

## BADANIA SYMULACYJNE INTERAKCYJNEGO ODDZIAŁYWANIA USZKODZONYCH POWIERZCHNI KÓŁ ZESTAWÓW KOŁOWYCH W WÓZKU WAGONOWYM NA TOR KOLEJOWY

### Streszczenie

W pracy przeprowadzono symulacyjne badania oddziaływań dynamicznych uszkodzonych powierzchni zestawów kołowych wagonu na tor kolejowy. W wagonie towarowym 4 –osiowym, na powierzchni tocznej zestawów kołowych jednego z wózków, umieszczono oddzielnie na jednym płaskim miejscu, a na drugim nalepy. Zbadano interakcyjne oddziaływanie sił generowanych przez te uszkodzenia na tor o różnych wartościach sztywności, uwzględniając prędkość i masę wagonu. Zarejestrowano zarówno przebiegi czasowe podczas przejazdu wagonu jak i wyznaczono charakterystyki 3D, obrazujące wpływ tych parametrów. Dokonano analizy porównawczej. Symulacje dynamiki ruchu wagonu zaimplementowano w środowisku UM LOCO.

### WSTĘP

W dotychczasowych badaniach symulacyjnych dynamicznego oddziaływania na tor uszkodzonych powierzchni zestawów kołowych, autorzy wykorzystywali prosty model dwuosowego wagonu, z takimi defektami jak, jak płaskie miejsca [4], nalepy [5] oraz nierówności eliptyczne [6]. Następnie rozszerzyli te symulacje o model wagonu z dwoma wózkami dwuosowymi, przy czym na jednym z zestawów wózka, zamodelowano płaskie miejsca [8]. We wszystkich tych przypadkach, wyznaczano funkcje dynamicznych sił w zależności od wielkości uszkodzeń, prędkości wagonu i jego masy, dla dwóch przypadków sztywności toru. Symulacje implementowano w środowisku UM LOCO [7], który automatycznie generuje równania ruchu wagonu na podstawie danych wejściowych.

W tym artykule, posługując się poprzednim modelem wagonu z dwoma wózkami, przeanalizowano siły interakcji generowane przez płaskie miejsca i nalepy. Uszkodzenia te umieszczono oddzielnie na powierzchniach tocznych zestawów kołowych jednego z wózków, na jednym zestawie płaskie miejsca, a na drugim nalepy. Stanowi to typową sytuację, towarzyszącą awarii hamulca wózka.

Autorzy zbadali wpływ impulsowych sił interakcji przenoszonych się wzajemnie z uszkodzonych kół wózka. Siły te wskutek superpozycji nakładają się na siły bezpośrednio generowane przez uszkodzenia powierzchni kół, powodując degradację infrastruktury kolejowej [12]. Dlatego też podjęte przez autorów badania mają szczególnie istotne znaczenie eksploatacyjne.

### 1. OPIS MODELU WAGONU

Do symulacji użyto modelu wagonu towarowego (węglarki), wyposażonego w dwa wózki typu „diamond”. Wagony towarowe z tymi wózkami używane są w wielu krajach na świecie w tym i w Polsce. W symulacji wagonu użyto wózków dwuosowych o symbolu 18-100 zaprojektowanych w 1956 roku i używanych do chwili obecnej przez koleje rosyjskie. Konstrukcja wózka jest podobna do innych wózków tego typu i składa się z dwóch ostojnic i belki bujawkowej połączonych za pomocą sprężyn śrubowych oraz układu ciernego zawierającego cztery klinowe tłumiki drgań. Na dwóch ostojnicach znajdują się stałe ślizgi boczne, natomiast belkę bujawkową wyposażono w gniazdo skrętu. Model zastosowanego wózka jezdowego poddawany był modyfikacjom i został opracowany w 2000 roku w pakiecie UM LOCO [10] i [11].

