

Kołysanie poprzeczne zestawu kołowego podczas wężykowania w torze (1)

W niniejszej pracy wykazano – po raz pierwszy w świecie – że pojedynczy swobodny zestaw kołowy nigdy nie jest w stanie przesunąć się prostopadle w poprzek toru ruchem prostoliniowym w ramach swego luzu poprzecznego w torze.

Czysto prostoliniowy ruch poprzeczny zestawu kołowego jest niemożliwy ani jako ruch składowy wężykowania występującego podczas jego jazdy wzdłuż kierunku toru (przypadek pierwszy), ani nawet wtedy, gdy duża siła poprzeczna przesunie zestaw kołowy w poprzek toru w sytuacji, kiedy nie porusza się on wcale w kierunku wzdłuż toru (przypadek drugi). W tym drugim przypadku środek ciężkości zestawu kołowego musi poruszać się w poprzek toru ruchem kołyszącym o identycznym kształcie drogi jak ruch wahadła matematycznego. W przypadku pierwszym zestaw kołowy porusza się ruchem wypadkowym, złożonym z powyższego ruchu kołyszącego i z ruchu prostoliniowego wzdłuż toru.

W pracy szczegółowo przeanalizowano ten ruch kołyszący i wykazano jego wpływ na przebieg wężykowania zestawu kołowego podczas jazdy wzdłuż kierunku toru.

W pierwszej części pracy opisano mechanikę wężykowania zestawu kołowego, poprzedzając ją rysem historycznym rozwoju dróg żelaznych.

Część I

MECHANIKA WĘŻYKOWANIA ZESTAWU KOŁOWEGO

1. Wstęp

Kołysanie poprzeczne jest jednym z ruchów pasożytniczych, jakie wykonuje zestaw kołowy w torze podczas wężykowania. Kołysanie to nieodłącznie towarzyszy wężykowaniu, do tego stopnia, że wężykowanie zestawu kołowego nie może się odbywać bez tego kołysania.

Jednak w znanych nam publikacjach z dziedziny dynamiki zestawu kołowego nie ma analiz tego zjawiska. Jest ono świadomie lub nieświadomie pomijane przez badaczy dynamiki zestawów kołowych.

Należy się spodziewać, że to kołysanie zależy od wymiarów główek szyn oraz bieżni kół zestawu kołowego. Ustalenie tych zależności stanowi treść niniejszej pracy.

Zasadność szczegółowej analizy zjawiska kołysania wynika stąd, że nie może się ono odbywać w drodze czystego toczenia kół po szynach, lecz muszą mu towarzyszyć poślizgi poprzeczne kół. Praca na drodze tych poślizgów jest energią rozproszenia. Tak więc analiza kołysania poprzecznego zestawu kołowego powinna umożliwić wyznaczenie tłumienia własnego zestawu kołowego podczas wężykowania. Stwarza to szansę uściślenia przewidywania parametrów dynamicznego zachowania się zestawu kołowego podczas jazdy. Może to mieć istotny wpływ na proces projektowania pojazdów szynowych i ich eksploatacji.

Zagadnienia kołysania poprzecznego są rozpatrywane w ramach projektu KBN p.t. „Probabilistyczna skrajnia kinematyczna pojazdów szynowych”. W pierwszej części pracy autorzy przeanalizowali zjawisko kołysania zestawu kołowego dla najprostszego przypadku, jakim jest współpraca zestawu kołowego o stożkowych bieżniach z torem zbudowanym z szyn krawędziowych (terminologia anglojęzyczna: „edge rails”), czyli współpraca tramwajowego zestawu kołowego z torem zbudowanym z tramwajowych szyn żłobkowych starego typu, stosowanym jeszcze dotychczas w Polsce.

W dalszych częściach pracy autorzy przeprowadzą analizę kołysania poprzecznego kolejowego zestawu kołowego o wklęsłych bieżniach kół na torze zbudowanym z szyn kolejowych o wypukłych główkach.

2. Pierwsze drogi żelazne

Stalowe koła toczące się po stalowych szynach są charakterystycznymi elementami pojazdów szynowych, odróżniającymi te pojazdy od innych środków transportu. Koła i szyny o kształcie powszechnie dzisiaj znanym wyłoniły się w drodze ewolucji z wcześniejszych układów kinematycznych, jakie występowały w osiemnastowiecznych „pojazdach szynowych”, które poruszały się po „torach” korytkowych. Było to jeszcze wiele lat wcześniej zanim angielski inżynier

Richard Trevithick w roku 1804 zbudował pierwszy w świecie udany parowóz. Przed tym wynalazkiem „pojazd szynowy” był pchany przez ludzi lub ciągnięty przez konia. W tamtych układach kinematycznych stalowe koła miały bieżnie cylindryczne i nie posiadały w ogóle obrzeży. Toczyły się one w stalowych korytkach i były prowadzone w kierunku poprzecznym przez pionowe ścianki boczne tych korytek. Górne krawędzie tych ścianek łatwo się wyszczerbiały. Nawet niewielkie takie wyszczerbienie było przyczyną częstych wykolejeń pojazdów. Wykolejenia te były tak nagminne, że w roku 1808 inż. Trevithick zaniechał dalszych prac w dziedzinie budowy nowych parowozów, mimo że w sensie trakcyjnym jego maszyna była nienaganna. Wreszcie zrezygnowano całkowicie z „szyn” korytkowych i z płaskich bieżni kół. W ich miejsce wprowadzono płaskie główki szyn, które od wewnętrznej strony toru posiadały boki będące płaszczyznami pionowymi. Jednocześnie zastosowano koła o cylindrycznych bieżniach z obrzeżami po jednym na każdym kole, zawsze po jego wewnętrznej stronie. Taki układ kołoszyzna okazał się łatwiejszy w utrzymaniu. Obrzeża kół posiadały stożkowy bok roboczy, którego tworząca była nachylona do osi symetrii zestawu kołowego pod kątem wynoszącym od 60° do 75° . Zestawy kołowe z takimi kołami nie miały skłonności do wykolejeń, gdyż krawędź obrzeża koła nigdy nie wchodziła w styk z bokiem szyny. Jeśli doszło do styku obrzeża z krawędzią boku szyny, to zawsze z krawędzią tą stykała się wypukłość powierzchni stożkowej boku obrzeża.

