

Roman BOGACZ

## USZKODZENIA SZYN I KÓŁ SPOWODOWANE DYNAMICZNYM ODDZIAŁYWANIEM SZYBKICH POJAZDÓW SZYNOWYCH

**Streszczenie.** Praca dotyczy zagadnień związanych z modelowaniem i analizą współdziałania szybkich pojazdów szynowych z torem. Podano opis wybranych zjawisk dynamicznych mających wpływ na niektóre uszkodzenia kół i szyn kolejowych. Omówiono wyniki teoretycznych i eksperymentalnych badań krajowych i światowych dotyczących przeciążeń dynamicznych i ich skutków. Skoncentrowano uwagę na zagadnieniach dynamicznych zachodzących w średnim zakresie częstotliwości i prędkości około 200 km/h.

## THE RAILS AND WHEELS DAMAGES CAUSED BY DYNAMIC INTERACTION OF HIGH SPEED RAIL VEHICLES

**Summary.** The paper deals with the problems connected with modelling and analysis of high-speed train-track interaction. Description of selected dynamic phenomena which cause some damages of wheels and rails is given. The results of theoretical and experimental research in Poland and other countries including dynamic overloading problems and their effects are presented. Attention is focused on the dynamic problems which occur in medium range of frequencies and the speed of about 200 km/h.

### 1. WSTĘP

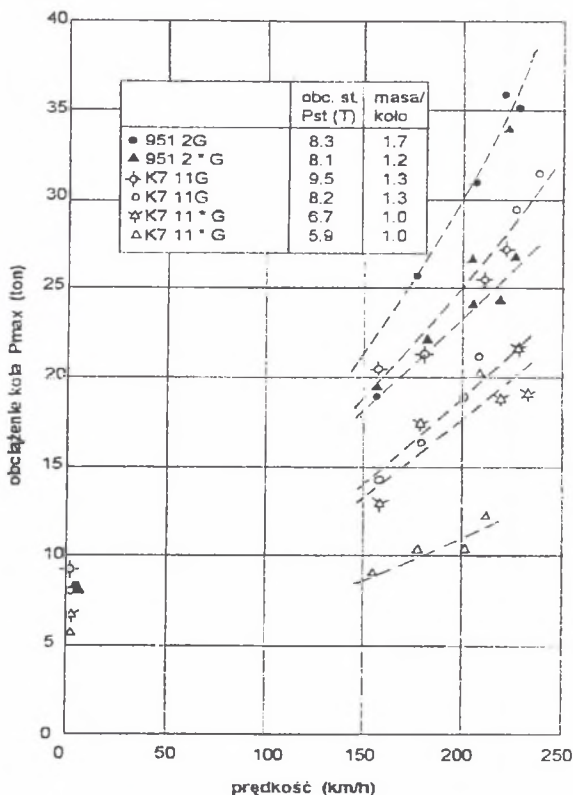
Ponad 20 lat temu rozpoczął się kolejny okres rozwoju szybkiego transportu kolejowego w wielu krajach. Rozwój sieci autostrad, transportu lotniczego z systemem satelitarnej kontroli lotu spowodował, że wielu decydentów uważało transport kolejowy za zabytek techniki.

Jednak wprowadzenie przewozów kontenerowych, zwiększenie dopuszczalnych nacisków na osie wagonów towarowych oraz zwiększenie prędkości przewozów pasażerskich, a szczególnie względy ekologiczne i względy bezpieczeństwa przyczyniły się do renesansu transportu kolejowego, który staje się częścią zsynchronizowanego i zintegrowanego systemu transportu.

Wzrost prędkości jazdy pojazdów powoduje istotny wzrost obciążeń dynamicznych zarówno elementów pojazdów, jak i drogi (toru). Zalecenia dotyczące uwzględnienia nadwyżki dynamicznej (wynoszącej około 30% obciążenia statycznego), są często (pomimo nowych

teoretycznych i eksperymentalnych rezultatów), nadal bezkrytycznie przyjmowane za obowiązujące przez projektantów (nie tylko w kraju).

Nieznajomość zjawisk dynamicznych zachodzących w torze o elementach sprężysto-plastycznych, stanowiącym strukturę periodyczną (zarówno ze względu na okresowe ułożenie podkładów, jak i faliste zużycie - korrugacje) współdziałającym z zestawami kołowymi posiadającymi również własności lepkosprężysto-plastyczne i będącymi strukturami okresowymi, jest przyczyną wielu wypadków oraz wysokich kosztów utrzymania toru. Istotną trudność, którą należy pokonać przy analizie dynamicznej tego typu układów, jest poza bardzo złożoną strukturą, niesamosprężoność i nieliniowość operatorów różniczkowych matematycznego modelu układu pojazd - tor.



Rys.1. Obciążenie dynamiczne koła mierzone na linii Tokaido (Japonia) o różnych obciążeniach statycznych i masach zestawu przypadających na jedno koło

Fig. 1. Dynamic loads of wheel measured on Tokaido line for different static loads and unsprung masses for one wheel

Analiza dynamiczna za pomocą tradycyjnych modeli pojazdu szynowego i toru pozwala na badanie zjawisk dynamicznych w bardzo ograniczonym zakresie częstości i prędkości ruchu.