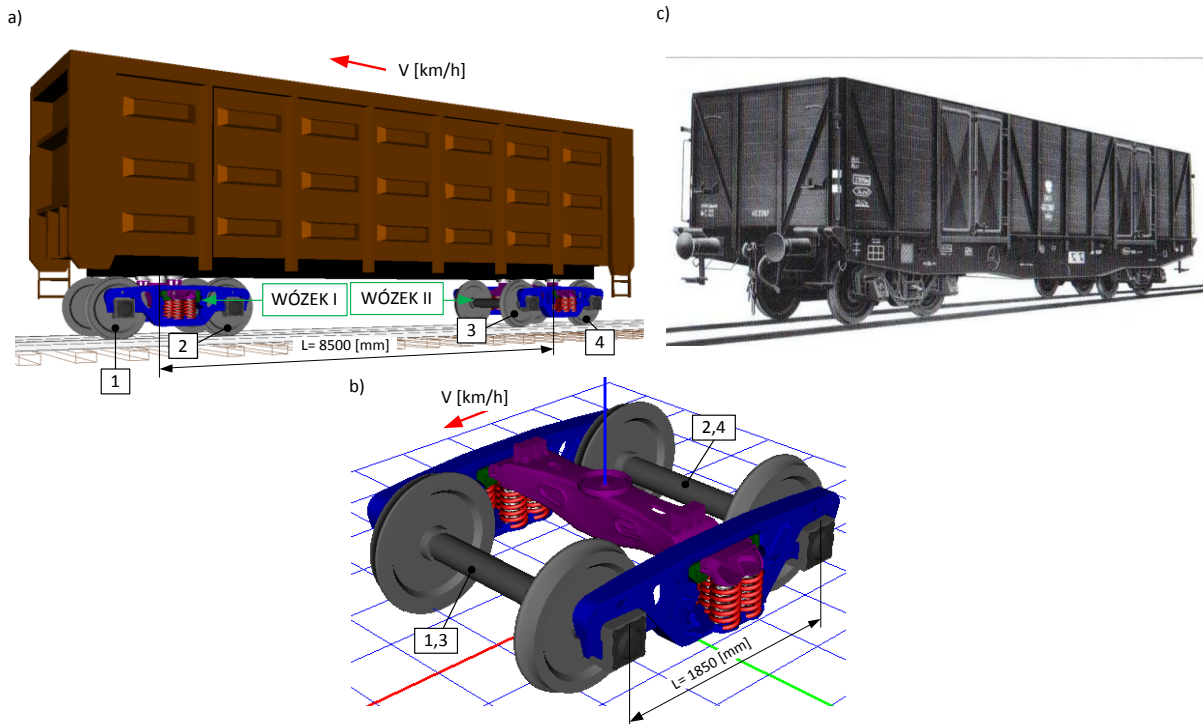
Model zawiera cztery klinowe tłumiki drgań o sześciu stopniach swobody. Całkowita liczba stopni swobody modelu wózka utworzonego przez dziewięć ciał wynosi 54. W wózku zastosowano stały kontakt pomiędzy ostojnicami i maźnicami, pudłem i belką bujawkową w jej centralnym punkcie oraz poprzez ślizgi boczne, klinami i belką bujawkową na ostojnicach [2]. Model wagonu wraz z zastosowanym wózkiem typu 18-100 przedstawiono na rys. 1.

Szyny zamodelowano, jako idealne (bez zużyć) o profilu UIC60. Tor kolejowy zamodelowano, jako nieskończenie długą belkę o podporze sprężystej. Obciążenie w danym punkcie szyny pochodzące od kół przejeżdżającego pociągu nieprzerwanie się zmienia. W przypadku przetaczania się kół w obrębie płaskiego miejsca lub nalepy, nacisk na szynę zmienia się. Szczegóły tych zjawisk dynamicznych, przedstawiono w pracach [3] i [9].

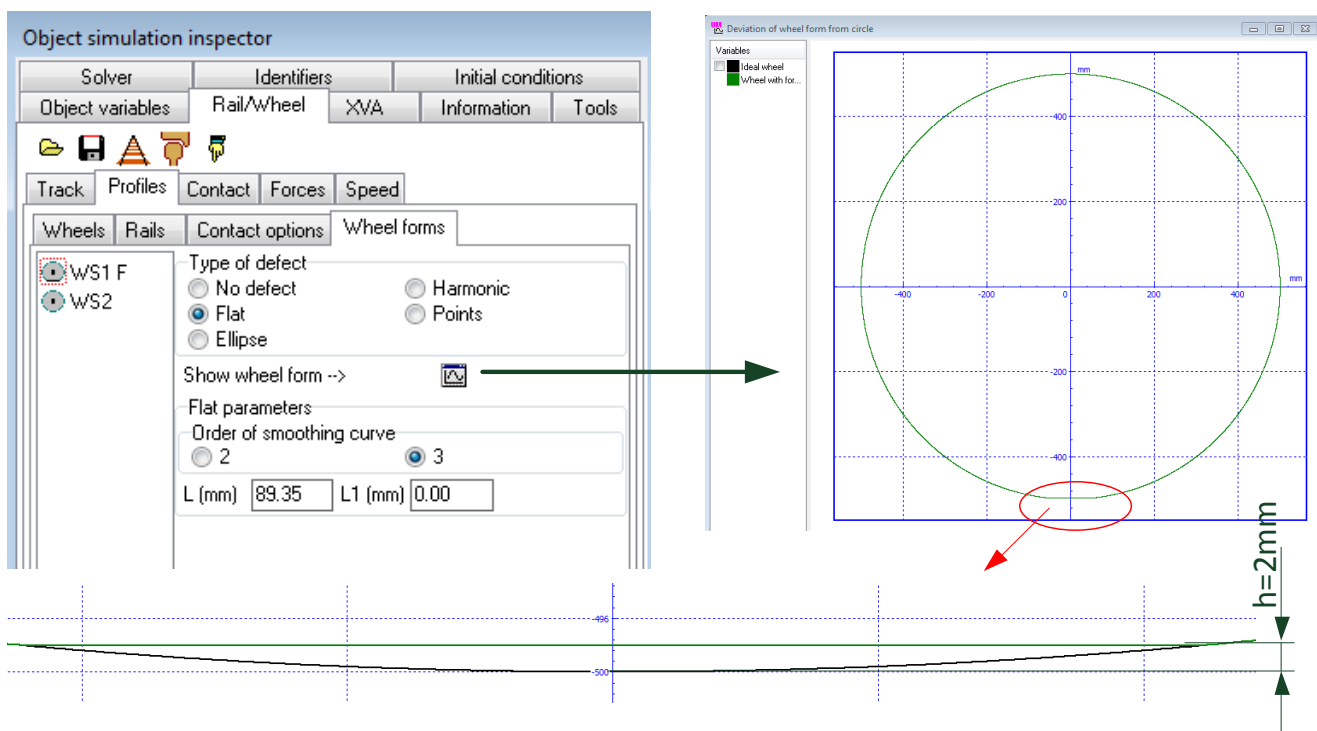
Symulację wykonano przy następujących założeniach:

