie można powiedzieć, że zwiększonemu zużyciu zawsze towarzyszy zwiększenie sił w styku kół z szynami. W procesie eksploatacji pojazdu i toru można więc mówić o współzależności trzech czynników, mianowicie kształtów profili kół i szyn, sil koło-szlina oraz procesu zużycia.

Rozwój transportu kolejowego stawia coraz większe wymagania, które powinien spełniać pojazd szynowy i tor, aby zapewnić bezpieczeństwo jazdy w trudnych warunkach eksploatacyjnych. Utrudnienia w eksploatacji mogą wynikać m.in. ze zwiększonej prędkości pociągów lub zwiększonego nacisku na oś (ang. heavy haul, określenie to dotyczy pojazdów szynowych, których obciążenie wynosi co najmniej 25 ton na oś). Tendencja do zwiększania dopuszczalnych nacisków najlepiej widoczna jest w krajach takich jak Stany Zjednoczone i Australia, gdzie nacisk 30 ton na oś jest standardem od ponad dekady. Jednak podobne tendencje wylaniają się także w Europie, gdzie standardy obciążenia UIC zwiększyły się z 18 do 22.5 tony, a niektóre kraje takie jak: Wielka Brytania i Szwecja eksploatują na wybranych trasach wagony o nacisku 25 i 30 ton na oś. Z technicznego punktu widzenia jest oczywiste, że podwyższone obciążenie skraca czas życia komponentów toru i wpływa negatywnie na bezpieczeństwo jazdy. Jednak oszczędności, jakie można osiągnąć przez operowanie mniejszą liczbą bardziej załadowanych wagonów, dają pewne korzyści takie jak: zmniejszenie liczby wagonów potrzebnych do przetransportowania tej samej ilości produktów, zmniejszone koszty taboru, poprawa współczynnika netto/tara (stosunek wagi przewożonych towarów do wagi pustego wagonu), zwiększenie efektywności przy załadunku i rozładunku, zmniejszone zużycie paliwa na tonę netto, zmniejszenie przebiegu wagonów i lokomotyw, zmniejszenie ilości wymaganych obslug. Można wymienić także niektóre skutki

negatywne jak: zwiększone zużycie szyn, podkładów, podtorza, mostów, struktur geotechnicznych, nasypów itp., oraz większe odległości wymagane do zahamowania pociągu [13].

Dla przewoźników, którzy korzystają obecnie z wagonów o zwiększonym obciążeniu szczególnie dużym problemem jest zużycie kół i szyn. W artykule przedstawiony jest zarys modelu symulacyjnego opracowanego w środowisku Matlab oraz procedur w kodzie C, do badania zużycia powierzchni tocznych kół wagonu towarowego o zwiększonym nacisku na oś i powierzchni tocznych szyn. Wyniki obliczeń zilustrowano w postaci zmian wartości średnich i odchyień standardowych sił stycznych wzdłużnych i poprzecznych występujących w styku kół z szynami podczas jazdy po torze nieregularnym ze stałą prędkością i przy różnych wartościach nacisków na oś pojazdu.

### 2. Model zużycia

Metodyczne badania zjawiska zużycia ślizgających i toczących się powierzchni rozpoczęły się we wczesnych latach pięćdziesiątych ub. wieku i były przeprowadzane między innymi przez Archarda, Bruwella, Kragelskiego, Rabinowicza. Wraz z rozwojem technik komputerowych prowadzone były także badania symulacyjne przez takich badaczy jak Blokhin, Brauchli, Braghin, Chudzikiewicz, Daves, Davila, Fischer, Fröhling, Fries, Jendel, Kalker, Knothe, Linder, Zobory i inni [2,6,7,8,9,10,12]. W artykule zostaną przedstawione tylko dwa modele: model zużycia Archarda i zmodyfikowany model Archarda oparty na równaniu opisującym pracę wykonaną przez sily tarcia w kontakcie poślizgowym.

W literaturze dotyczącej trybologii można znaleźć szczególnie modele zużycia, które mogą być jedynie zastosowane do konkretnego układu trybologicznego. W przypadku układu koło-szlina istnieje dobrze znane równanie Archarda [1] dla zużycia poślizgowego:

$$\frac{V_w}{D} = K \cdot \frac{N}{H} \quad (1)$$

gdzie :  $V_w$  - objętość zużytego materiału [m<sup>3</sup>],  
 $D$  - droga przebyta w poślizgowym procesie zużycia [m],  
 $N$  - sily normalna w styku koło-szlina [N],  
 $H$  - twardość materiału o mniejszej sztywności [Pa],

$K$  - bezwymiarowy współczynnik, który może być interpretowany jako prawdopodobieństwo tego, że nastąpiło zużycie cząsteczki materiału w wyniku efektów ścinających wtedy, gdy kontakt jest przewany.