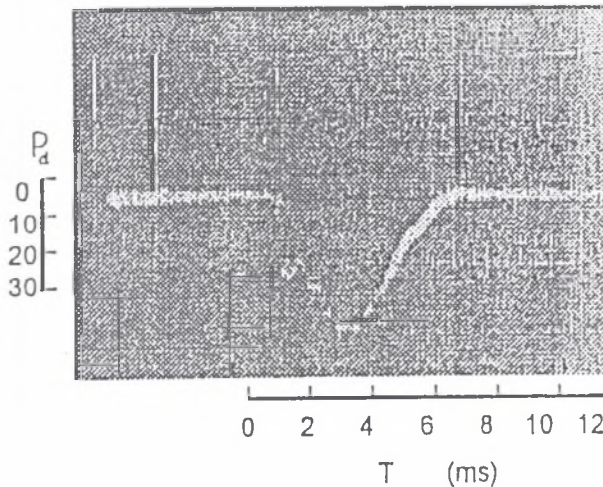
Jak wynika z teoretycznych i doświadczalnych badań ([1], [2]) oddziaływania koła i szyny (zestawu kołowego z torem), obciążenia dynamiczne szyn i kół już przy wzroście prędkości jazdy od 100 km/h do 120 km/h wzrastają kilkakrotnie. Niektóre efekty dynamiczne osiągają wartości maksymalne przy prędkości około 165 km/h, inne przy prędkości

200 – 220 km/h. Wiele zagadnień dotyczących dynamiki oddziaływania pociągu z torem a nawet koła z szyną nie zostało jeszcze dostatecznie zbadanych. Niewłaściwe wyniki związane są z modelowaniem zestawów kołowych, podkładów, a niekiedy i szyn jako brył sztywnych, co w analizie dynamicznej w średnim zakresie prędkości (160 km/h) i częstości około 100 Hz jest zbyt daleko idącym uproszczeniem.

W niniejszym komunikacie omówimy kilka zagadnień związanych z modelowaniem i analizą współdziałania szybkich pojazdów szynowych z torem. Część drugą poświęcimy omówieniu wyników eksperymentalnych uzyskanych w przodujących krajach w technologii pojazdów szynowych i modelowaniu toru, trzecią część modelowaniu zestawu kołowego, następnie omówimy zagadnienie kontaktu koła z szyną oraz podamy wnioski wynikające z przeprowadzonych badań.

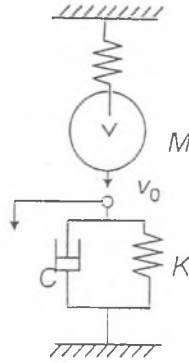
## 2. BADANIA DOŚWIADCZALNE, TEORETYCZNE I UWAGI DOTYCZĄCE MODELLOWANIA TORU

Zarówno okresowe podparcie szyn (dyskretny rozkład podkładów), jak i nierówności na powierzchni tocznej szyn, a także wady geometryczne ułożenia toru, podsypki i gruntu są znaną przyczyną wzrostu obciążeń dynamicznych. Mniej doceniane przez projektantów i badaczy są efekty dynamiczne wywołane przez niejednorodny rozkład naprężeń własnych w szynach i kołach przez niejednorodności zagęszczenia podsypki i gruntu.



Rys. 2. Obciążenie dynamiczne (w tonach) w czasie przejazdu nierówności  
 Fig. 2. Dynamic loads (tonnes) during passing the micro-dents

Zagadnienie te są przedmiotem teoretycznych i doświadczalnych badań w technologicznie rozwiniętych krajach.



Rys. 3. Model układu dyskretnego

Fig. 3. Discrete model of the system

Szkodliwe oddziaływanie okresowego podparcia przy względnie dużej sztywności toru eliminowane jest optymalnym doбором parametrów sprężysto–lepkoplastycznych przekładki. Zagadnienie poprawnego przytwierdzenia szyny do podkładu zapewniające odpowiednią elastyczność i rozpraszanie energii drgań stało się poważnym przedmiotem badań ze względu na istotny wpływ na zachowanie się pojazdów szynowych już w średnim zakresie częstotliwości (50-500 Hz) przy prędkości przekraczającej 120 km/h.

Przykładem charakterystycznym wzrostu obciążenia dynamicznego toru mogą być wyniki badań przedstawione na rys.1, ilustrującym maksymalną wartość obciążenia szyny przez koło pociągu specjalnego typu „test train 951” na linii Tokaido w Japonii w zależności od prędkości (150-250 km/h), przy różnych wartościach statycznego obciążenia i różnych wartościach mas nieusprężynowanych przypadających na jedno koło. Szczególny przypadek dynamicznej odpowiedzi koła przejeżdżającego nierówność o sinusoidalnym kształcie ( $l = 1,2$  m,  $a = 1$  mm) z prędkością 210 km/h ilustruje rys. 2 [3]. Widoczny jest 8-krotny wzrost obciążenia dynamicznego. Podobny efekt występuje w przypadku braku podsypki pod jednym z podkładów.

W celu określenia nadwyżki dynamicznej stosuje się dyskretyzację układu koło – szyna uwzględniając podatność zależną od częstotliwości i prędkości ruchu. Schemat układu dyskretnego przedstawiony został na rys. 3.

W analizie zakłada się, że tor jest nieskończenie długi. Prowadzi to do uwzględnienia wypromieniowania energii (tłumienia) nawet w przypadku modelu idealnie sprężystego. Faktu tego nie uwzględniają badacze zakładający, że tor jest sztywny. Ma to szczególne znaczenie przy badaniu stanów stacjonarnych i zagadnień stateczności ruchu, gdyż około 70% dyssypowanej energii w rzeczywistym torze jest wypromieniowywane w głąb podtorza.