Niekiedy tor biegł w nawierzchni drogi bitej. Wówczas w płaskiej główce szyny po wewnętrznej stronie toru znajdował się żłobek, w którym poruszało się obrzeże koła. Żłobek ten od wewnętrznej strony toru był ograniczony listwą, zwaną kierownicą, zapobiegającą wypełnieniu w niego materiału nawierzchni drogi bitej (bruk, asfaltu itp.). Taki tor nazywał się drogą szynową Trama (terminologia angielska „Tram Railway”, później „Tramway”) od nazwiska jego wynalazcy. Tor ten był praprzodkiem dzisiejszego toru tramwajowego. Pojazd jeżdżący po takim torze miał koła o cylindrycznych bieżniach i stożkowych obrzeżach. Był to tramwaj konny.

Na skutek odchyłek wymiarowych zawsze jedno koło ma promień różniący się nieco od drugiego, wobec czego zestaw kołowy chciałby poruszać się nie ruchem prostoliniowym, lecz kołowym o dużym promieniu.

Zatem w torze prostym nacierał on nieprzerwanie na bok główki jednej, stale tej samej, szyny. To wytwarzało zwiększone opory jazdy i prowadziło do szybkiego zużywania trących się powierzchni. Takie rozwiązanie nie mogło być na dłuższy czas akceptowane. Dlatego już w dziewiętnastym stuleciu wprowadzono stożkowe bieżnie na kołach. Zestaw kołowy z kołami o bieżniach stożkowych podczas jazdy na torze prostym nie jest w stanie nacierać nieprzerwanie na bok jednej szyny. Wynika to z przyczyn czysto geometrycznych. Jeśli bowiem podczas toczenia się przemieści się on z jakichkolwiek powodów od swego położenia środkowego w torze, w kierunku na przykład w prawo, tak że środek geometryczny jego będzie odsunięty od osi podłużnej toru o

pewną odległość, to wówczas prawe koło tego zestawu będzie toczyło się po prawej szynie toru na większym promieniu toczenia, niż lewe koło po lewej szynie. Jeśli ruch zestawu kołowego do przodu wzdłuż kierunku toru będzie się wówczas odbywał w drodze czystego toczenia, to droga liniowa przebywana przez środek prawego koła będzie większa niż droga liniowa przebywana przez środek lewego koła. Skutkiem tego zestaw kołowy skręci w lewo w stronę pionowej płaszczyzny symetrii toru. W pewnej chwili środek geometryczny osi tego zestawu kołowego przetnie pionową płaszczyznę symetrii toru i na koniec zestaw ten przemieści się w lewo tak dalece, że środek geometryczny jego osi będzie odsunięty od pionowej płaszczyzny symetrii toru o wielkość tylko nieco mniejszą od uprzedniego swego odsunięcia od położenia środkowego w prawo. W efekcie wystąpi ruch wężykujący zestawu kołowego, oscylujący względem podłużnej płaszczyzny symetrii toru. Ruch ten trwa przez pewien okres czasu, zanim wreszcie zaniknie. Wężykowanie to opisał już angielski inżynier George Stephenson w 1821 roku w publikacji [1], zanim w 1825 roku zbudował on pierwszą na świecie publiczną linię kolejową łączącą angielskie miasta Darlington i Stockton; położone na późniejszej trasie Liverpool–Manchester.

W owych czasach w różnych kopalniach i żwirowniach istniało mnóstwo kolejek przemysłowych, których wagony poruszały się po torach zbudowanych z szyn o wąskich, poziomych, płaskich główkach. Główki te miały krawędzie zaokrąglone małym promieniem. Szyny takie były zwane szynami krawędziowymi (terminologia angielska „edge rails”). Cechą charakterystyczną takiej szyny jest to, że koło o bieżni stożkowej zawsze toczy się po zaokrąglonej krawędzi główki tej szyny. Podobnie na drodze szynowej Trama, koło o bieżni stożkowej zawsze toczyło się po roboczej zaokrąglonej krawędzi główki szyny. Dlatego opracowanie Stephensona [1] omawia wężykowanie jako występujące na torach zbudowanych z szyn krawędziowych lub na drogach szynowych Trama.

Również dzisiejsze polskie szyny tramwajowe typu 180 S czy 180 P, wykonane według normy PN-92/H-93440 [2] można uważać za szyny krawędziowe, gdyż nowe koło o bieżni stożkowej z pochyleniem 1:40 toczy się po nowej szynie wykonanej wg tej normy zawsze po linii prostej oddalonej od jej żłobka o 8,8 mm. Zatem linia ta stanowi jak gdyby „krawędź toczenia”, a rozstaw tych krawędzi toczenia na torze o prześwicie nominalnym 1435 mm wyniesie $1435 + 2 \cdot 8,8 = 1452,6 \text{ mm} \approx 1453 \text{ mm}$, a na torze o prześwicie nominalnym 1000 mm rozstaw tych krawędzi toczenia wyniesie $1000 + 2 \cdot 8,8 = 1017,6 \text{ mm} \approx 1018 \text{ mm}$.

Niekiedy, przy bardzo silnych zakłóceniach wzbudzających wężykowanie, dochodzi do nacierania obrzeży kół na boki główek szyn. Aby zmniejszyć liczbę takich przypadków, zaczęto stosować powiększoną odległość między obrzeżem koła i bokiem główki szyny, występującą w stanie, gdy nowy zestaw kołowy zajmuje środkowe położenie względem nowego toru. Aby umożliwić międzynarodowy transport kolejowy, powołano do życia międzynarodową organizację zwaną Jednością Techniczną (terminologia niemie-

cka „Technische Verein”). W ramach tej organizacji ustalono, że wymiar prześwitu toru (jest to odległość pomiędzy bokami główek obu szyn toru) nie może nigdy, ani na nowym torze, ani w wyniku maksymalnego dopuszczalnego zużycia bocznych płaszczyzn główek szyn, być mniejszy niż 1432mm, ani większy niż 1445mm na torze prostym o nominalnym prześwicie 1435mm.