- tor prosty idealny  $R = \infty$  m z szynami UIC60,
- przyjęto dwa rodzaje tłumienia i sztywności toru - tor twardy (parametry  $k_p = 8,5 \cdot 10^7$  N/m i  $c_p = 3,8 \cdot 10^4$  Ns/m oraz miękki (parametry  $k_p = 3,7 \cdot 10^7$  N/m i  $c_p = 2,2 \cdot 10^4$  Ns/m [3],
- założono, że zestawy kołowe w wózkach wagonu mają średnicę 960 mm oraz profil S1002 (europejski).
- zamodelowano płaskie miejsca na zestawie kołowym nr 1 (w zakresie wysokości jego strzałki  $h = 1, 2, \dots 5$  mm),
- zamodelowano nalepy na zestawie kołowym nr 2 (w zakresie wysokości jego strzałki  $h = 1, 2, \dots 5$  mm),
- zamodelowane uszkodzenia na obręczach zestawów, przesunięte są względem siebie na obwodzie kół o  $180^\circ$ ,
- prędkości wagonu  $V = 10, 20, 30, 50$  i  $80$  km/h,
- masy pudła wagonu wynosiły  $M_p = 10, 20, 30, 40$  i  $50$  t,
- masa belki bujawkowej wózka  $m_w = 596$  kg,
- masa ostojnicy wózka  $m_{os} = 526$  kg,
- masa klina tłumika drgań  $m_k = 21$  kg,
- pionowa sztywność zespołu sprężyn  $k_z = 6,32 \cdot 10^5$  N/m,
- pozioma sztywność zespołu sprężyn  $k_y = 6,43 \cdot 10^5$  N/m.

Program UM LOCO dysponuje możliwościami modelowania i symulacji czterech rodzajów uszkodzeń powierzchni tocznej kół zestawu kołowego, co przedstawiono dla przykładu płaskiego miejsca w oknie programu na rys. 2 (Flat – płaskie miejsce, Point – nalepy).



Rys. 1. Widok wagonu towarowego wykorzystywanego w symulacjach: a) wagon towarowy oraz b) wózek jezdny typu 18-100 utworzone w UM LOCO, c) rzeczywisty wagon 17W wyposażony w wózki jezdne daimond



Rys.2. Okno programu UM LOCO służące do zdefiniowania uszkodzeń powierzchni toczonej kół zestawu kołowego

## 2. BADANIA SYMULACYJNE

Przykładowe przebiegi sił interakcji oddziaływujących na szynę, dla różnych prędkości pojazdu ( $V = 10$  i  $80 \text{ km/h}$ ) i dwóch sztywności i tłumienia toru – twardy i miękki (parametry jak w założeniach), oraz masie  $M_p = 30 \text{ t}$ , przedstawiono na rys.3.

Zawierają one zmiany siły dynamicznej  $Q_d$ , przekazywanej na szynę przez koło zestawu 1 bez płaskiego miejsca (nieuszkodzone). Podczas ruszania wagonu, zauważalne są fluktuacje tej siły, a

następnie jej quasi ustalony stan (dla małej prędkości), na poziomie około  $50 \text{ kN}$ . Wartość ta praktycznie nie zależy od twardości toru.

Na siłę  $Q_d$  nakładają się zmiany dynamicznej siły  $Q_i$ , towarzyszącej oddziaływaniu kół z płaskim miejscem lub nalepem, obydwa uszkodzenia o strzałce  $h = 2 \text{ mm}$ . Ta wielkość deformacji powierzchni toczonej, jest uważana za graniczną na PKP. Dla niewielkiej jego prędkości  $V = 10 \text{ km/h}$ , nie występuje zjawisko utraty kontaktu uszkodzonego koła z szyną [3]. W momencie przetaczania się tego koła, następują cykliczne tłumione przeciążenia i niedociążenia toru o zmiennej amplitudzie i częstotliwości. Czas zaniku tych