Równanie Archarda (często nazywane w skrócie równaniem zużycia), dla innych mechanizmów zużycia może być modyfikowane, natomiast dla układu koło-szyna jest to formuła podstawowa. Często jest ona także przedstawiana w formie [3]:

$$m_w = C \cdot W_r \quad (2)$$

gdzie:  $m_w$  - masa usuniętego materiału na jednostkę pola powierzchni styku [ $\mu\text{g}/\text{mm}^2$ ],  
 $C$  - szybkość zużycia [ $\mu\text{g}/\text{Nmm}$ ],  
 $W_r$  - praca sił tarcia przypadająca na jednostkę powierzchni kontaktowej [ $\text{N}/\text{mm}$ ].

Siły styczne i moment wiertny, pochodzący od poślizgów względnych oraz warunki występujące w strefie styku koła i szyny prowadzą do kolejnej formuły często używanej przy badaniu zużycia:

$$E = F_\xi v_\xi + F_\eta v_\eta + M_\phi \Phi \quad (3)$$

gdzie:  $E$  - rozproszenie energii na skutek tarcia przypadające na jednostkę przebytej drogi [ $\text{J}/\text{m}$ ],  
 $F_\xi, F_\eta$  - siła styczna wzdłużna i poprzeczna [ $\text{N}$ ],  
 $M_\phi$  - moment wiertny [ $\text{Nm}$ ],  
 $v_\xi, v_\eta$  - poślizg względny między kołem i szyną, wzdłużny i poprzeczny [-],  
 $\Phi$  - względny poślizg wiertny [ $1/\text{m}$ ].

Równanie Archarda i równanie dyssypacji energii są wzajemnie powiązane, ponieważ obydwa modele zakładają, że zużycie jest proporcjonalne do pracy wykonanej przez siły tarcia w strefie poślizgu.

W programie symulacyjnym model Archarda zaadaptowano do przypadku kontaktu koła z szyną. Zgodnie z tym modelem zużycie występuje tylko w strefie poślizgu obszaru styku. Za pomocą algorytmu FASTSIM [11] obszar ten został podzielony na małe elementy  $dA = \Delta x \cdot \Delta y$ , dla których można określić wzdłużne i poprzeczne prędkości poślizgu. Współczynnik zużycia  $K$  we wzorze (1) lub  $C$  we wzorze (2) jest złożoną funkcją prędkości poślizgu, wzajemnego nacisku, temperatury, warunków środowiskowych itd.. Wartość tego współczynnika przyjmuje się na podstawie pomiarów. W programie symulacyjnym stała  $C$  została przyjęta o wartości równej:  $1.24 \cdot 10^{-9}$  [ $\text{kg}/\text{Nm}$ ] [10].

W symulacyjnych obliczeniach zużycia profilu poprzecznego koła zastosowano procedurę opartą na równaniu zapisanym w pracy [10]:

$$\Delta W(T) = \int p v dt = \int p v dx / V \quad (4)$$

gdzie:  $p$  - wypadkowy wektor sił stycznych w obszarze styku,  
 $v$  - wektor prędkości względnej poślizgu,  
 $x$  - droga przemierzana przez koło po szynie,  
 $V$  - prędkość ruchu tocznego środka koła,

$\Delta W(T)$  - jednostkowa praca sił tarcia (przypadająca na jednostkę drogi) przy jednym obrocie koła, gromadzona w punkcie  $T$  obszaru kontaktowego w postaci zużycia.

Zużycie może być zdefiniowane w postaci:

- masy zużytego materiału wyrażanej w  $\text{kg}$  lub bardziej odpowiednio w  $\mu\text{g} = 10^{-9} \text{kg}$ ;
- głębokości zużycia (grubości zużytej warstwy) w  $\text{mm}$ .