Najprostszym modelem ciągłym może być belka Bernoulliego-Eulera spoczywająca na sprężystym lub lepkosprężystym podłożu. W przypadku analizy niskoczęstotliwościowej należy uwzględnić okresowość rozmieszczenia podpór mostu lub estakady, a w przypadku analizy w średnim zakresie częstości okresowość podparcia związaną z rozmieszczeniem podkładów. Badanie dynamiczne w zakresie częstotliwości przekraczających 150 Hz wymagają uwzględnienia nierówności (korugacji), a przy prędkości powyżej 120 km/h lepkosprężystych własności przekładki. Częstość drgań własnych podkładów mieści się na ogół w granicach 200-1500 Hz i w tym zakresie wpływa istotnie na dynamiczne własności toru. Zatem w tym

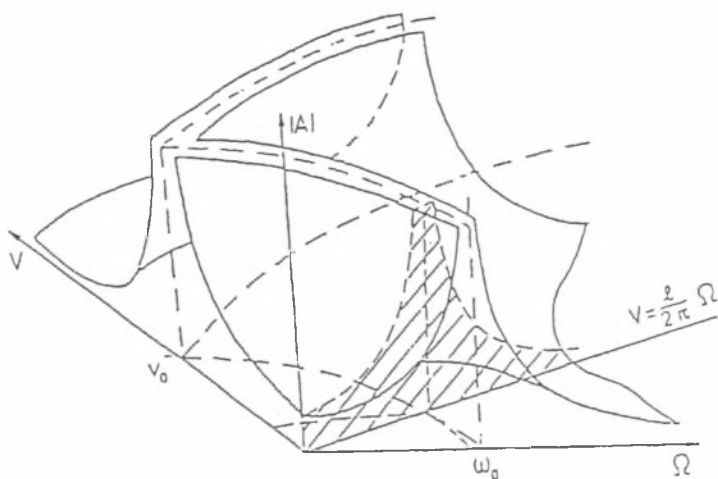
zakresie częstotliwości zachodzi konieczność modelowania podkładu jako układu ciągłego lub co najmniej zdyskretyzowanego.

Podsypkę i grunt w zależności od zagadnienia modeluje się jako podłoże sprężyste, lepko-sprężyste, sprężysto-plastyczne [3], bezinercyjne, inercyjne lub półprzestrzeń lepko-sprężystą, [4].

Badając zagadnienie dynamiczne toru należy uwzględnić naprężenie ściskające lub rozciągające zależnie od pory roku (dnia) oraz zmienne w dużym zakresie własności podsypki.

W zakresie wyższych częstotliwości belkę Bernoulliego-Eulera lepiej zastąpić modelem Timoshenki. Przegląd różnego rodzaju modelowania toru można znaleźć w pracy [5].

Należy zwrócić uwagę na fakt, że nawet precyzyjne modelowanie toru i określenie przemieszczeń (naprężeń) w funkcji częstości i miejsca przyłożenia obciążenia nie zawsze wystarczą do określenia odpowiedzi modelu na poruszające się z dużą prędkością obciążenie. Pomija się bowiem wyrazy wynikające z działania przyspieszenia Coriolisa i przyspieszenia dośrodkowego.



Rys. 4. Maksymalne przemieszczenie w funkcji częstości i prędkości  
Fig. 4. Maximal displacement versus frequency and load speed

W przypadku modelu - belki Timoshenki przemieszczenia  $w(x, t)$  w poruszającym się z prędkością  $v_0$  układzie współrzędnych opisane są następującym równaniem

$$EI \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \kappa AG \left( \frac{\partial w}{\partial x} - \psi \right) - \rho I \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = 0, \quad (2.1)$$

$$\kappa \frac{\partial}{\partial x} \left[ AG \left( \frac{\partial w}{\partial x} - \psi \right) \right] - \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - b \frac{\partial w}{\partial t} - cw = F_0 \delta(x - vt) e^{i\omega t},$$

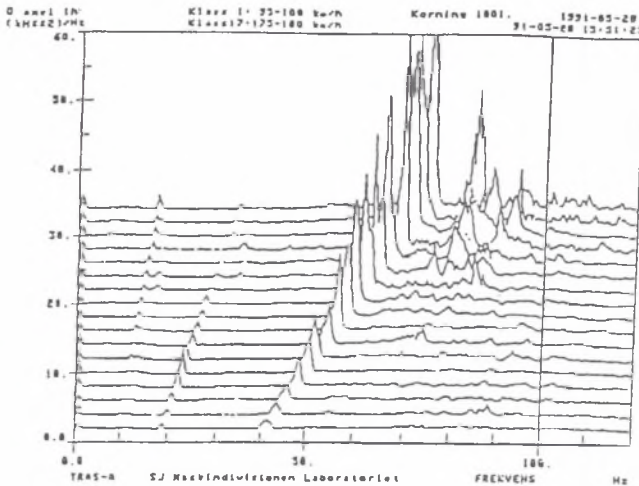
$$\omega_0^2 = \frac{c}{\rho A}, \quad V = \frac{v}{v_0}, \quad \Omega = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad v_0 = \sqrt{\frac{cI}{\rho A^2}},$$

gdzie:

$E$  - moduł Younga,  
 $\psi$  - kąt obrotu,  
 $I$  - moment bezwładności przekroju,  
 $A$  - pole przekroju,  
 $\kappa$  - współczynnik kształtu przekroju,  
 $\rho$  - liniowa gęstość masy,  
 $b$  - współczynnik tłumienia,  
 $c$  - stała sprężystości podłoża,  
 $F_0(x, t)$  - obciążenie zewnętrzne.