Z kolei wymiar szerokości prowadnej zestawu kołowego (jest to odległość pomiędzy punktami atakującymi, którymi obrzeża kół atakują wewnętrzne boki szyn) w stanie nominalnym wynosi 1425 mm, a w wyniku tolerancji wykonawczych i w stanie granicznego zużycia zestawu kołowego nie może być większy niż 1427 mm ani mniejszy niż 1412 mm. Tak więc najmniejsza szczelina pomiędzy punktem atakującym nowego zestawu kołowego, usytuowanego w środkowym położeniu w torze, a boki główki szyny wynosi na nowym torze kolejowym $0,5 \cdot (1432 - 1427) = 2,5\text{mm}$. Nominalna szczelina wynosi $0,5 \cdot (1435 - 1425) = 5\text{mm}$. Natomiast maksymalna szczelina pomiędzy punktem atakującym zestawu kołowego, zużytego do dopuszczalnych granic, a boki główki szyny, na maksymalnie zużytym torze prostym wynosi $0,5 \cdot (1445 - 1412) = 16,5\text{mm}$. Równocześnie ustalono kąt odchylenia podłużnej płaszczyzny symetrii szyny od pionu na 1:20 radiana. Pochylenie stożka bieżni koła do poziomu też ustalono na 1:20.

W tramwajnictwie zasady te nie obowiązują. W Polsce dla toru o nominalnym prześwicie 1435mm wymiar ten ma tolerancję eksploatacyjną 1435^{+10}_{-5} , a szerokość prowadna zestawu kołowego ma tolerancję eksploatacyjną 1428^{+2}_{-16} . Dla toru o nominalnym prześwicie 1000 mm wymiar ten ma tolerancję eksploatacyjną 1000^{+10}_{-5} , a szerokość prowadna zestawu kołowego może wynosić 993^{+2}_{-16} .

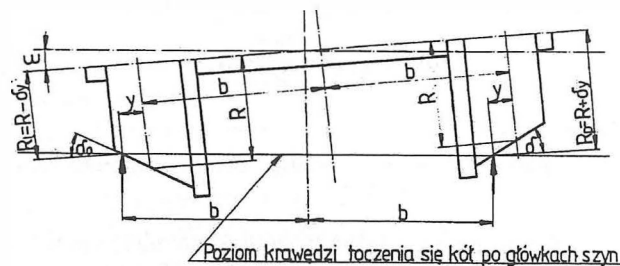
Zatem na torze 1000mm najmniejsza szczelina pomiędzy punktem atakującym obrzeża koła a boki główki szyny wynosi $0,5 \cdot (995 - 995) = 0$. Nominalna szczelina wynosi $0,5 \cdot (1000 - 993) = 3,5\text{mm}$. Maksymalna dopuszczalna szczelina wynosi $0,5 \cdot (1010 - 997) = 16,5\text{mm}$. Na torze tramwajowym 1435 mm wartości szczeliny będą identyczne jak na torze 1000 mm.

Szyny tramwajowe żłobkowe są ustawione pionowo w torze.

3. Mechanika wężykowania zestawu kołowego o stożkowych bieżniach kół na torze krawędziowym

W 1883 roku niemiecki inżynier Klingel dokonał pierwszej matematycznej analizy wężykowania zestawu kołowego o stożkowych bieżniach na torze krawędziowym [3] (rys.1).

Założył on, że kąt odchylenia osi zestawu kołowego „ ϵ ” od poziomu, pojawiający się nieodłącznie wraz z przesunięciem „ y ” tego zestawu w poprzek toru, ma bardzo mały wpływ na wielkość promieni toczenia każdego z obu kół tego przesuniętego zestawu i może zostać pominięty podczas wyznaczania tych promieni. Jest to równoznaczne z przyjęciem założenia, że zestaw kołowy przesunął się równolegle w prawo o wielkość „ y ” a jednocześnie tor uległ obróceniu



Rys.1. Przemieszczenie zestawu kołowego w torze od jego środkowego położenia w prawo

w kierunku ruchu wskazówek zegara wokół nieruchomej swej podłużnej osi symetrii o kąt „ ϵ ” taki, że główki szyn pozostały w styku z obu kołami, a zestaw kołowy jest nadal poziomy (rys.2). Przy takim założeniu promień toczenia prawego koła wynosi

$$R_p = R + y \cdot \operatorname{tg} \delta_0 \quad (1)$$

gdzie: R – promień koła na jego nominalnym kręgu tocznym oddalonym o wielkość b [m] od środka zestawu kołowego,

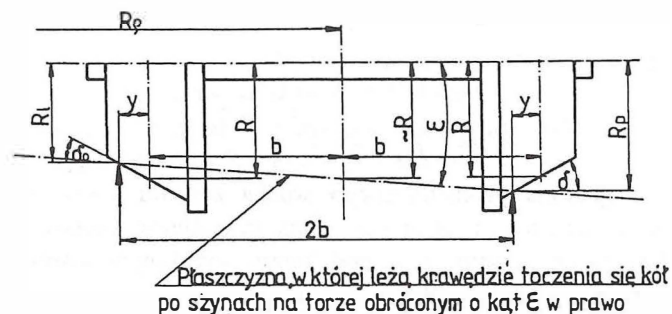
b – połowa odległości pomiędzy krawędziami szyn [m],
 δ_0 – kąt stożka bieżni koła [rad].