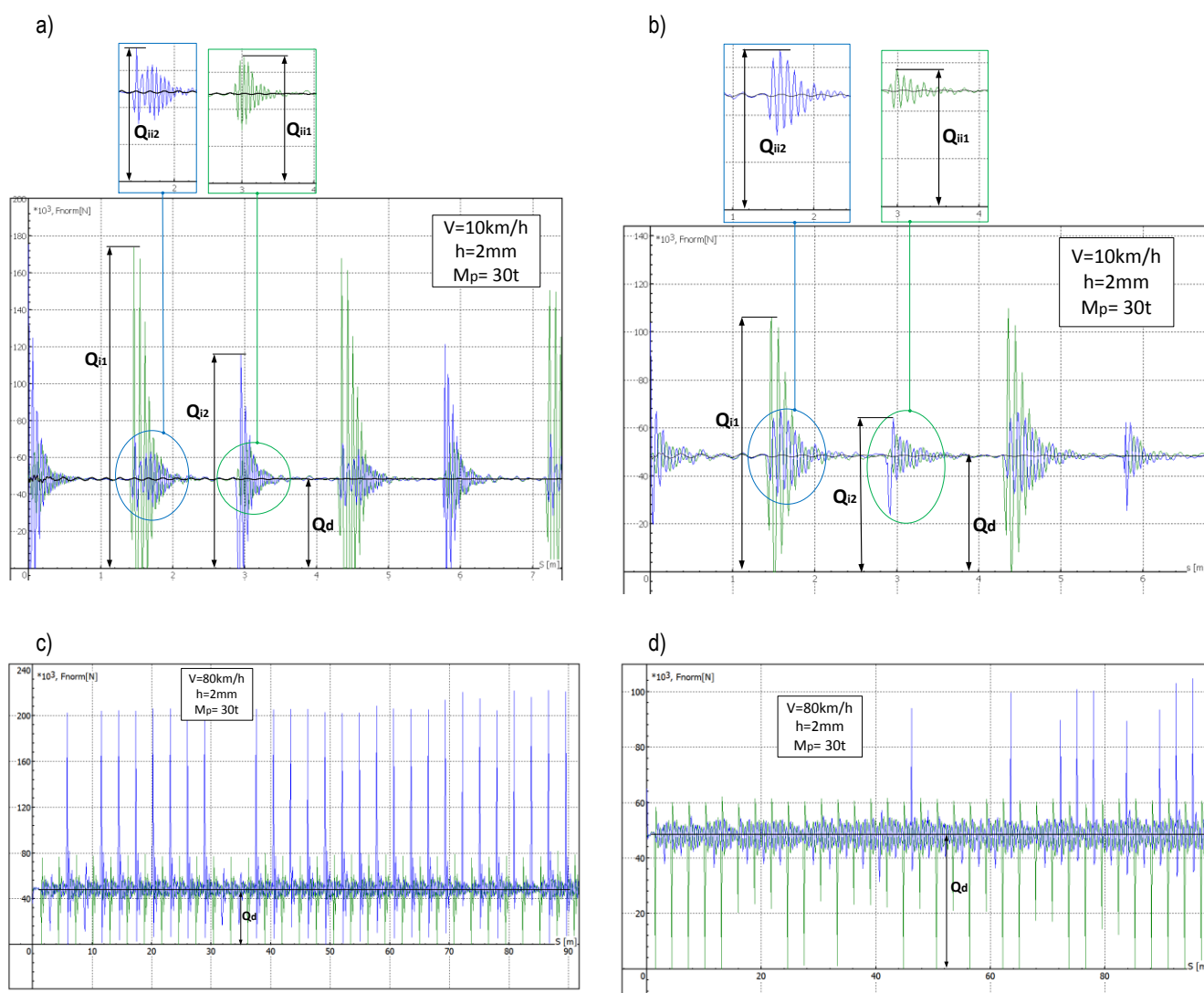
drgania zależy od rodzaju toru i jest mniejszy dla toru twardego, rys.3a i b. Natomiast siła przeciążenia jest dla tego przypadku nawet ponad trzykrotnie większa w stosunku do siły obciążenia kołem nieuszkodzonym, dla toru twardego i około dwukrotnie, dla toru miękkiego. Spowodowane jest to większą podatnością toru miękkiego na tłumienie uderzeń sił.

Ze względu na przyjętą funkcję zmian drogi a nie czasu, można zaobserwować cykliczność zjawisk, co około 1,5 m (średnica koła 1 m). Na siły impulsowe, bezpośrednio generowane przez uszkodzenie na danym zestawie, przenoszą się wzajemnie wskutek interakcji, siły od uszkodzeń z sąsiednich zestawów wózka wagonowego. I tak, maksymalna amplituda siły  $Q_{i_{12}}$ , jest siłą interakcji dla zestawu 2, wynikająca z dynamicznego oddziaływania płaskiego miejsca zestawu 1. Natomiast maksymalna amplituda siły  $Q_{i_{21}}$  jest siłą interakcji dla zestawu 1 wynikająca z dynamicznego oddziaływania nalepu zestawu 2, rys.3a i b. Przebiegi zmian sił interakcji uzyskano dzięki inteligentnemu bramkowaniu czasowemu (filtracji) zarejestrowanych sygnałów, rys.3a i b.

Dla maksymalnej dopuszczalnej prędkości tego typu wagonu, czyli  $V = 80 \text{ km/h}$ , koło traci kontakt z szyną. Siły przeciążeń generowane przez uszkodzenia zlokalizowane na powierzchniach tocnych, są w tym przypadku o wiele mniejsze [8]. Jednak uwzględniając zjawiska interakcji zestawów w wózku, następuje superpozycja sił autonomicznych i interakcyjnych, wskutek czego wzrost sumarycznych oddziaływań zestawów na tor kolejowy, szczególnie przy jego większej sztywności, rys. 3c.

W badaniach symulacyjnych przyjęto liniowe właściwości toru, co w warunkach eksploatacyjnych klasycznych konstrukcji podtorza, jest pewnym przybliżeniem. Trzeba się tu liczyć z suchym tarcieniem, a więc nieliniowościami. Nowe rozwiązania podtorza, szczególnie dla pociągów dużych prędkości, wymagać będą jeszcze innych modeli [1].