W przypadku wymuszenia o charakterze harmonicznym poruszającego się ze stałą prędkością  $v$ , o częstości oscylacji  $\omega$  i amplitudzie  $F_0$ , otrzymuje się jakościowo różne rozwiązania przy poszczególnych częstościach i prędkościach [7]. Maksymalne przemieszczenia przy jednostkowej wartości  $F_0$  podano na rys. 4 zaznaczając przekrój wynikający ze wzbudzenia okresowym rozmieszczeniem podkładów. Widać dość daleko idące podobieństwo do wyników eksperymentalnych otrzymanych przez badaczy szwedzkich (rys. 5), a w szczególności przekroczenie granicy pierwszego rezonansu, który otrzymujemy także w przypadku opisu dynamiki szyn, belką o modelu Bernoulliego - Eulera.

Analiza dynamiczna w zakresie wyższych częstości i prędkości wymaga uwzględnienia okresowego rozkładu podkładów oraz podatności przekładek i bezwładności podkładów. Model takiego rozkładu ilustruje rys. 5.

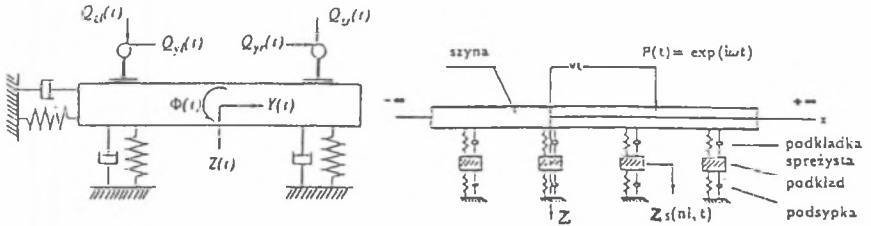


Rys. 5. Dynamiczne obciążenie [ $\text{kN}^2/\text{Hz}$ ] względem częstotliwości [ $\text{Hz}$ ] przy prędkości jazdy  $95+n \times 5$  [ $\text{km/h}$ ]  
 Fig. 5. Dynamic load [ $\text{kN}^2/\text{Hz}$ ] for the speed  $95+n \times 5$  [ $\text{km/h}$ ]

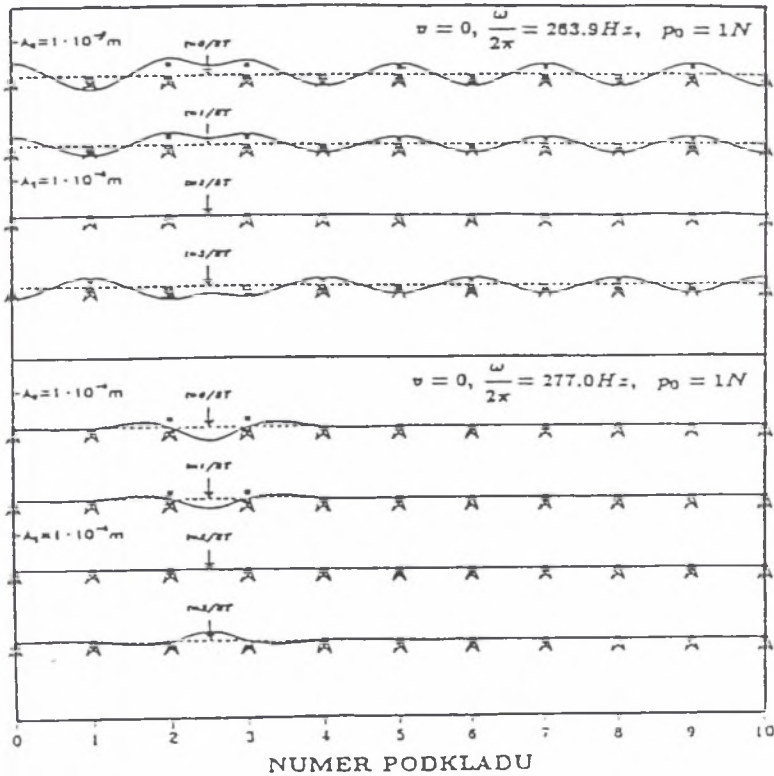
Analityczny sposób rozwiązania problemu wędrującego obciążenia oscylującego wzdłuż konstrukcji o okresowo zmiennych własnościach można znaleźć w [6-8].

Uwzględnienie okresowego rozkładu podkładów (rys. 6) powoduje dodatkowe zanikanie zaburzeń w tzw. pasmach zanikania, a w pasmach przenoszenia propagację fali o nie zanikającej amplitudzie w przypadku układu bez tłumienia lub słabo zanikającej w przypadku tłumienia wiskotycznego.

Na rys. 7 podano przykładowo przemieszczenia szyn i podkładów w wybranych chwilach 0, T/8, T/4, 3T/8, przy częstotliwości 263,9 Hz leżącej w paśmie przenoszenia i częstotliwości 277 Hz leżącej w paśmie zanikania.