Analogicznie promień toczenia lewego koła wynosi:

$$R_L = R - y \cdot \operatorname{tg} \delta_0 \quad (2)$$

Kąt skręcenia toru „ ϵ ” jest kątem chwilowego stożka toczenia i wynosi on

$$\operatorname{tg} \epsilon = \frac{R_p - R_L}{2b} = \frac{2y \cdot \operatorname{tg} \delta_0}{2b} = \frac{\operatorname{tg} \delta_0}{b} \cdot y \quad (3)$$



Rys.2. Ilustracja istoty założenia Klingela

W tym miejscu Klingel założył, że przyrost chwilowego promienia toczenia geometrycznego środka osi zestawu kołowego, jaki wystąpił w wyniku przesunięcia zestawu kołowego o wielkość „ y ”, jest tak mały, że może zostać pominięty całkowicie. Wobec takiego założenia, chwilowy promień obrotu środka osi można przyjąć jako równy „ R ”, czyli jako równy promieniowi nominalnego kręgu tocznego na kole.

Przy takim założeniu chwilowy promień krzywizny drogi liniowej geometrycznego środka osi zestawu kołowego wynosi:

$$R_p = \frac{R}{\operatorname{tg} \epsilon} = \frac{R \cdot b}{y \cdot \operatorname{tg} \delta_0} \quad (4)$$

a chwilowa krzywizna tej drogi liniowej wynosi:

$$\rho = -\frac{1}{R_p} = -\frac{\operatorname{tg} \delta_0}{R \cdot b} \cdot y, \quad (5)$$

Ponieważ

$$\rho = -\frac{d^2 y}{dx^2}$$

gdzie: x = zmienna niezależna (współrzędna mierzona w kierunku wzdłuż toru), to

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{\operatorname{tg} \delta_0}{R \cdot b} \cdot y = 0 \quad (6)$$

Rozwiązaniem szczególnym tego równania różniczkowego dla rozpatrywanego przypadku jest równanie trajektorii geometrycznego środka zestawu kołowego

$$y = y_A \cdot \sin \left[\left(\sqrt{\frac{\operatorname{tg} \delta_0}{R \cdot b}} \right) \cdot x \right] \quad (7)$$

gdzie y_A jest największym możliwym przesunięciem geometrycznego środka osi zestawu kołowego w poprzek toru od środkowego położenia na stronę w ramach luzu tego zestawu w torze.

Funkcja ta przedstawia sobą ruch falisty w płaszczyźnie główek szyn, o długości fali równej

$$L_{fali} = 2\pi \sqrt{\frac{R \cdot b}{\operatorname{tg} \delta_0}} \quad (8)$$

Gdy taki zestaw kołowy porusza się wzdłuż toru z prędkością stałą V_0 , to okres tego ruchu falowego wynosi

$$T_{fali} = \frac{L_{fali}}{V_0} = \frac{2\pi}{V_0} \cdot \sqrt{\frac{R \cdot b}{\operatorname{tg} \delta_0}} = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{R}{V_0^2} \cdot \frac{b}{\operatorname{tg} \delta_0}} \quad (9)$$

a częstotliwość fali wynosi

$$n_{fali} = \frac{1}{T_{fali}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{V_0^2}{R} \cdot \frac{\operatorname{tg} \delta_0}{b}} \quad (10)$$

Trajektoria geometrycznego środka zestawu kołowego jest w dowolnym miejscu nachylona do podłużnej pionowej płaszczyzny symetrii toru pod kątem wyrażonym równaniem:

$$\varphi = \frac{dy}{dx} = y_A \cdot \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \delta_0}{R \cdot b}} \cdot \cos \left[\left(\sqrt{\frac{\operatorname{tg} \delta_0}{R \cdot b}} \right) \cdot x \right], \quad (11)$$

co daje największy kąt odchylenia od osi podłużnej toru równy

$$\varphi_{\max} = y_A \cdot \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \delta_0}{R \cdot b}}, \quad (12)$$

Klingel założył w tym miejscu, że $\varphi_{\max}$ jest na tyle małym kątem, że nie zakłóci on równania (6). Tym sposobem utrzymał on zagadnienie przesuwania się zestawu kołowego w poprzek toru w konwencji ruchu płaskiego w płaszczyźnie osi „y” (oś pozioma prostopadła do podłużnej osi symetrii toru) i osi „x” (podłużna oś symetrii toru).

I rzeczywiście, dla pochylenia δ_0 wynoszącego 1:20 błąd popełniany w obliczeniach wartości liczbowych długości fali wężykowania, albo promienia krzywizny ruchu, lub kąta pod

jakim pozioma trajektoria ruchu geometrycznego środka zestawu kołowego jest nachylona do linii normalnej do płaszczyzny podłużnej osi symetrii toru, gdy do obliczeń tych stosuje się wzory (4), (9) i (12) oparte na wspomnianych założeniach Klingela, jest pomijalnie mały.

Jednak wzory matematyczne otrzymane w wyniku tych założeń nie odzwierciedlają w sposób wierny niektórych cech zjawiska wężykowania, a mianowicie:

- nie wykazują istnienia stożkowatości krytycznej o pewnej wartości mniejszej niż $\delta_0 = \frac{\pi}{2}$,
- zaciemniają fakt, że przemieszczanie się zestawu kołowego w poprzek toru nie może występować samodzielnie, lecz jest jednym z elementów szerszego zjawiska, które między innymi zawiera ruch kołyszący zestawu kołowego w kierunku poprzecznym do pionowej płaszczyzny symetrii toru podczas wężykowania, przy czym ten ruch kołyszący odbywa się wokół osi kołysania, która jest linią prostą leżącą w podłużnej pionowej płaszczyźnie symetrii toru i jest ona położona na wysokości bieguna kołysania zestawu kołowego,
- nie wykazują występowania pionowych przemieszczeń tętających „z” geometrycznego środka osi zestawu kołowego, które nieodłącznie towarzyszą przemieszczeniom poprzecznym „y” tego środka w poprzek toru.