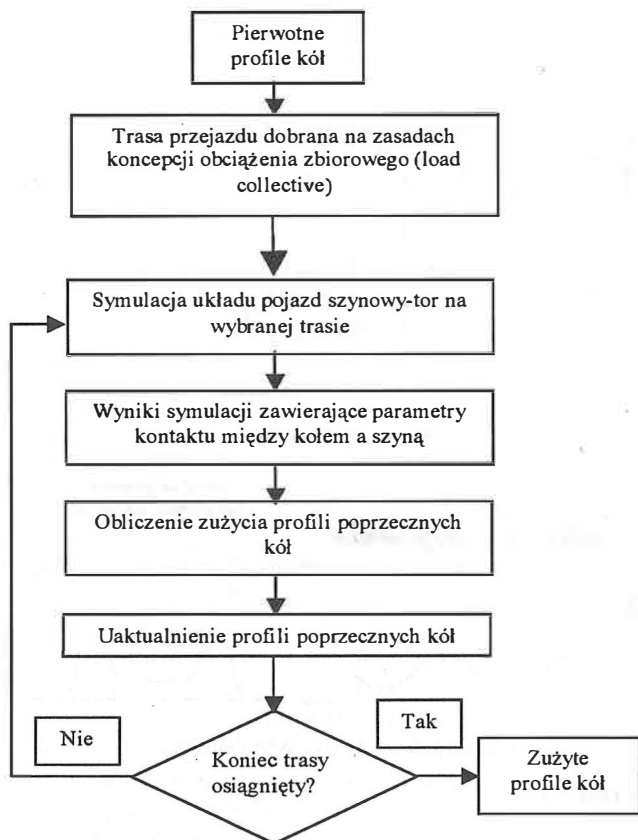
### 3. Metoda przewidywania zużycia koła

Aby przewidzieć rozkład zużycia profilu poprzecznego koła posłużono się koncepcją reprezentatywnego obciążenia zbiorczego [8,9] (*load collective*). Obciążenie zbiorcze jest ustalane na podstawie zbioru wykonanych symulacji ruchu pojazdu po zadanych torze, które należy tak dobrać, aby odwzorować możliwie dokładnie mechanizm współpracy kół z szynami. Symulacje oparte są na odpowiednim modelu układu dynamicznego pojazd-tor a przede wszystkim na odpowiednim modelu kontaktu tocznego między kołami a szynami (punkt 4). Jako wyniki symulacji otrzymuje się siły normalne i styczne koło-szyna oraz zmiany współrzędnych i ich pochodnych opisujących ruch pojazdu w kolejnych chwilach. Wyniki te stanowią dane wejściowe do modelowania procesu zużycia (rys. 1). W następnym kroku obliczony rozkład zużycia służy do uaktualnienia profilu koła tzn. uwzględnienia usuniętego materiału w odpowiednich miejscach. Ponieważ kształt profilu koła wpływa na wielkość sił kontaktowych, uaktualnienia profili muszą odbywać się odpowiednio często. Im większa częstość uaktualnień, tym lepsza dokładność obliczeń, ale również większy koszt obliczeniowy i dłuższy czas symulacji. Na podstawie obliczeń publikowanych np. w pracy [9] można założyć, że uaktualnienia profili są wystarczające w odstępach co 3 m przejechanej drogi lub jednego obrotu koła. Obciążenie zbiorcze jest istotnym elementem przyjętego algorytmu obliczeń. Po zaprojektowaniu algorytmu jest ono stałe w czasie całej symulacji procesu zużycia (co może być odpowiednikiem czasu eksploatacji koła). Dobór właściwego obciążenia zbiorczego, czyli trasy przejazdu reprezentującej większą sieć dróg kolejowych, powinien odbywać się według pewnych ogólnych zasad. Bardziej szczegółowy opis tego zagadnienia można znaleźć w pracy [9]. Algorytm programu symulacji zużycia w postaci schematu blokowego pokazano na rys. 1.

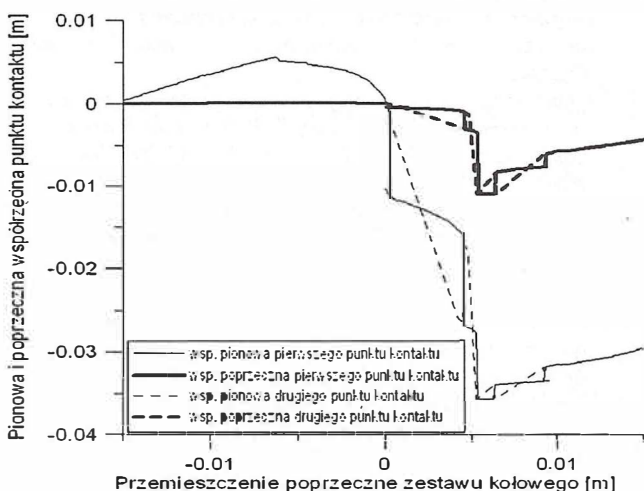
### 4. Model współpracy zestawu kołowego z torem