Rys. 6. Model toru złożonego z szyn, podkładów, przekładki i podsypki, jako struktura okresowa  
 Fig. 6. Track model consisting of rails, sleepers and ballast as periodic structure



Rys. 7. Przeszczenia toru w wybranych chwilach czasu w paśmie przenoszenia i paśmie zanikania  
 Fig. 7. Track displacements for selected time in passing and stopping bands

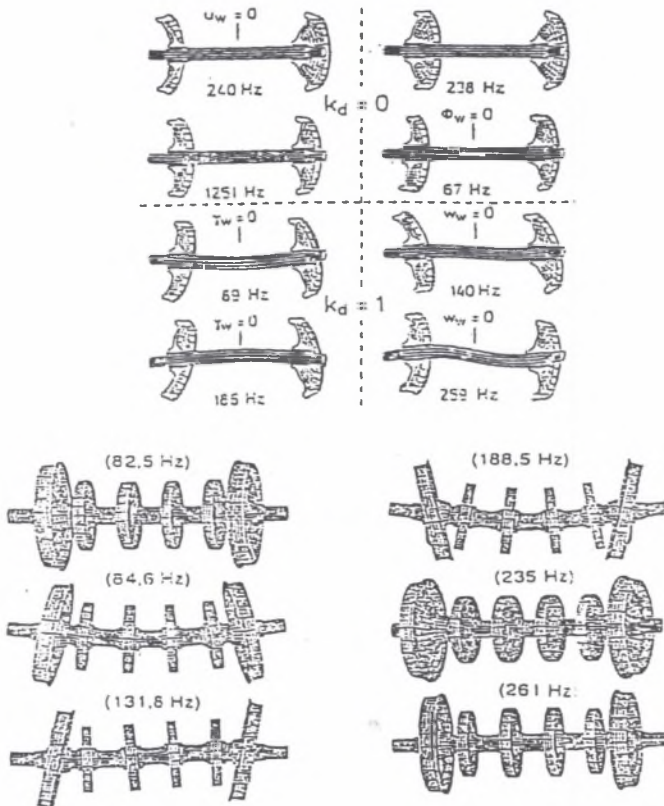
Bardziej szczegółowe omówienie wyników analizy można znaleźć w pracach [6], [8]. W pewnych przypadkach ważne jest uwzględnienie nieodwracalności charakterystyk toru modelujących uplastycznienie i osiadanie. Wyczerpującą analizę tych zagadnień można znaleźć w pracy [10]. Autor tej pracy dysponuje również profesjonalnym programem umożliwiającym analizę tych zagadnień.

### 3. MODELOWANIE ZESTAWÓW KOŁOWYCH

Dynamiczne zachowanie zestawów kołowych ma istotny wpływ na własności układu pojazd - tor. Formy własne zestawu bez tarcz hamulcowych oraz z czterema tarczami zostały przedstawione na rys. 8, wg [11] oraz [12].

Współczesne zestawy kołowe wyposażone są w dwie lub cztery tarcze hamulcowe, co wymaga zwiększenia średnicy osi, by nie obniżyć częstości drgań własnych.

Przy małych prędkościach pociągów wpływ obrotu jest pomijalnie mały. Jednak przy prędkościach zbliżonych do 200 km/h jest on niezwykle istotny. Występuje wówczas rozdwojenie wartości własnych na współbieżne i przeciwbieżne, które różnią się przy prędkości 250 km/h o około 30% i 20% odpowiednio przy pierwszej i drugiej formie własnej.



Rys. 8. Symetryczne i antymetryczne formy własne zestawów kołowych  
Fig. 8. Symmetric and antisymmetric eigenforms of wheelsets



Wyniki analizy drgań wymuszonych zestawów kołowych o podatnych tarczach i wieńcach wskazują na możliwość łatwego wzbudzenia drgań o częstotliwości około 100 Hz już przy prędkości bliskiej 200 km/h. Zjawisko to nie występuje już tak intensywnie przy prędkości 400 km/h. Wyniki badań zawierają prace [13] i [14].

Ponadto [2], [13] i [14] w przypadku sztywnej osi, podatnych tarcz i wieńców kół występują zakresy niestabilności ruchu zależne od sztywności sprężystego kontaktu. Zjawisko to wymaga dalszych badań z uwzględnieniem podatności wału na zginanie i skręcanie oraz uwzględnienia poślizgu w strefie kontaktu.

Zakres niestabilności ruchu zestawu kołowego przy wybranych parametrach zestawów zależy od sztywności tzw. sprężyny Hertza charakteryzujących siłę normalną i moment wiertny (tzw. spin). Te składowe (spin i siła normalna) są związane silnie nieliniową funkcją, co w pewnych zakresach prędkości powoduje powstanie cykli granicznych [15].

Bardziej wnikliwych badań wymagają zagadnienia propagacji fal w wieńcach kół zestawów kołowych. Wędrujące obciążenie ma tę samą wartość co w przypadku szyny, a więc poza podwojeniem liczby wartości własnych wystąpić mogą jakościowe różnice pomiędzy falami współbieżnymi i przeciwbieżnymi, podobnie jak występuje to w szynie (belce) jako strukturze okresowo podpartej w przypadku fal przed i za poruszającym się obciążeniem [6], [15].