4. Zmiana kąta odchylenia szyn od pionu na torach niektórych Zarządów Kolejowych

Przebieg eksploatacji zestawów kołowych wykazał, że stożkowy profil bieżni kół bardzo szybko traci swą stożkowatość. Już po niezbyt dużym przebiegu bieżni koła wyciera się na tyle, że staje się ona krzywoliniowym profilem wklęsłym, co oczywiście silnie zmienia charakterystykę kinematyczną zestawu kołowego.

Pierwszym, który w 1939 roku przeanalizował wpływ zmiany profilu bieżni kół na kinematykę ruchu zestawu kołowego po torze, był amerykański inżynier R.D. Davies [4].

W 1948 roku kontynuował on prace w tej dziedzinie we współpracy z A.F. Cookiem [5]. W 1953 roku niemiecki inżynier H.Heumann [6] wprowadził pojęcie ekwiwalentnej stożkowatości, która dla zestawu kołowego z bieżniami o krzywoliniowym profilu wklęsłym byłaby takim parametrem obliczeniowym, jakim dla zestawu kołowego o bieżniach stożkowych jest stożkowatość rzeczywista (pochylenie bieżni) δ_0 .

W tym samym czasie w kolejnictwie znacznie wzrosły prędkości pociągów, w wyniku czego uwypukliły się negatywne cechy dynamiczne wężykowania zestawów kołowych. Dlatego inżynierowie kolejowi doszli do wniosku, że korzystnym byłoby zwiększenie długości fali wężykowania L_{fali} określanej wzorem (8). W tym celu trzeba by zmniejszyć pochylenie bieżni koła z 1:20 na 1:40 oraz zmienić kąt odchylenia szyny od pionu również z 1:20 na 1:40. Zmiana pochylenia bieżni koła jest operacją stosunkowo nieskomplikowaną. Po prostu należy budować nowe pojazdy z kołami o nowym pochyleniu bieżni, a w używanych pojazdach

należy przerabiać bieżnie kół na nowe pochylenie podczas remontów zestawów kołowych. W wyniku tego po mniej więcej pięciu latach wszystkie koła mogą już mieć nowe pochylenie bieżni. Natomiast zmiana kąta odchylenia szyny od pionu jest znacznie bardziej kłopotliwa. Wymaga ona wymiany wielu tysięcy kilometrów toru, co może zająć dużo lat. No i oczywiście, przez pewien dość długi okres przejściowy nieuniknione są przypadki, że koła o nowym pochyleniu bieżni będą biegły po szynach o dawnym kącie odchylenia od pionu. Niektóre Zarządy Kolejowe uważały to za niekorzystne i obawiały się zakłóceń w okresie przejściowym, natomiast inne były zdania, że operacja ta przejdzie bezboleśnie. W efekcie takiej różnicy poglądów na kolejach normalnotorowych Francji, Wlk Brytanii, Włoch, Norwegii i wszystkich krajów pozaeuropejskich pozostawiono dawne odchylenie szyn od pionu równe 1:20, podczas gdy kolejach Niemiec, Austrii, Polski, Danii i Holandii zastosowano nowe odchylenie szyn od pionu równe 1:40 i takie pochylenie bieżni kół.

5. Profil bieżni koła przystosowany do zużywania się

Na wszystkich kolejach świata służby remontowe zestawów kołowych intensywnie poszukiwały środka zaradczego na wyżej wspomnianą kosztowną dolegliwość polegającą na tym, że zestawy kołowe świeżo wyremontowane lub całkiem nowe, już po niewielkim przebiegu zużywały się do tego stopnia, że całkowicie zanikał stożkowy profil bieżni kół, a w jego miejsce pojawiał się krzywoliniowy profil wklęsły, zwany profilem zużytym (terminologia anglojęzyczna: „worn profile”). Co ciekawsze, w dalszym ciągu eksploatacji zestawu kołowego zużywanie się bieżni koła ulegało jak gdyby zahamowaniu i postępowało dalej bardzo wolno. Niemniej w tej początkowej fazie intensywnego zużywania się, w dość krótkim czasie ulegała wytarcia dość znaczna porcja promienia kręgu tocznego koła, jaka była przeznaczona do zużycia się w czasie pomiędzy dwoma kolejnymi obtoczeniami zestawu kołowego korygującymi bieżnie kół. Wreszcie wpadnięto na pomysł, żeby zrezygnować w ogóle z profilu stożkowego, a od samej nowości zestawu kołowego zastosować bieżnie kół o krzywoliniowym profilu wklęsłym, zwanym profilem przystosowanym do zużywania się (anglojęzyczna terminologia: „wear-adapted profile”).

W analogiczny sposób wprowadzono główki szyn o dodatkowej wypukłości w postaci dodatkowej krzywizny o promieniu $R_{\text{dod}} = 80 \text{ mm}$ (terminologia anglojęzyczna „wear-adapted rail race profile” = profil bieżni szyny, przystosowany do zużycia). Okazało się, że z taką zmianą profilu główki szyn na torach nie ma tylu kłopotów, jak ze zmianą kąta odchylenia szyn od pionu, gdyż istniejące główki szyn tak czy owak ulegają podczas eksploatacji wycieraniu się do kształtu tej dodatkowej krzywizny wypukłej. To też poza Francją i Wlk Brytanią wszystkie normalnotorowe koleje europejskie, a także koleje Kanady, Japonii, Chin i Australii, a od 1988 roku również koleje USA przyjęły krzywoliniowy profil wklęsły bieżni koła i krzywoliniowy profil wypukły główki szyny jako normy obowiązujące do powszechnego

stosowania. Kierowano się przy tym następującymi założeniami:

1. Pozostawiono odchylenie szyny 1/20 lub 1/40 od pionu, zależnie od kraju.
2. Postanowiono, że kąt nachylenia stycznej do krzywoliniowej tworzącej bieżni koła, w punkcie styku kręgu tocznego z szyną powinien wynosić 1/40.
3. Półszerokość grzbietu główki szyny, który jest zaokrąglony promieniem 300 mm, powinna zapewnić miejsce na przemieszczanie się punktu styku w poprzek szyny o wielkość 5 mm w wyniku dopuszczalnych lokalnych błędów przechyłki toru (lub dopuszczalnej odchyłki jednej z szyn od poziomu geodezyjnego), a także miejsce na minimalny przesuw punktu atakującego nowego zestawu kołowego aż do wyczerpania luzu w nowym torze, czyli:

$$\frac{1435 - 1426}{2} = 4,5 \text{ mm}$$

Razem wynosi to:

$$a_A = 5 + 4,5 = 9,5 \text{ mm}$$

Przyjęto $a_A = 9,5$ lub $11,5 \text{ mm}$ zależnie od typu szyny (S49 czy UIC 60).

