MIĘDZYNARODOWA KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA
POJAZDY SZYNOWE NOWEJ GENERACJI '99

ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1999
TRANSPORT z.35, nr kol. 1415

Stanisław DŻUŁA
Instytut Pojazdów Szynowych, Politechnika Krakowska

O PROBLEMACH DYNAMICZNYCH PRZY WYSOKICH PRĘDKOŚCIACH JAZDY

Streszczenie. Praca dotyczy wybranych problemów dynamicznych mających szczególne znaczenie przy wysokich prędkościach jazdy. Wykorzystując analizę dynamiczną ciągłych modeli koła i zestawu kołowego podjęto próbę wyjaśnienia takich zjawisk, jak poligonizacja kół kolejowych i zużycie faliste.

ON DYNAMICAL PROBLEMS AT HIGH SPEEDS MOTION

Summary. The paper deals with select dynamics problems which are especially important at high speed motion. The author makes the attempt to explain with the use of the dynamic analysis of the wheel and wheel-set continuous models, such phenomenon polygonization of rail wheels and corrugation.

1. WSTĘP

Wzrost prędkości jazdy pojazdów szynowych powoduje istotny wzrost obciążeń dynamicznych zarówno elementów pojazdu, jak i toru. Obserwuje się przy tym tendencję do wykorzystania optymalnych parametrów tego układu. Stany rezonansowe i dynamiczne stany krytyczne wiążą się z dużym prawdopodobieństwem wystąpienia przeciążeń. Zjawiska te w ruchu pojazdów szynowych muszą być bezwzględnie eliminowane.

W układach transportowych problemem o podstawowym znaczeniu jest samowzbudne narastanie drgań i fal, co jest bezpośrednio związane z problemem stateczności oddziaływania i ruchu tocznego zestawów kołowych. Występująca podczas toczenia się koła po szynie zmienność obciążenia strefy kontaktu jest wywołana nie tylko przez zaburzenia podstawowego ruchu pojazdu, ale także jako skutek wzbudzanych przez te zaburzenia wysokoczęstotliwościowych drgań koła i szyny. Zmiana intensywności naprężeń i ich rozkładu w strefie styku, związana z drganiami własnymi elementów znajdujących się w kontakcie tocznym, jest prawdopodobnie jedną z przyczyn poligonizacji kół kolejowych oraz zużycia falistego (korugacji) tych elementów. Poligonizacja kół oraz zużycie faliste jest źródłem wymuszenia kinematycznego i dynamicznego w układzie koło-szyna o częstotliwości zależnej od prędkości

jazdy, wpływając równocześnie na zwiększenie emisji hałasu, którego źródłem w głównej mierze są koła pojazdu szynowego. Wymuszenia dynamiczne wzrastając z kwadratem prędkości odgrywają decydującą rolę w zakresie wysokich prędkości jazdy. Analiza dynamiczna tradycyjnych modeli pozwala na badanie zjawisk w wąskim zakresie częstotliwości i prędkości ruchu. Związane jest to z modelowaniem zestawów kołowych, podkładów, a niekiedy i szyn jako brył sztywnych, co wydaje się zbyt daleko idącym uproszczeniem.

W niniejszej pracy przedstawiono niektóre wyniki analizy dynamicznej dotyczące poligonizacji kół i zużycia falistego jako zjawisk, które odgrywają szczególną rolę przy wysokich prędkościach jazdy. Prezentowane wyniki uzyskano przy wykorzystaniu modeli ciągłych.