#### 4. ZAGADNIENIE KONTAKTOWE KOŁO-SZYNA

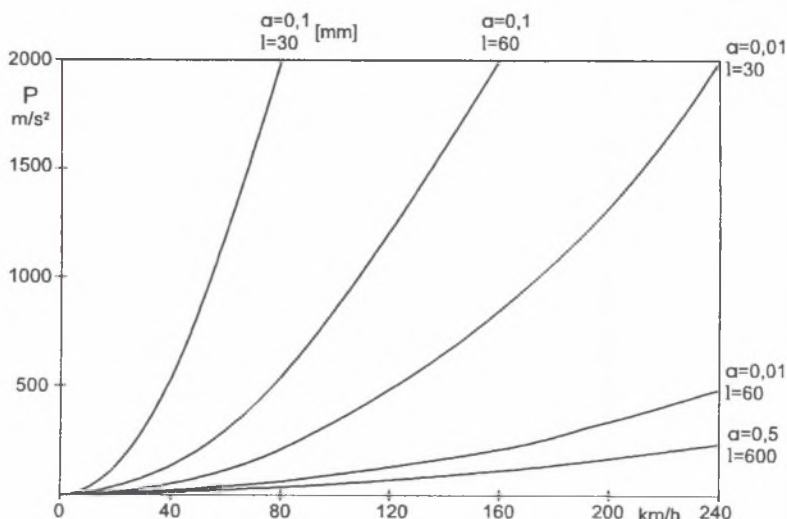
Wiedza o zjawiskach zachodzących w strefie kontaktu jest jeszcze niepełna pomimo intensywnych badań w wielu ośrodkach naukowych i przemysłowych. Ciągłe jeszcze rozkład naprężeń normalnych przyjmowany jest na podstawie rozważań Hertza z 1882 roku. Kontaktowe siły styczne opisuje teoria Kalkera, która pomimo ciągłych poprawek nadal jest niedoskonała [16]. Określona na jej podstawie eliptyczna powierzchnia kontaktu stanowi punkt wyjścia do wyznaczenia tzw. kontaktowych sztywności Hertza. Należy nadmienić, że uogólnienie na nie-Hertzowską metodę kontaktu zawdzięczamy Piotrowskiemu [17]. Podstawowe zależności pomiędzy siłami stycznymi a prędkościami poślizgu są modelowane przez wielu badaczy jako związki globalne bez wnikliwej analizy mikropoślizgów zależnych od różnych parametrów materiału i gładkości powierzchni. Ważnym zagadnieniem mechaniki kontaktu jest określenie kinematycznego wzbudzenia powodowanego nierównościami.

Poza problemem nierówności o długości fali porównywalnej z półosią „elipsy” kontaktu istotne są rezonanse wieńca koła i szyny, a także podkładów, co w znanej autorowi literaturze nie było dotychczas równocześnie rozpatrywane.

Nawet w przypadku bardzo uproszczonego modelu zestawu kołowego, jakim jest sztywny układ o dwóch stopniach swobody, do którego stosuje się liniową teorię kontaktu Kalkera [16], trudno się zgodzić z założeniem, że parametry „elipsy kontaktu” są stałe przy toczeniu się koła po nierównej szynie lub szynie nierównomiernie podpartej.

Obciążenie dynamiczne toru idealnego geometrycznie zależy, poza już omówionymi parametrami  $V$ ,  $\Omega$ , również od okresowego położenia podkładów, od przestrzennej zmiany podatności, która może być spowodowana zmiennością naprężeń własnych oraz niejednorodnością podsypki lub podtorza. Przyspieszenie pionowe w zależności od prędkości jazdy  $V$ , przy założeniu ciągłego kontaktu koła i szyny oraz różnych parametrach charakteryzujących długość fali w szynie i jej amplitudę, podano na rys. 9. Widać jakościową zgodność z wynikami pomiarów przedstawionymi na rys. 1. Zmienność naprężeń własnych pozostaje po szlifowaniu korrugacji, co tłumaczy znacznie wcześniejsze powstawanie nowych nierówności po szlifo-

waniu aniżeli w szynie nowej. Podobne zjawiska występują w kołach. Nierównomierny rozkład naprężeń własnych po obwodzie jest przyczyną uplastycznienia i nierównomiernego zużycia co może być źródłem poligonizacji kół, a następnie zmęczeniowego zniszczenia ich tarcz lub obręczy. O pracy obręczy w zakresie plastycznym świadczy rozkład naprężeń własnych podany na rys. 10. Na rysunku tym podano również rozkład naprężeń własnych w szynie nowej i po długotrwałej eksploatacji.

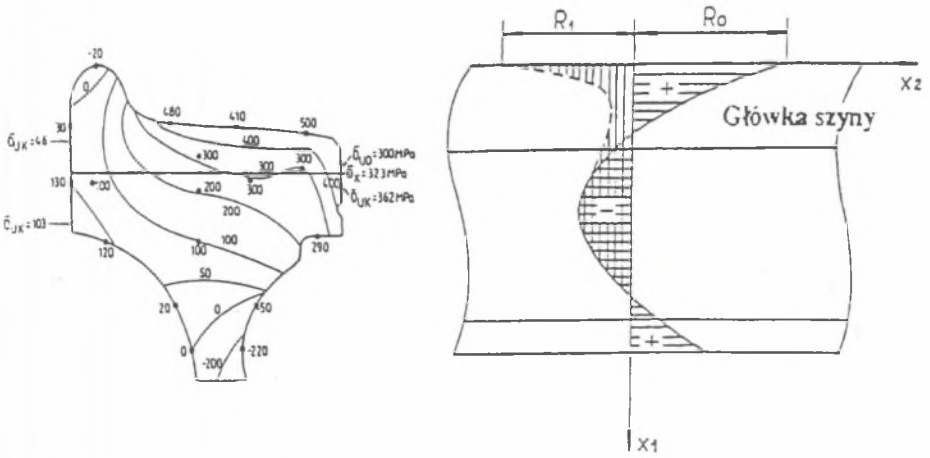


Rys. 9. Przyspieszenie w kierunku pionowym w przypadku korrugacji i falistości szyn  
Fig. 9. Acceleration in vertical direction in the case of corrugation and wave shape of rails