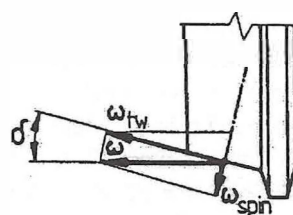
4. Zachowano promień zaokrąglenia grzbietu główki szyny równy 300 mm.
5. Wzięto pod uwagę fakt, że gdy zestaw kołowy o kącie nachylenia tworzącej bieżni do poziomu równym do toczy się po główce szyny odchylonej od pionu też pod kątem do (rys.3), to wektor prędkości kątowej w rozkłada się na dwa wektory składowe:

$$\omega_{\text{tw}} = \omega \cdot \cos \delta$$

$$\omega_{\text{spin}} = \omega \cdot \sin \delta$$

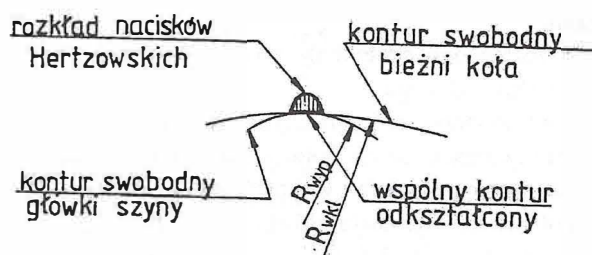
gdzie: ω_{tw} – prędkość kątowa toczenia się koła po główce szyny, odchylonej od pionu

ω_{spin} – prędkość kątowa poślizgu wiertnego (terminologia angielska: „angular spin velocity”)

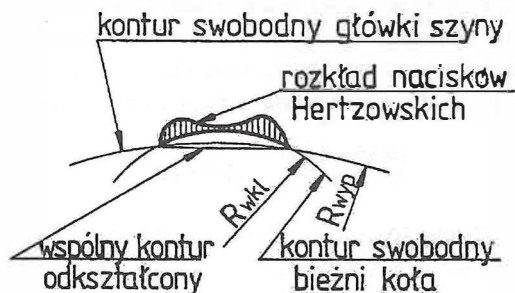


Rys.3. Rozkład prędkości kątowych w punkcie styku koła z szyną

Wektor prędkości kątowej poślizgu wiertnego ω_{spin} działa stale. Tarcie wiertne oddziałuje na bieżnię koła, powodując zużycie jej powierzchni. Z tego względu ważne jest, żeby w płaszczyźnie styku istniał eliptyczny rozkład nacisków Hertzowskich (rys.4), a nie rozkład siodłowy (rys.5), który ścierałby szynę i koło, pracując w podobny sposób jak frez palcowy.



Rys.4. Eliptyczny rozkład nacisków w punkcie styku



Rys.5. Siodłowy rozkład nacisków w punkcie styku

Układ wg rys.4 występuje wtedy, gdy promień krzywizny wypukłości bryły wewnętrznej R_{wyp} jest mniejszy niż promień wklęsłości bryły zewnętrznej R_{wkl} . Zatem promień wklęsłości ścieżki biegowej bieżni koła musi być większy niż promień wypukłości grzbietu głowki szyny $R_{wkl} > R_{wyp}$

Ustalono, że R_{wkl} będzie większy od R_{wyp} o 10 %, czyli wyniesie:

$$R_{wkl} = 1,1 R_{wyp} = 1,1 \cdot 300 = 330 \text{ mm}$$

6. Ustalono dalej, że środek krzywizny zaokrąglenia pomiędzy obrzeżem koła a jego bieżnią pokryje się ze środkiem krzywizny zaokrąglenia krawędzi głowki szyny, gdy zestaw kołowy wyczerpie szczelinę pomiędzy swym punktem atakującym a bokiem głowki szyny.

Nastąpi wtedy twarde uderzenie. Najkorzystniej więc będzie, jeśli obie te krzywizny będą miały ten sam promień, gdyż wówczas plamka styku będzie największa. Chociaż w wyniku odchyłek wymiarowych i kształtowych obu promieni teoretyczne położenie punktu styku na długości łuku R13 będzie nieokreślone, to jednak na skutek silnego uderzenia powstaną tak duże odkształcenia Hertzowskie, że w rezultacie cała wspólna długość obu łuków R13 (obróczy i szyny) stanie się chwilową linią styku. Ponieważ uderzenie będzie miało charakter chwilowy, to działanie „freza palcowego” będzie nieistotne, za to bardzo istotna będzie wtedy możliwie duża długość wspólnej linii styku. Dlatego postanowiono wykonać zarówno zaokrąglenie narożnika głowki szyny, jak i zaokrąglenie pachwiny obrzeża koła jednakowym promieniem R13. Nie stoi to w żadnej sprzeczności z postanowieniami TV, paragraf 15 [7] określającymi, że pomiar prześwitu toru powinien być wykonywany na poziomie niższym o

14 mm od płaszczyzny poziomej stycznej do obu główek szyn toru, gdyż dzięki wypukłości R80 głowki szyny, punkt przejścia łuku R13 w prostą boku szyny leży na poziomie o około 14 mm niższym niż najwyższy punkt szyny.

7. Okazało się, że krzywoliniowy profil bieżni koła pracując na krzywoliniowej głowce szyny wytwarza pewną siłę zwrotną zmuszającą zestaw kołowy, uprzednio wytrącony ze środkowego położenia w torze, do powrotu do tego środkowego położenia. Dla zwykłych stożkowych bieżni kół układ równowagi będzie taki, jak na rys.6.