2. FALE SPRĘŻYSTE, EFEKT DUDNIENIA A POLIGONIZACJA KÓŁ

Problem fal biegnących w układach mechanicznych jest możliwy do analizy tylko przy wykorzystaniu modeli ciągłych. W związku z tym wirujące koło kolejowe zamodelowano układem przestrzennym składającym się z wieńca (obręczy) jako zakrzywionej pryzmatycznej belki Rayleigha oraz z tarczy modelowanej masowym podłożem sprężystym. Matematyczny opis modelu stanowi układ czterech cząstkowych sprzężonych równań różniczkowych [1]. Analiza dynamiczna modelu polegała na poszukiwaniu analitycznego rozwiązania układu równań w postaci fal biegnących. Postać falową rozwiązania uzyskano metodą Fouriera w wyniku rozwiązania problemu brzegowo-początkowego oraz dzięki zależnościom wynikającym z wyznacznika charakterystycznego układu równań, opisujących drgania wieńca.

Każda fala monochromatyczna o długościach kątowych $2\pi/n$ (gdzie $n=1,2,3,....$) ma osiem prędkości fazowych, cztery o zwrocie zgodnym i cztery o zwrocie przeciwnym do zwrotu kątowej prędkości koła. Oznacza to, że propagacja fal następuje w kierunkach o przeciwnych zwrotach, przy czym dla $\dot{\varphi}_o = 0$ ($\dot{\varphi}_o$ - prędkość kątowa koła) występuje pełna symetria co do wartości prędkości fazowych, a w przypadku symetrycznych warunków początkowych również co do wartości amplitud. Ruch obrotowy koła powoduje naruszenie symetrii propagacji fal sprężystych w wyniku pojawienia się sił bezwładności związanych z przyśpieszeniem Coriolisa. Prędkości fazowe fal o przeciwnych zwrotach są różne i zależne od prędkości wirowania koła. Wynika stąd, że w kole wirującym nie mogą powstać fale stojące. W zakresie realnych prędkości koła w układzie pojawiają się fale sprężyste o takich samych długościach, ale o nieznacznych różnicach prędkości fazowych. Fale te, biegnące zgodnie i przeciwnie do kierunku wirowania koła, po nałożeniu się wywołują efekt dudnienia w kole.

W ruchu tocznym koła po szynie istotnym zagadnieniem jest zbadanie zachowania się punktu styku koła z szyną. Z analizy teoretycznej wynika, że częstotliwość drgań punktu styku jest prawie niezależna od prędkości kątowej koła. Natomiast proporcjonalnie od prędkości zależna jest częstotliwość dudnienia drgań f_d, która wyraża się zależnością:

$$f_d = \frac{1}{2\pi}\left(\Delta\omega_{ni} + 2n\dot{\varphi}_o\right), \tag{1}$$

gdzie: $\Delta\omega_{ni}$ – różnica częstości fal powodujących dudnienie.

W tabeli 1 dla dwóch różnych grubości wieńca podano w zależności od prędkości koła częstotliwość drgań i dudnienia punktu styku koła z szyną, a także drogę l_d, jaką koło przebywa w czasie jednego okresu dudnienia. W ostatniej kolumnie podano stosunek obwodu tocznego okręgu koła do drogi l_d.

Z tabeli 1 wynika, że dla danej formy drgań droga l_d, jaką przebywa koło w czasie jednego okresu dudnienia, nie zależy od prędkości. Jest to skutkiem tego, że częstotliwość dudnienia jest wprost proporcjonalna do prędkości koła. Zastanawiającym faktem jest to, że dla $n = 1$(forma drgań z jedną średnicą węzłową) i najniższej częstotliwości drgań obwód koła jest bardzo zbliżony do podwójnej wartości drogi l_d i to niezależnie od grubości wieńca. Równocześnie przy wzbudzeniu radialnym ta forma i częstotliwość charakteryzuje się maksymalną wartością amplitudy. Są to drgania giętne nie leżące w płaszczyźnie koła. Może to być jedną z przyczyn owalizacji kół. Owalizacja jest szczególnym przypadkiem zjawiska poligonizacji kół występującego w eksploatacji pojazdów szynowych.