Problem modelowania zużycia w układzie koło-szyna nie zależy jedynie od czynników wymienionych wyżej. Najważniejszą częścią tego zagadnienia jest poprawny matematyczny opis zjawisk mechanicznych, zachodzących w strefie kontaktu tocznego kół zestawu z szynami. Badany zestaw kołowy jest rozpatrywany jako bryła sztywna związana z ramą wózka i nadwoziem za pomocą bezmasowych sprężysto-tłumiących elementów zawieszenia. W modelu uwzględniono pionowe zawieszenie progresywne o dwóch stopniach podatności z tłumieniem ciernym suchym. Charakterystyka tłumienia została przybliżona funkcją arctg. Zestawy kołowe wykonują ruch nieswobodny, tzn. skrępowany więzami geometrycznymi dwustronnymi. Każdy zestaw kołowy wagonu ma trzy stopnie swobody.



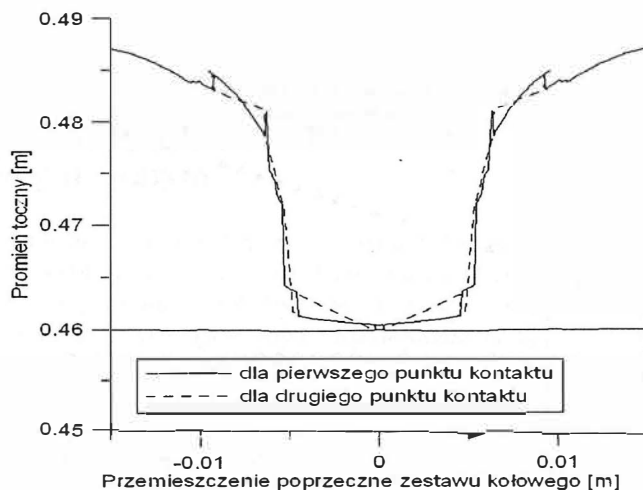


Rys. 1. Algorytm programu symulującego zużycie



Rys. 2. Współrzędne punktów kontaktu na lewej szynie (UIC60)

W tym przypadku są to trzy współrzędne opisujące ruch zestawu, mianowicie przemieszczenie poprzeczne jego środka masy, kąt nabiegania i kąt obrotu w ruchu tocznym po szynach. Ruch każdego zestawu zależy nie tylko od geometrii ułożenia toru i jego nierówności geometrycznych ale także od kształtu profili części tocznych kół i szyn, oraz oddziaływań dynamicznych poprzez zawieszenie z innymi częściami pojazdu. Model zużycia połączony został w całość z modelem układu mechanicznego pojazd szynowy-tor o 27 stopniach swobody [4,5]. Dla przykładu na rys. 2 pokazano zmiany współrzędnych opisujących położenie pierwszego i drugiego punktu kontaktu między profilem koła S1002 i profilem szyny UIC60 a na rys.3 zmiany promienia tocznego w funkcji przemieszczenia poprzecznego środka masy tego zestawu.



Rys. 3. Zmiany promienia tocznego dla lewego i prawego koła w funkcji przemieszczenia poprzecznego zestawu

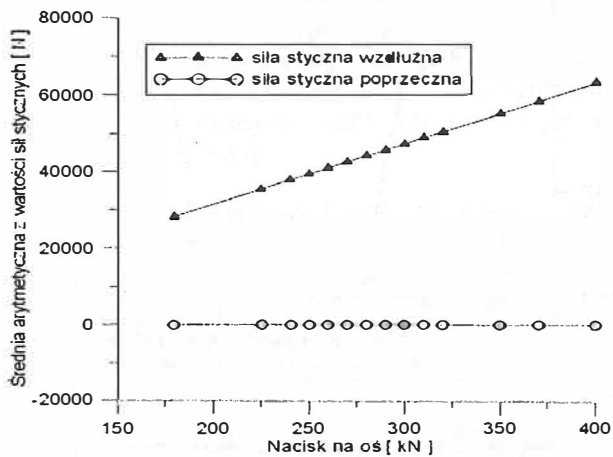
Przy obliczeniach sił w styku koła i szyny wykorzystano założenia teorii Hertza oraz uproszczoną teorię Kalke'a (algorytm FASTSIM) [11].