Siła styczna na lewym kole wyniesie:

$$T_L = G \cdot \sin \alpha_L$$

Siła styczna na prawym kole wyniesie:

$$T_P = G \cdot \sin \alpha_P$$

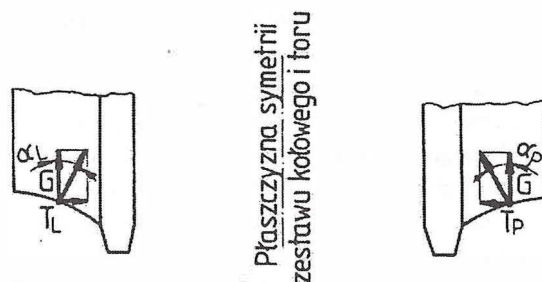
Ponieważ $\alpha_L = \alpha_P$, to $T_P = T_L$, a wypadkowa siła styczna $T = T_L - T_P = 0$.

Gdy taki zestaw kołowy zostanie wytrącony z położenia środkowego w torze, to kąty α_L i α_P zmienią się bardzo nieznacznie i nadal będzie $\alpha_L \approx \alpha_P$, a wypadkowa siła styczna T będzie równa 0 (rys.6).



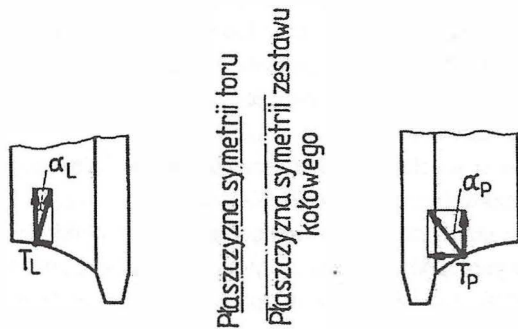
Rys.6. Rozkład nacisków kół o profilu stożkowym na szynie

Jeśli profil bieżni koła jest krzywoliniowy, to kąty α_L i α_P są zmienne i zależą od położenia zestawu kołowego w torze. W położeniu środkowym (rys. 7) będzie $\alpha_L = \alpha_P$, a zatem $T_P = T_L$ czyli $T = T_L - T_P = 0$.



Rys.7. Rozkład nacisków kół o profilu krzywoliniowym na szynie w położeniu środkowym zestawu kołowego w torze.

W przypadku zestawu kołowego wytrąconego z położenia środkowego w prawo będzie $\alpha_L < \alpha_P$ (rys.8)



Rys.8. Rozkład nacisków kół o profilu krzywoliniowym na szyny gdy zestaw kołowy jest przesunięty względem toru

Zatem

$$T = T_P - T_L = G \cdot \sin \alpha_P - G \cdot \sin \alpha_L = G \cdot (\sin \alpha_P - \sin \alpha_L) \approx G \cdot (\alpha_P - \alpha_L)$$

Wartość siły T jest różna od 0. Siła ta jest zwana sztywnością grawitacyjną (terminologia anglojęzyczna: „gravitational stiffness”) zestawu kołowego przy wężykowaniu. Utrudnia ona wężykowanie zestawu kołowego.

8. W celu zwiększenia sztywności grawitacyjnej wprowadzono pośredni promień krzywizny główki szyny i krzywizny bieżni koła. Zdecydowano, że po wyczerpaniu luzu osiowego zestawu kołowego w torze, uderzenie obrzeża koła o główkę szyny będzie się odbywać w dwóch etapach:

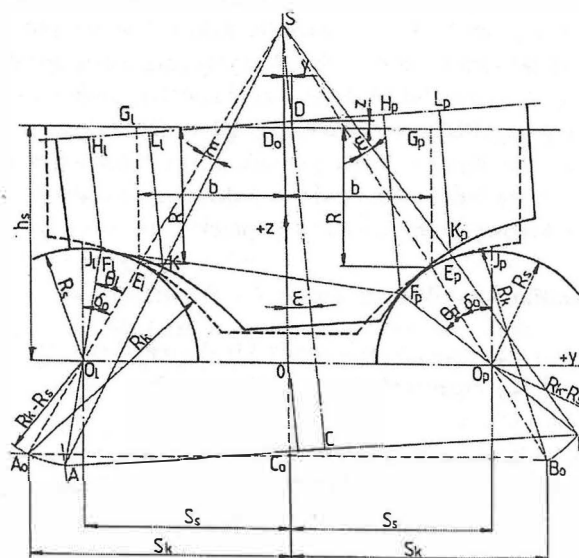
- w pierwszym etapie dodatkowa krzywizna bieżni koła o promieniu pośrednim R_{80} uderzy w dodatkową krzywiznę główki szyny też o promieniu R_{80} i z tą chwilą znacznie wzrośnie sztywność grawitacyjna zestawu kołowego,
- w drugim etapie punkt atakujący obrzeża koła znajdujący się na łuku R_{13} uderzy w łuk główki szyny o promieniu R_{13} .

6. Mechanika wężykowania zestawu kołowego o wklęsłych bieżniach kół na torze o wypukłych główkach szyn

Zaistniała naturalna potrzeba analiz kinematycznych ruchu zestawu kołowego o krzywoliniowym profilu wklęsłym bieżni kół po torze zbudowanym z szyn o krzywoliniowym profilu wypukłym główek.

W 1965 roku problem ten podjął amerykański inżynier A.H.Wickens [8]. W 1972 roku pewnej analizy dokonał amerykański inżynier R.Joly [9]. W tymże roku 1972 znacznego odkrycia dokonał kanadyjski inżynier F.B.Blader [10]. Odkrył on, że ruch poprzeczny zestawu kołowego z kołami o wklęsłych bieżniach krzywoliniowych po wypukłych krzywoprofilowanych główkach szyn jest identyczny z ruchem czteroprzegubowego mechanizmu złożonego z czterech prętów, w którym dolnym prętem poziomym jest niezmienna odległość pomiędzy środkami łuków wklęsłych na profilach bieżni obu kół, górnym prętem poziomym jest niezmienna odległość pomiędzy środkami łuków wypukłych na profilach główek obu szyn, a dwa pozostałe pręty są skośnymi wieszakami,

po jednym na każdym końcu obu prętów poziomych. Długością każdego z tych wieszaków jest różnica pomiędzy promieniem wklęsłości profilu bieżni koła a promieniem wypukłości profilu główki szyny (rys.9).