W celu porównania zmian stosunku sił dynamicznych  $Q_i$ , dla koła uszkodzonego i  $Q_d$  nieuszkodzonego zestawu 1, w zależności od właściwości toru,  $t$  - twardy,  $s$  - miękki, wyznaczono wartości współczynnika  $\delta_r$  ze wzoru (1) i przedstawiono w tabelach (1) i (2):



**Rys.3.** Ilustracja oddziaływania dynamicznych sił na szynę przez uszkodzone zestawy kołowe w wózku wagonowym, a) i c) tor twardy, b) i d) tor miękki, gdzie:  $Q_{i_{12}}$  - siła interakcji dla zestawu 2, wynikająca z dynamicznego oddziaływania płaskiego miejsca zestawu 1 (oznaczono kolorem niebieskim),  $Q_{i_{21}}$  - siła interakcji dla zestawu 1 wynikająca z dynamicznego oddziaływania nalepu zestawu 2 (oznaczono kolorem zielonym),  $Q_{i_1}$  - siła dynamiczna towarzysząca oddziaływaniu płaskiego miejsca zestawu 1 na szynę,  $Q_{i_2}$  - siła dynamiczna towarzysząca oddziaływaniu nalepu zestawu 2 na szynę,  $Q_d$  - siła dynamiczna przekazywana na szynę przez nieuszkodzony zestaw

$$\delta_r = \frac{\frac{Q_{it}-Q_{dt}}{Q_{dt}}}{\frac{Q_{is}-Q_{ds}}{Q_{ds}}} \quad (1)$$

Podobnie wyznaczono i przedstawiono w tabelach (1) i (2), wartości współczynnika  $\delta_{r_i}$  ze wzoru (2), dla zmian sił interakcyjnych  $Q_i$  zestawu 1. Pochodzą one od nalepu, umieszczonego na zestawie 2, tego samego wózka:

$$\delta_{r_i} = \frac{\frac{Q_{i_{it}}-Q_{dt}}{Q_{dt}}}{\frac{Q_{i_{is}}-Q_{ds}}{Q_{ds}}} \quad (2)$$

Tab. 1. Współczynniki względnych zmian amplitud sił dla toru twardego i miękkiego, przy  $h = 2\text{mm}$

V km/h \ M <sub>p</sub> [t]	10		30		50		80	
	$\delta_r$	$\delta_{r_i}$	$\delta_r$	$\delta_{r_i}$	$\delta_r$	$\delta_{r_i}$	$\delta_r$	$\delta_{r_i}$
10	1,5	1,47	4,75	1,78	7,5	0,77	3,03	1,36
30	2,39	2,52	2,05	4,93	2,3	2,56	0,42	1,27
40	2,53	2,15	2,73	1,46	3,21	0,89	0,66	3,68
50	2,41	1,53	3,32	1,64	2,6	2,52	0,9	4,8

Tab. 2. Współczynniki względnych zmian amplitud sił dla toru twardego i miękkiego, przy  $h = 5\text{mm}$

V km/h \ M <sub>p</sub> [t]	10		30		50		80	
	$\delta_r$	$\delta_{r_i}$	$\delta_r$	$\delta_{r_i}$	$\delta_r$	$\delta_{r_i}$	$\delta_r$	$\delta_{r_i}$
10	1,29	1,28	1,17	1,92	1,82	1,28	4,7	0,45
30	1,6	2,19	1,76	1,61	2,28	1,88	1,3	2,67
40	1,52	2,33	2,18	1,06	2,44	3,35	1,19	2,23
50	1,66	1,63	2,21	1,97	2,35	2,57	1,61	1,68

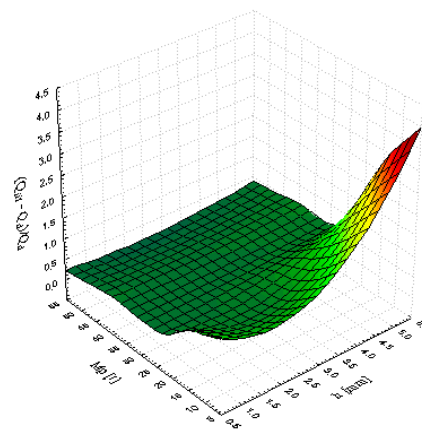
Analogiczne obliczenia można przedstawić dla zestawu 2, przy czym byłyby to siły interakcyjne pochodzące od płaskiego miejsca umieszczonego na zestawie 1. Współczynniki  $\delta$  stanowią rodzinę nieliniowych funkcji od wszystkich zmiennych wykorzystywanych w badaniach symulacyjnych. Ich dokładny opis matematyczny, będzie przedmiotem dalszych rozważań autorów.

Ilustracje wpływu poszczególnych zmiennych przedstawiono na rys.4, 5, 6 i 7 w postaci wykresów 3D, jako funkcje zależności oddziaływania stosunku interakcyjnych sił dynamicznych na szynę przez pierwszy zestaw kołowy, jeśli na drugim występuje nalep oraz przez drugi zestaw, jeśli na pierwszym występuje płaskie miejsce. Są to funkcje silnie nieliniowe i wymagają indywidualnej interpretacji.

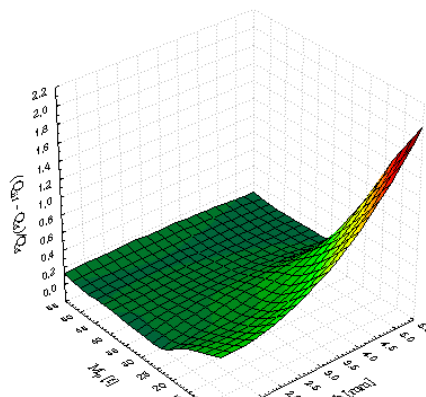
Można stwierdzić pewne analogie zmian a mianowicie:

1. Wartości tych sił istotnie rosną w funkcji rozmiaru uszkodzenia, szczególnie przyjmując krytyczne wartości dla toru twardego.
2. Amplitudy względnych sił interakcyjnych są większe dla małych prędkości poniżej jej wartości krytycznej, szczególnie dla toru twardego.
3. Wzrost obciążenia zmniejsza siły interakcyjne.
4. Dla mniejszej sztywności toru, maleją siły interakcyjne.
5. Zdecydowanie rozpoznawalny jest moment utraty kontaktu koła z szyną dla krytycznej prędkości, szczególnie dla toru twardego.