Tabela 1

Nr formy n	Częstot. drgań [Hz]			Częstot. dudnienia [Hz]			Droga l_d [m]			$\frac{2\pi R_1}{l_d}$
	Prędkość koła [km/h]									
	100	200	400	100	200	400	100	200	400	
Grubość wieńca koła 0.05 m										
1	94.8	94. 8	94.8	18.36	36.73	73.46	1.513	1.513	1.513	1.97
	1282.3	1282.3	1282.2	6.38	12.77	25.56	4.352	4.351	4.347	0.69
	1679.6	1679.6	1679.7	17.39	34.78	69.56	1.597	1.597	1.597	1.87
	2959.8	2959.9	2960.4	31.01	62.02	124.02	0.896	0.896	0.896	3.33
2	308.0	308.0	308.0	35.85	71.70	143.40	0.775	0.775	0.775	3.85
	1709.4	1709.3	1708.8	28.99	57.98	115.98	0.958	0.958	0.958	3.12
	2102.6	2102.8	2103.6	27.17	54.33	108.65	1.023	1.023	1.023	2.92
	3892.4	3892.5	3892.6	54.34	108.68	217.35	0.511	0.511	0.511	5.84
3	893.7	893.7	893.7	52.74	105.49	210.97	0.527	0.527	0.527	5.67
	1996.7	1996.6	1996.3	44.16	88.33	176.70	0.629	0.629	0.629	4.75
	2421.5	2421.7	2422.1	52.84	105.67	211.29	0.526	0.526	0.526	5.68
	5337.8	5337.9	5338.1	69.88	139.76	279.52	0.398	0.398	0.398	7.51
4	1722.9	1722.9	1722.8	68.91	137.82	275.64	0.403	0.403	0.403	7.40
	2191.5	2191.5	2191.6	60.81	121.63	243.26	0.457	0.457	0.457	6.53
	2910.0	2910.0	2910.1	76.56	153.12	306.22	0.363	0.363	0.363	8.23
	6922.6	6922.7	6922.8	86.73	173.46	346.92	0.320	0.320	0.320	9.32
Grubość wieńca 0.03 m										
1	116.9	116.9	116.9	19.18	38.37	76.73	1.448	1.448	1.448	1.97
	1324.3	1324.3	1324.2	8.99	17.99	35.99	3.089	3.089	3.087	0.93
	1808.8	1808.8	1808.8	18.91	37.82	75.65	1.469	1.469	1.469	1.95
	3191.9	3192.1	3192.7	28.95	57.90	115.78	0.959	0.959	0.960	2.98
2	281.5	281.5	281.5	37.15	74.31	148.62	0.748	0.748	0.748	3.82
	1600.8	1600.8	1600.6	34.29	68.58	137.15	0.810	0.810	0.810	3.53
	2339.8	2339.9	2340.4	23.76	47.52	95.04	1.169	1.169	1.169	2.45
	3911.0	3811.0	3911.1	56.93	113.85	227.71	0.488	0.488	0.488	5.86
3	766.8	766.8	766.9	53.82	107.64	215.28	0.516	0.516	0.516	5.54
	1851.1	1851.1	1850.8	56.26	112.53	225.04	0.494	0.494	0.494	5.79
	2545.7	2545.8	2546.2	43.92	87.85	175.72	0.632	0.632	0.632	4.52
	5244.4	5244.5	5244.6	74.30	148.61	297.21	0.374	0.374	0.374	7.65
4	1422.8	1422.8	1422.9	70.11	140.22	280.44	0.396	0.396	0.396	7.22
	2267.9	2267.7	2266.9	72.91	145.82	291.64	0.381	0.381	0.381	7.50
	2691.0	2691.2	2692.2	69.47	138.94	277.88	0.400	0.400	0.400	7.15
	6769.9	6769.9	6770.1	92.14	184.27	368.55	0.301	0.301	0.301	9.48