Porównanie rozkładu naprężeń własnych oraz nierówności szyn skorrugowanych (rys. 11) o amplitudzie nierówności powyżej 0.2 mm wskazuje wyraźnie na plastyczny charakter deformacji szyny. Wynika stąd, że szlifowanie szyn bez usunięcia naprężeń własnych stanowi zabieg niepełny, który powinien być przeprowadzony dostatecznie wcześniej, gdy ściskające naprężenia własne nie osiągną wartości granicznej, lub gdy powierzchniowa warstwa zdegradowana nie utworzy struktury okresowej. W przeciwnym przypadku wymagana jest obróbka cieplna (odprężająca). Badania laserowego ujednorodnienia naprężeń własnych w IPPT-PAN są obecnie w stadium wstępnym.

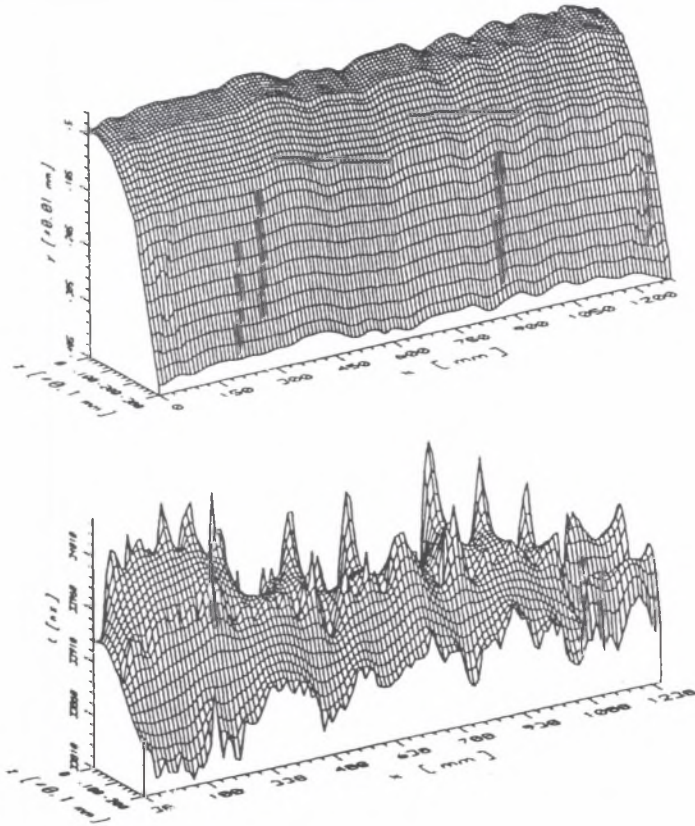
Niezależnie od podanych wyżej czynników rozkład naprężeń stycznych na powierzchni kontaktu jest istotnie zależny od własności ciernych materiałów koła i szyny. Wyniki badań podane m.in. w [18] wskazują na występowanie drgań samowzbudnych przy dwóch spośród trzech badanych modeli tarcia.

W pracach [7,19] badane są również efekty kontaktu koło-szyna wskazujące na wpływ parametrów charakteryzujących własności plastyczne koła i szyny na powstawanie korrugacji. Badania w zakresie plastycznym są szczególnie ważne w przypadkach, gdy następuje uderzenie koła o szynę ze względu na nierówności, płaskie miejsca lub nalepy. Odkształcenia plastyczne powstałe przy przejeździe przez krzyżownicę lub przez niegładkie połączenie szyn znane są z praktyki, ale niedoceniane ze względu na krótki czas trwania impulsu (poniżej jednej milisekundy przy prędkości 120 km/h). Wyniki symulacji podobnego zagadnienia metodą elementów czasoprzestrzennych z adaptacją siatki podano w pracy [19].



Rys. 10. Rozkład naprężeń własnych a) w szynie nowej (rozciągające główkę) oraz po eksploatacji (ściskające), b) w obręczy koła monoblokowego (po hamowaniu)

Fig. 10. Distribution of residual stresses a) in the wheeltype of monoblock wheel after breaking, b) in the rail-head of the new rail (tensile) and after service (compressive)



Rys. 11. Kształt powierzchni tocznej szyny z falistym zużyciem i rozkład naprężeń własnych

Fig. 11. Shape of surface of corrugated rail and distribution of residual stresses

Czasoprzestrzenną analizę numeryczną toczącego się koła z uwzględnieniem płaskiego obszaru kontaktu podano w pracach [20,21] uzyskując potwierdzenie istotnego znaczenia zjawisk falowych, a w szczególności zmniejszającej się wraz ze wzrostem prędkości liczby fal na obwodzie wieńca [20]. Bardziej szczegółowa analiza numeryczna może się przyczynić do wyjaśnienia przyczyny poligonizacji kół pociągów super-ekspresowych.

## 5. UWAGI KOŃCOWE

W referacie podano opis wybranych zjawisk dynamicznych mających wpływ na niektóre uszkodzenia kół i szyn kolejowych. Podano podstawy teoretyczne przyczyn powstawania dużych przeciążeń dynamicznych, z których wynikają następujące wnioski.

Modelowanie współdziałania pojazdu szynowego z torem oraz podukładu koło-szlina w przypadku prędkości przekraczających 120 km/h wymaga uwzględnienia przebiegów szybkodziennych, drgań wysokoczęstotliwościowych oraz zjawisk falowych.