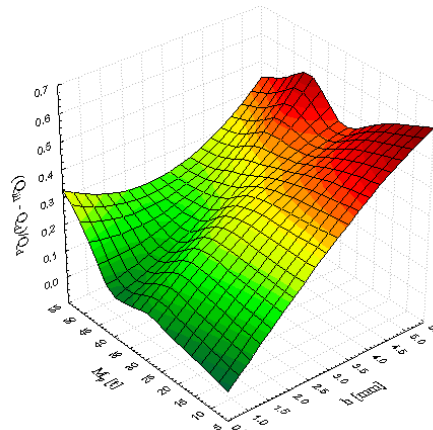
a)



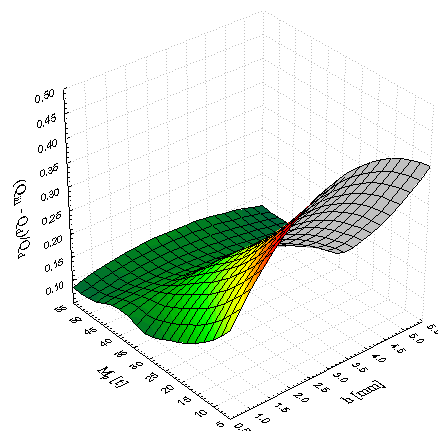
b)



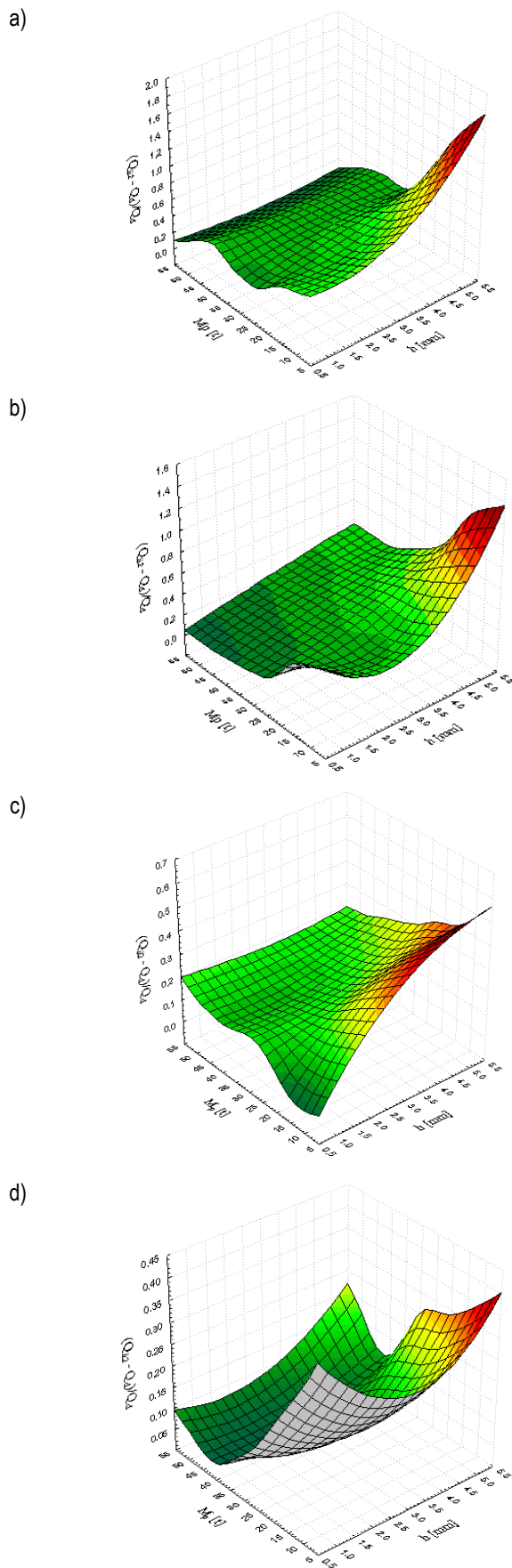
c)