Wraz ze wzrostem zużycia wieńca zmienia się również stosunek obwodu koła do drogi l_d (wyjątek stanowi najniższa częstotliwość formy $n = 1$). Dla wybranych z tabeli 1 częstotliwości i oraz formy drgań n zmiana ta wynosi:

a) $3.33 \div 2.98$ dla $n = 1,\ i = 4,$
b) $4.75 \div 5.79$ dla $n = 3,\ i = 2,$
c) $5.68 \div 4.52$ dla $n = 3,\ i = 3,$
d) $6.53 \div 7.50$ dla $n = 4,\ i = 2,$
e) $8.23 \div 7.15$ dla $n = 4,\ i = 3.$

Z powyższego wynika, iż w eksploatacji pojazdów szynowych występują takie wartości średnic kół, przy których ich obwody są dokładnie wielokrotnością drogi l_d. Jeżeli dodatkowo przyjmie się założenie o proporcjonalnej zależności pomiędzy zużyciem powierzchni tocznej koła a przemieszczeniem punktu styku koła z szyną, to dla danej formy drgań jest bardzo prawdopodobne zużycie, w wyniku którego koło przyjmie kształt przypominający wielobok. Dla *a* byłby to trójkąt; dla *b* i *c* – pięciobok; *d* – siedmiobok; *e* – ośmiobok. Nie oznacza to, że wraz ze zmianą średnicy koła będą powstawać kolejne wieloboki. Oznacza to tylko, że w wyniku dudnienia powstają potencjalne warunki poligonizacji kół, a w tym również owalizacji. Prawdopodobieństwo wystąpienia rzeczywistego zużycia koła będzie największe dla częstotliwości charakteryzującej się największą amplitudą drgań. Oczywiście, poligonizacja kół zwiększa emisję hałasu.

3. ZUŻYCIE FALISTE

Zjawisko korrugacji szyn i kół jest jednym z głównych problemów nurtujących współczesne kolejnictwo, a także miejski transport szynowy. Problem ten, którego źródłem są zjawiska zachodzące w strefie kontaktu koło-szyna, nie znalazł, jak do tej pory, zadowalającego wyjaśnienia. Nie ma zgodności nawet co do wiodącego procesu wywołującego charakterystyczne pofalowania powierzchni tocznej kół i szyn. R. Bogacz [2] reprezentuje pogląd, że czynnikiem decydującym o powstaniu korrugacji jest nierównomierny rozkład naprężeń własnych spowodowany odkształceniami plastycznymi powstałymi w wyniku przeciążeń wysokoczęstotliwościowymi siłami kontaktowymi. Natomiast S.L. Grassie i J. Kalousek J. [3] przyjmują, że procesem wiodącym jest zużycie ścierne wywołane poślizgami podłużnymi spowodowanych niestatecznym ruchem zestawu kołowego.

W celu zbadania stateczności ruchu zestaw kołowy modelowany jest układem dwóch sprężystych kół połączonych sztywną osią. Współpracę każdego koła zestawu z szynami modeluje się liniowymi sprężynami Hertza, przenoszącymi siły w trzech kierunkach: podłużnym, poprzecznym i pionowym oraz moment ruchu wiertnego koła. Zakłada się, że w punkcie kontaktu nie występują poślizgi, a siły kontaktowe mają charakter sił skupionych. W modelu nie uwzględniono sprężystości toru oraz dynamicznego oddziaływania nawierzchni.