Z uwagi na to, że analiza obejmować będzie oddziaływanie między pojazdem i torem w zakresie niskich częstotliwości, przyjęto sztywny model toru. Nierówności geometryczne takiego toru opisano za pomocą czterech wielkości wyrażonych jako funkcje drogi mierzonej wzdłuż osi toru. Funkcje te są wprowadzone do modelu symulacyjnego w postaci tablic a następnie aproksymowane odpowiednimi splinami. Są to: pionowa nieregularność linii środkowej toru –  $z_t$ , poprzeczna nieregularność linii środkowej toru –  $y_t$ , lokalna przechyłka toru –  $h_t$ , oraz zmienna szerokość toru –  $s_t$ .

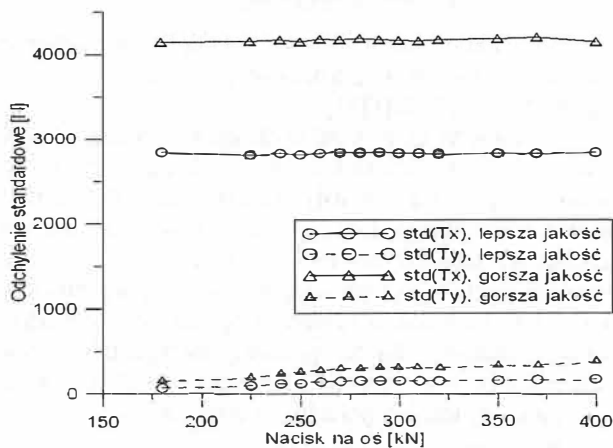
#### 4. Przykładowe wyniki obliczeń

Na rysunkach 4 i 5 przedstawione są wyniki obliczeń statystycznych dotyczących sił stycznych wzdłużnych i poprzecznych, działających w obszarze styku między kołem i szyną w czasie jazdy po torze prostym z nierównościami geometrycznymi. Nierówności te przyjęto dla dwóch odcinków toru o zróżnicowanym stanie technicznego utrzymania. Symulacje wykonano na dystansie 200 m dla prędkości 22 m/s. Można zauważyć, że jakość toru (scharakteryzowana za pomocą nierówności geometrycznych) wpływa, jak oczekiwano, na odchylenia standardowe sił stycznych wzdłużnych i poprzecznych, natomiast zmiana obciążenia osiowego wagonu powoduje nieznaczne zmiany tych odchyleń.

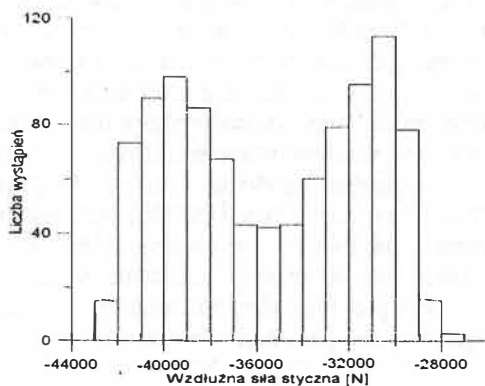
Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono histogramy wartości sił stycznych dla obciążenia 22.5 tony na oś. Dotyczy one jazdy po torze o nierównościach przyjętych na podstawie pomiarów. W przypadku wzdłużnych sił stycznych, można stwierdzić nietypowy rozkład ich wartości, który odbiega wyglądem od spodziewanego rozkładu normalnego. Powstanie takiego rozkładu można wyjaśnić występowaniem w sygnale składowej harmonicznej. Sytuację tę zobrazowano na rys. 8. Występowanie składowej okresowej w przebiegu zmian siły stycznej jest wynikiem działania na układ składowej okresowej w wymuszeniach pochodzących od toru, czyli nierówności geometrycznych.