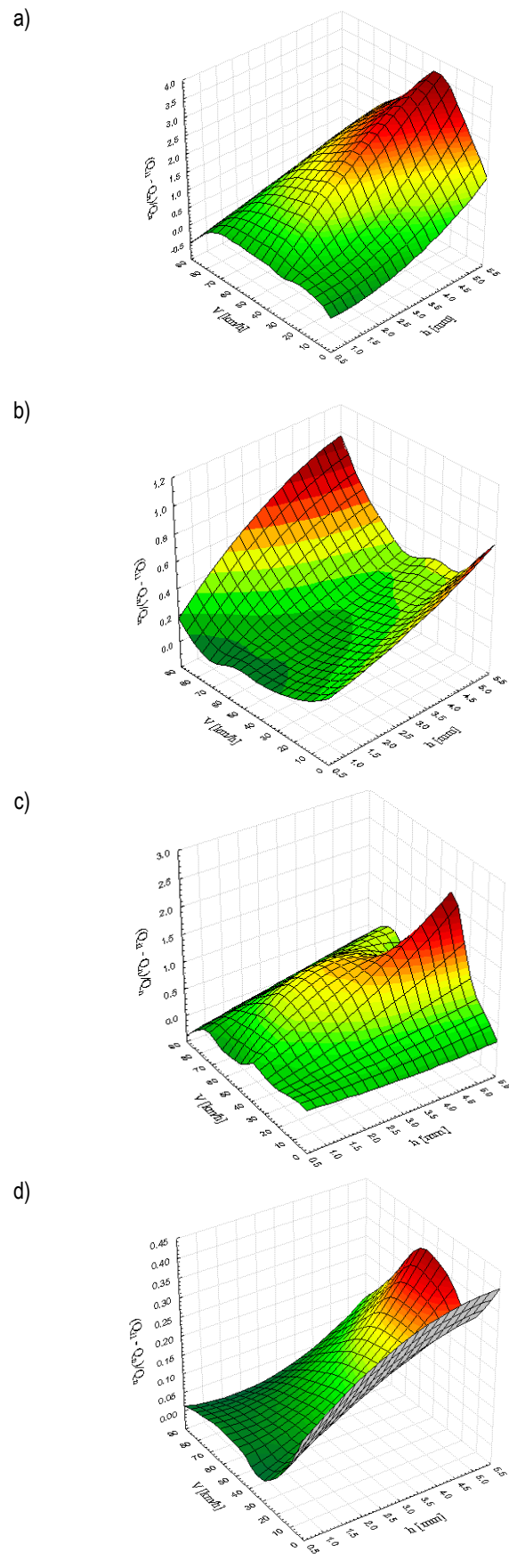
d)



Rys.4. Ilustracja funkcji zależności oddziaływania stosunku interakcyjnych sił dynamicznych na szynę przez pierwszy zestaw kołowy, jeśli na drugim występuje nalep, od  $h$  i  $M_p$ , dla  $V=10\text{ km/h}$  - a) i b) oraz dla  $V=80\text{ km/h}$  - c) i d), przy czym a) i c) tor twarde, b) i d) tor miękki

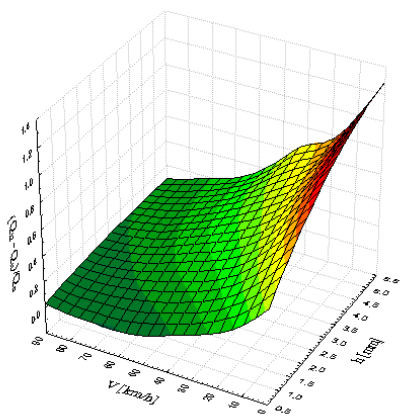


**Rys.5.** Ilustracja funkcji zależności oddziaływania stosunku interakcyjnych sił dynamicznych na szynę przez drugi zestaw kołowy, jeśli na pierwszym występuje płaskie miejsce, od  $h_1$  i  $M_p$ , dla  $V=10$  km/h - a) i b) oraz dla  $V=80$  km/h - c) i d), przy czym a) i c) tor twardy, b) i d) tor miękki

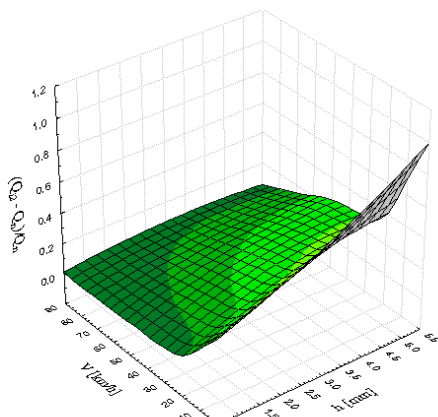


**Rys.6.** Ilustracja funkcji zależności oddziaływania stosunku interakcyjnych sił dynamicznych na szynę przez pierwszy zestaw kołowy, jeśli na drugim występuje nalep, od  $h_1$  i  $V$ , dla  $M_p = 10$  t - a) i b) oraz dla  $M_p = 50$  t - c) i d), przy czym a) i c) tor twardy, b) i d) tor miękki

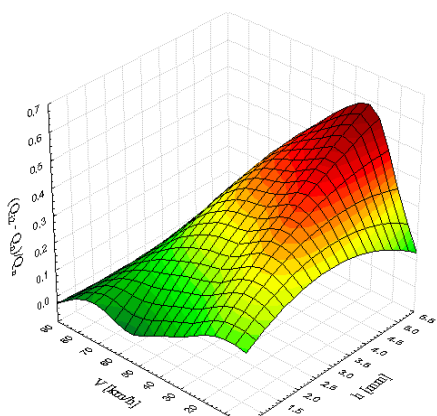
a)



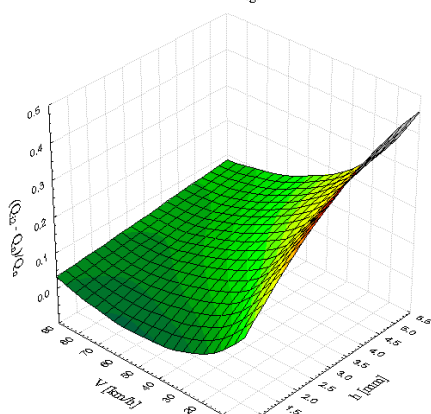
b)



c)



d)