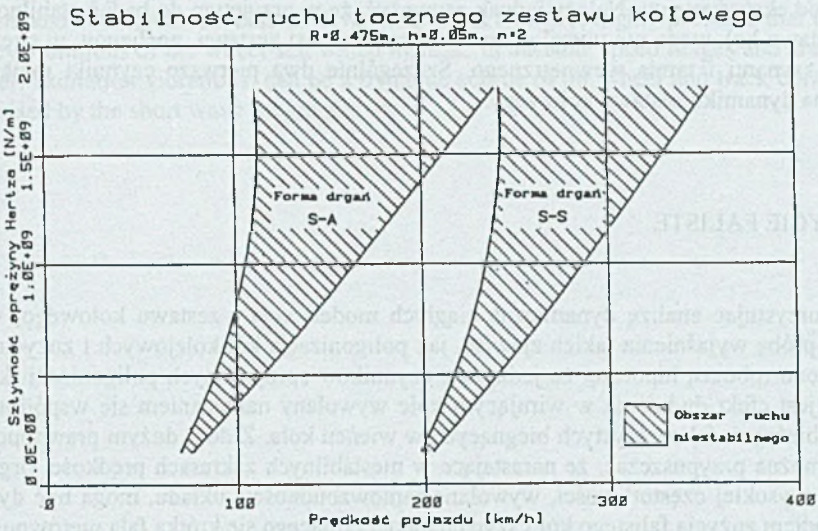
Pełny opis matematyczny drgań zestawu kołowego stanowi układ 14 nieliniowych, sprzężonych równań różniczkowo-całkowych. Poszczególne równania układu opisują:
- drgania kół (po 4 równania dla każdego koła),
- drgania środka masy zestawu kołowego (3 równania),
- drgania w ruchu kulistym wokół środka masy zestawu (3 równania).

Z uwagi na ograniczenia niniejszego artykułu prezentacja pełnego modelu nie jest możliwa. Pełny opis modelu podany jest w [1].

Ścisłe rozwiązanie układu równań opisującego dynamikę zestawu w zakresie nieliniowym nie jest możliwe. Można je uzyskać w zakresie liniowym drgań dla stałej prędkości zestawu w ruchu postępowym. Przyjęcie założenia o pełnej symetrii wymiarowej i materiałowej zestawu pozwala zmniejszyć liczbę równań modelu matematycznego do 9.

Stosując metodę Fouriera można uzyskać rozwiązanie problemu brzegowego układu równań opisującego dynamikę tak uproszczonego modelu zestawu. Otrzymany w wyniku rozwiązania zagadnienia brzegowego wyznacznik charakterystyczny stanowi podstawę badania stabilności ruchu. Stabilność tocznego ruchu analizowana była w zależności od prędkości V.

Na rys.1 w układzie sztywność sprężyny Hertza k_H - prędkość V zilustrowano wyniki obliczeń numerycznych obszarów niestabilnego ruchu po torze, zestawu kołowego o masie *1200 kg* z kołami o nominalnej średnicy *0.95 m*.



Rys.1. Obszary niestatecznego ruchu zestawu kołowego
Fig.1. Unstable motion of the wheelset

Przyczyną niestabilnego ruchu zestawu jest, podobnie jak w przypadku flatteru, przekazanie energii doprowadzonej do układu, zapewniającej V=const, na drgania samowzbudne. W układzie rzeczywistym zestaw kołowy poddany jest działaniu elementów wózka, np. sprężyn, tłumików, co w realnych nieliniowych układach prowadzi do cykli granicznych. Niestateczność tocznego ruchu zestawu objawia się narastającymi drganiami w płaszczyźnie poziomej i pionowej. Dla formy S-S będzie to podskakiwanie zestawu, dla S-A podskakiwanie i wężykowanie dynamiczne, dla A-S kołysanie i wężykowanie kinematyczne, dla A-A kołysanie i wężykowanie dynamiczne połączone z wężykowaniem kinematycznym.