Badanie własności dynamicznych obu podukładów (tor, pojazd) oddzielnie prowadzi do fragmentarycznej oceny współdziałania wymienionych podukładów. Powinno być uzupełniono analizą dynamiczną całego układu.

Badanie stateczności ruchu układu pojazd-tor oraz poszczególnych podukładów pozwala na określenie i wyeliminowanie bardzo dużych przeciążeń dynamicznych powodujących szybkie zużycie elementów pojazdu i toru.

## LITERATURA

1. Bogacz R., Meinke P. and Popp K.: Zur Modellierung der höherfrequenten Radsatz/ Gleisdynamik. In: Systemdynamik der Eisenbahn, Eds. H.Hochbruck, K.Knothe and P. Meinke. Hennigsdorf, 45-55, 1994.
2. Bogacz R., Meinke P. and Dżuła S.: Vehicle/track-dynamic interaction for high speed-frequency range, In: Dynamical Problems of Mechanical Systems. Eds. R.Bogacz and K.Popp, Warsaw, 165-179, 1993/94.
3. Ishida M., Miura S. and Kano A.: The influence of track stiffness on track dynamic behaviour, Quarterly Reports of RTRI 38-3 1997, 9.
4. Bogacz, R.: On dynamics and stability of continuous systems subjected to distributed moving load, Ing. Archiv. 53, 243-255 1983.
5. Knothe K., Grassie S.L.: Modelling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies. Vehicle System Dynamics, 22, 209-262 1993.
6. Bogacz R., Krzyżyński T., and Popp K.: On dynamics of systems modelling continuous and periodic guideways, Archives of Mechanics, 45, 5, .575-593, 1993.
7. Bogacz R.: Dynamics and corrugations of high-speed wheel/rail systems, Czasopismo Techniczne 1995.
8. Bogacz R., Krzyżyński T., Popp K., Szczebiot R.: Elementy Pakietu Programu „FLORIAN”, Dynamika toru kolei konwencjonalnej, Symulacje w Badaniach i Rozwoju, R. Bogacz, L. Bobrowski (red.) Warszawa 1997, s. 436.

9. Krzyżyński T.: Dynamika układów ciągłych o okresowych własnościach struktury i wzbudzenia *Prace IPPT* 38/1995.
10. Grzyb A.: Drgania układów ciągłych pod wpływem bezinercyjnych obciążeń ruchomych w zastosowaniu do problemów zagadnień transportu, *Monografia Pol. Krak., ser. Mechanika* 17, 1994.
11. Fingberg U.: Ein modell für Kurvenquietschen von Schienenfahrzeugen, *Dissertation, VDI Fortschrittsbericht* 11/40, 1990.
12. Meinders T.: Modelling of railway wheelset as a rolling elastic multibody system. *Machine Dynamics Problem* (w druku).
13. Bogacz R., Dżuła S.: Dynamics and stability of a wheelset in rolling contact motion on rails, *Proc. of ITTG International Symposium on the Technological Innovation in Guided Transports, Lille, France, 871-883*, 1993.
14. Dżuła S.: Dynamika wirującego koła i zestawu kołowego modelowanych układami ciągłymi, *Monografia Pol. Krak., ser. Mechanika* 186, 1995.
15. Bogacz R., Dżuła S.: Dynamics and stability of wheelset/track interaction modelled as continuous nonlinear system. *Mechanics and Mech. Engineering* vol. 1-2. 1997, pp. 157-166.
16. Kalker J., J.: *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*, vol. 2 of *Solid Mechanics and its Applications*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht 1990.
17. Piotrowski J.: The steady-state tangential contact problem for "falling drop" type of contact area on corrugated rail by simplified theory of rolling contact", *ILR-Mitteilsng*, 267, TU, Berlin 1991.
18. Bogacz R., Ryczek B.: Dry friction induced vibrations. Analysis and experiment, *Eng. Transaction* 45. 3-4, 1997, pp. 487-504.
19. Bajer C., Bogacz R., Bonthoux C.: Adaptive space-time elements in the dynamic elastic-viscoplastic problem, *Computer and Structure* 39,5,1991,pp. 415-423.
20. Bogacz R., Bajer C.: Symulation of contact problem in railway engineering. *Proc. Symulacja w Badaniach i Rozwoju, Jelenia Góra 1997* (w druku).
21. Bajer C.: The space-time approach to rail/wheel contact and corrugations problem. *Comp. Ass. Mech. Eng. Sci.* 1998 (w druku).

Recenzent: Dr hab.inż. Marek Sitarz  
Prof. Politechniki Śląskiej

## Abstract

The paper deals with the problems connected with modelling and analysis of high-speed train-track interaction. Description of selected dynamic phenomena which cause some damages of wheels and rails is given. The results of theoretical and experimental research in Poland and other countries including dynamic overloading problems and their effects are presented. Attention is focused on the dynamic problems which occur in medium range of frequencies and the speed of about 200 km/h. In the paper the problem of generation mechanism of rail corrugation and reasons of wheels polygonization is also considered. The new results of studies on wheel/rail dynamics show that the dynamic overloading is greater as it was previously assumed and sufficiently large to cause plastic deformations. The inelastic effects are responsible for change of initial residual stress distribution which during long time of opera-

tion is uniform. When the residual stress reaches a critical level then further plastification leads to initiation of corrugations or polygonization. Some methods to protect the formation are discussed in the paper.