**Rys.7.** Ilustracja funkcji zależności oddziaływania stosunku interakcyjnych sił dynamicznych na szynę przez drugi zestaw kołowy, jeśli na pierwszym występuje płaskie miejsce, od  $h$  i  $V$ , dla  $M_p = 10\text{ t}$  - a) i b) oraz dla  $M_p = 50\text{ t}$  - c) i d), przy czym a) i c) tor twardy, b) i d) tor miękki

## PODSUMOWANIE

Wykonane przez autorów oryginalne badania symulacyjne 4 osiowego wagonu towarowego z typowymi wózkami, pozwoliły ocenić wpływ interakcyjnych oddziaływań płaskich miejsc i nalepów na wielkość sił dynamicznych generowanych przez poszczególne zestawy na tor kolejowy. Wyznaczono zarówno przykładowe przebiegi czasowe, jak i zilustrowano funkcje względnych zmian sił od podstawowych zmiennych wagonu i toru. Uzyskane wyniki pozwalają na określenie zagrożeń eksploatacyjnych szyn, jakie niosą takie uszkodzenia [12].

Artykuł nie wyczerpuje całości zagadnienia, dlatego dalsze rozważania dotyczyć będą kombinacji różnych uszkodzeń na powierzchniach toczyń kół innych zestawów takiego wagonu, dostępnych w aplikacjach pakietu UM LOCO.

## BIBLIOGRAFIA

1. Bryja D., Gisterek I., Popiołek A.: Analiza numeryczna wpływu nierówności progowej na drgania toru kolejowego spowodowane przejazdem pociągu dużych prędkości. INFRASZYN 2015, Wyd. SITK RP, ITE-PIB, Radom, s. 29-44.
2. Kovalev R., Lysikov N., Mikheev G., Pogorelov D., Simonov V., Yazykov V., Zakharov S., Zharov I., Goryacheva I., Soshenkov S., Torskaya E.: Freight car models and their computer-aided dynamic analysis, Multibody System Dynamics, Vol.22, Issue 4, November 2009, pp. 399-423.
3. Lesiak P.: Badania i analiza właściwości metrologicznych wybranych metod pomiaru spłaszczeń w kołach wagonowych. Rozprawa doktorska, Wydział Elektryczny Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1980.
4. Lesiak P., Podsiadło R.: Symulacyjne badania dynamicznego oddziaływania koła z płaskim miejscem na szynę w środowisku Universal Mechanizm Loco. Transcomp 2011. Logistyka 6/2011 (CD), s. 2215-2222.
5. Lesiak P., Podsiadło R.: Symulacyjne badania oddziaływania nalepów kół wagonowych na tor. Logitrans 2012. Logistyka 3/2012 (CD), s.1287-1293.
6. Lesiak P., Podsiadło R.: Symulacyjne badania oddziaływania na tor kolejowy koła z eliptyczną deformacją średnicy. Logistyka 3/2015 (CD), s. 4437-4444.
7. Manual Universal Mechanizm 6.0. Laboratory of Computational Mechanics, Bryansk State Technical University, 2010.
8. Pawelczyk M., Lesiak P., Podsiadło R.: Simulation study of the 4-axle wagon damaging impact on the track caused by some deformations of the wheel. Current problems in rail vehicles, Proceedings Vol.II. 22 nd International Conference "Current Problems in Rail Vehicles - Prorail 2015". Żylna, Słowacja 2015, pp. 117-125.
9. Pawelczyk M.: Badanie dynamiki układu: koło z płaskim miejscem – szyna. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów nr 1(68)/2008, Wydział SiMR PW Warszawa, 2008, s.73 – 81.
10. Pogorelov D.Yu., Pavlukov A.E., Yudakova T.A., Kotov S.V.: Modeling of contact interaction in multibody dynamics problems. In: V.I. Sakalo (ed.) Dynamics, Strength and Reliability of Transport Machines, Bryansk, 2001, pp. 11–23, (in Russian).
11. Pogorelov D.Yu.: Simulation of rail vehicle dynamics with Universal Mechanizm software. In: A. Ślaskowski (ed.) Rail Vehicle Dynamics and Associated Problems, Gliwice, 2005, pp. 13–58.
12. Towpik K.: Infrastruktura drogi kolejowej obciążenia i trwałość nawierzchni. Wyd. ITE -PIB, Warszawa – Radom 2006.

## THE SIMULATION OF THE INTERACTION BETWEEN A DAMAGED WHEELSET AND THE RAILWAY TRACK

### *Abstract*

*The paper presents the simulation of the dynamic interaction between a damaged wheelset and the railway track. Two kind of defects have been used during the simulation, the first corresponding to the wheel with flatten and the second corresponding to the wheel with accretion. These defects were placed on the wheelset of the freight car. The dependence of forces generated by these defects on the track stiffness, the weight and speed of the freight car has been investigated. Both waveforms and 3D characteristics for forces generated by these defects have been presented. Comparative analysis has been carried out. The simulation has been performed in UMLOCO environment.*

Autorzy:

**dr hab. inż. Piotr Lesiak prof. nadzw. UTHRad** – Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Transportu i Elektrotechniki, p.lesiak@uthrad.pl

**dr inż. Rafał Podsiadło** - Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Transportu i Elektrotechniki, r.podsiadlo@uthrad.pl