Przedstawione na rys.1 obszary niestatecznego ruchu zestawu kołowego występują w zakresie wysokich częstotliwości drgań ok. *1600 Hz*. Stąd też wzbudzenie drgań nadwozia pojazdu przez drgania o tak wysokiej częstotliwości jest mało prawdopodobne. Z dość dużym prawdopodobieństwem można przypuszczać, że narastające w niestabilnych zakresach prędkości drgania zestawu mogą być dynamiczną przyczyną jednego z typów zużycia falistego szyn określanego w literaturze anglojęzycznej jako „roaring rail" (wyjące szyny) lub „short pitch corrugation", a literaturze niemieckiej jako „Riffeln". Termin „roaring rails" nawiązuje do uciążliwych efektów akustycznych, jakie pojawiają się przy jeździe po szynach wykazujących ten rodzaj zużycia. Cechą charakterystyczną „roaring rail" jest krótka fala zużycia falistego *20 ÷ 80 mm* i jej zależność od prędkości pojazdu [3].

Grassie i Kalousek twierdzą, że wiodącym mechanizmem zużycia „roaring rail" jest proces wycierania ścierne go dolin fal wskutek poślizgów wzdłużnych koła na szynie. Natomiast przyczyna dynamiczna wywołująca poślizgi o odpowiedniej częstości nie jest do tej pory znana.

W niestabilnych zakresach prędkości przedstawionych na rys.1 dla częstotliwości, której amplituda narasta w czasie, długość fali wężykowania lub podskakiwania zestawu zmienia się w granicach *15÷33 mm* przy zmianie prędkości *80 ÷ 180 km/h*. Istnieje zatem pewna zgodność teorii z rzeczywistością w zakresie jakości zjawiska. Niestety, ilościowo teoria odbiega jeszcze od eksperymentu. Należy jednak zauważyć, że w przyjętym do badań stabilności modelu zestawu kołowego nie uwzględniono odkształceń osi zestawu, poślizgów w strefie kontaktu z szynami i tarcia wewnętrznego. Szczególnie dwa pierwsze czynniki mają istotny wpływ na dynamikę zestawu kołowego.

4. ZUŻYCIE FALISTE

Wykorzystując analizę dynamiczną ciągłych modeli koła i zestawu kołowego, w pracy podjęto próbę wyjaśnienia takich zjawisk, jak poligonizacja kół kolejowych i zużycie faliste. Postawiono roboczą hipotezę, że jednym z czynników sprzyjających poligonizacji kół kolejowych jest efekt dudnienia w wirującym kole wywołany nakładaniem się współbieżnych i przeciwbieżnych fal sprężystych biegnących w wieńcu koła. Z dość dużym prawdopodobieństwem można przypuszczać, że narastające w niestabilnych zakresach prędkości drgania zestawu o wysokiej częstotliwości, wywołane samowzbudnością układu, mogą być dynamicznym źródłem zużycia falistego kół i szyn charakteryzującego się krótką falą nierówności.

LITERATURA

1. Dżuła S.: Dynamika wirującego koła i zestawu kołowego modelowanych układami ciągłymi. Politechnika Krakowska, Monografia nr 186, ser. Mechanika, Kraków 1995, praca habilitacyjna
2. Bogacz R.: Corrugations and residual stresses in dynamic contact problems of the wheel-rail system. IPPT PAN Dynamical Problems in Mech. Systems, Warszawa 1996, s. 19-21.
3. Grassie S.L., Kalousek J.: Rail corrugation: characteristics, causes and treatments. Journal of Rail and Rapid Transit, Part F, Vol 207, nr F1, pp. 57 ÷ 68.

Recenzent: Prof.dr hab.inż. Andrzej Wilk

Abstract

The paper deals with select dynamics problems which are especially important at high speed motion. The author makes the attempt to explain with the use of the dynamic analysis of the wheel and wheel-set continuous models, such phenomenon polygonization of rail wheels and corrugation. He proposes a working hypothesis that one of the factors conducive to rail wheel polygonization is the beat effect in a rotating wheel caused by overlapping of concurrent and countercurrent elastic waves in a wheel tyre. It is highly probable that the high frequency vibrations of the wheel-set, which increase in unstable speed ranges and are caused by the self-excitation vibrations, can be a dynamic source of the wheel and track corrugation characterised by the short wave roughness.