Rys. 4. Wartości średnie przebiegów sił stycznych wzdłużnych i poprzecznych w zależności od nacisku osiowego



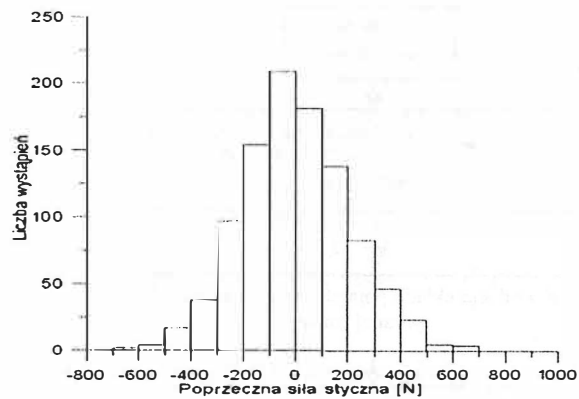
Rys. 5. Odchylenie standardowe przebiegów sił stycznych wzdłużnych i poprzecznych w zależności od nacisku osiowego



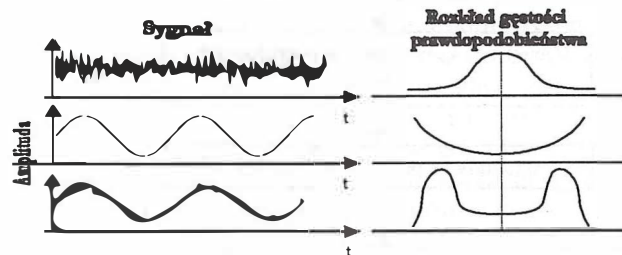
Rys. 6. Histogram wzdłużnych sił stycznych kolo-szyzna w ruchu zestawu po torze z harmonicznie zmienną przechyłką

## 6. Uwagi końcowe

Mimo znacznego postępu w badaniach symulacyjnych zużycia pary kinematycznej kolo-szyzna, istniejące modele nie opisują w pełni badanego zjawiska. Ich prostota, wynikająca z przybliżonego opisu tego zjawiska sprawia, że proces obliczeń symulacyjnych jest stosunkowo łatwy. Zaprezentowany model symulacyjny zużycia jest na etapie testów i na podstawie uzyskanych wyników nastąpi oszacowanie, w jakim stopniu zwiększenie obciążenia osiowego wagonów wpływa na szybkość i charakter zużycia powierzchni tocznych zestawów i toru. Wydaje się, że kontynuacja tych badań jest celowa.



Rys. 7. Histogram poprzecznych sił stycznych



Rys. 8. Powstawanie rozkładu dualnego

## Literatura

- [1] Archard J.F. "Contact of rubbing of flat surfaces", *Journal of Applied Physics*, Vol. 24, 1953,
- [2] Braghin F., Bruni S., Resta F., „Wear of railway wheel profiles: a comparison between experimental results and mathematical model”, *Vehicle System Dynamics Supplement* 37, 2002,
- [3] Chudzikiewicz A., „Rozwój procesu modelowania zużycia pary kinematycznej kolo-szyzna”, *Politechnika Warszawska, Konferencja Naukowa Transport XXI wieku, Sekcja IV*, 2001,
- [4] Chudzikiewicz A., Drożdżel J., Sowiński B., „The influence of wheel and rail rolling surfaces wear on railway vehicle dynamics”, *Proc. CSME Forum - 2004. The University of Western Ontario, Canada, June 1-4, 2004*,
- [5] Drożdżel J., *Lateral dynamics of vehicle-track mechanical system with non-symmetric distribution of parameters. The Archives of Transport Vol. XIII No.2, 2001*,
- [6] Daves W., Fischer F. D., „Modelling of the plastification near the rough surface of a rail by the wheel-rail contact”, *Wear Vol. 253, Issues 1-2, 2002*,
- [7] Fröhling R., „Strategies to control wheel profile wear”, *Vehicle System Dynamics, Supplement 37, 2002*,
- [8] Jendel T. Berg M., „Prediction of wheel profile wear, methodology and verification”, *Vehicle System Dynamics, Supplement 37, 2002*.
- [9] Jendel T. „Prediction on wheel and rail wear – methodology and verification”, *Division of Railway Technology, Department of Vehicle Engineering, Royal Institute of Technology (KTH), Licentiate Thesis, Stockholm, 2000*,
- [10] Kalker J.J., Chudzikiewicz A. "Calculation of the evolution of the form of a railway wheel profile trough wear", *International Series of Numerical Mathematics, Vol. 101, 1991*,
- [11] Kalker J.J., „Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact”, *Vehicle Systems Dynamics, vol. 11(1982)*,
- [12] Knothe K., Hung Le-The, „A method for the analysis of the tangential stresses and the wear distribution between two elastic bodies of revolution in rolling contact”, *Int. J. Solids. Structures, Vol.21, No.8, 1985*,
- [13] Zarembski A. M., Blaze J., „The Economics of Heavy Axle Loads: Costs and Benefits”, *Proc. ERRI Heavy Haul conference, 2003*