Rys.9. Współpraca kół o krzywoliniowych bieżniach z szynami o krzywoliniowych główkach

F.B. Blader podał w [10] wyrażenia matematyczne na następujące elementy ruchu zestawu kołowego w poprzek toru:

- kąt odchylenia osi zestawu kołowego od poziomu

$$\varepsilon = \frac{\delta_0}{b - R \cdot \delta_0} \cdot y, \quad (13)$$

- uniesienie się geometrycznego środka zestawu kołowego w górę

$$z = \frac{1}{2 \cdot (R_K - R_S)} \left(\frac{b + R_S \cdot \delta_0}{b - R \cdot \delta_0} \right)^2 \cdot y^2, \quad (14)$$

- ekwiwalentna stożkowatość

$$\delta_{ekw} = \frac{R_K}{R_K - R_S} \frac{b + R_S \cdot \delta_0}{b - R \cdot \delta_0} \delta_0, \quad (15)$$

gdzie:

- b – połowa rozstawu kręgów tocnych w chwili gdy zestaw kołowy zajmuje położenie środkowe w ramach luzu w torze, a jego oś jest prostopadła do podłużnej osi symetrii toru [m];
- R – promień kręgu toczonego koła oddalonego o „ b ” od geometrycznego środka zestawu kołowego [m],
- δ_0 – kąt nachylenia wspólnej stycznej do profilu bieżni koła i profilu główki szyny w sytuacji jak opisano powyżej [rad],
- R_K – promień wklęsłości profilu bieżni koła [m],
- R_S – promień wypukłości profilu główki szyny [m].

Przy wyprowadzaniu wzoru (14) zostały dokonane zbyt daleko idące założenia upraszczające, gdyż uzyskany w ich wyniku wzór nie jest uniwersalny. Mianowicie dla zestawu kołowego o stożkowych bieżniach kół jest $R_K = \infty$, a wówczas z wzoru (14) otrzymujemy $z = 0$. Jest to niesłuszne,

gdyż łatwym do spostrzeżenia jest fakt, że nawet w przypadku zestawu kołowego o stożkowych bieżniach, przesuwanego się w poprzek toru zbudowanego z szyn krawędziowych, środek geometryczny osi tego zestawu wraz z przesuwanym się w poprzek toru musi unosić się w górę. Wprawdzie uniesienie to jest niewielkie, jednak zawsze jest ono większe od zera i jest ono charakterystyczną cechą opisywanego tu zjawiska. Zatem wzór (14) nie odzwierciedla wiernie przebiegu zjawiska wężykowania, gdyż nie wykazuje nieuchronności występowania przemieszczeń pionowych geometrycznego środka osi zestawu kołowego w sytuacji, gdy zestaw kołowy przesuwa się w poprzek toru.

7. Zunifikowany kontur szyny

W wyniku powyższych analiz Międzynarodowy Związek Kolei (UIC) wprowadził w 1960 roku dwa rodzaje szyn zunifikowanych:

- szyna typu średniego S49 dla torów o obciążeniu przypadającym na oś nie większym niż 17 ton. W Polsce szyna ta jest przedmiotem normy PN-84/H-93421. „Szyny normalnotorowe” [11].
- szyna typu ciężkiego UIC 60 dla torów o obciążeniach przypadających na oś większych niż 17 ton. W Polsce szyna ta jest również przedmiotem normy PN-84/H-93421 [11]

W tramwajnictwie nie obowiązują zasady ustalone w układzie międzynarodowym zacytowane powyżej. W poszczególnych krajach są stosowane własne normy. W Polsce przyjęto następujące reguły:

1. Żłobkowe szyny tramwajowe do zabudowywania w jezdni są przedmiotem normy PN-92/H-93440 [2]. Szyna ta jest ustawiona (w torze) pionowo.
2. Szyny S49 do zabudowy w torze na wydzielonym torowisku zgodne z normą PN-84/H-93421 [11]. Szyna ta jest odchylona (w torze) pod kątem 1:40 od pionu.
3. Szyny S60 stosowane niekiedy zamiast szyn S49, zgodnie z normą PN-84/H-93421 [11]. Szyna ta jest odchylona (w torze) pod kątem 1:40 radiana do pionu.

8. Zunifikowany kontur bieżni koła

Międzynarodowy Związek Kolei (UIC) ustalił dwa rodzaje zunifikowanych bieżni kół w zależności od wielkości ich średnicy:

- koło ACO 28 o normalnej średnicy,
 - koło ACO 32 o zmniejszonej średnicy.
- Są to koła „przystosowane do zużywania się”.

W Polsce bieżnia obydwu rodzajów tych kół jest przedmiotem normy PN-92/K-91056. „Tabor kolejowy. Zarys zewnętrzny obręczy i wieńców kół bezobrzęczowych zestawów kołowych” [12].

W tramwajnictwie nie obowiązują zasady podane powyżej dla kół kolejowych. W poszczególnych krajach stosuje się własne normy. W Polsce stosuje się następujące rodzaje kół tramwajowych:

1. Koło o konturze bieżni wykonanym według rys.3 normy PN-91/K-88251. „Kontur bieżni kół elastycznych wagonów tramwajowych” [13]. Jest to koło „przystosowane do zużywania się” o wymiarach zredukowanych do potrzeb toru tramwajowego.
2. Koło o stożkowym kształcie bieżni wykonanym według rysunku 4 normy PN-91/K-88251 [13].
3. Nieliczne sztuki kół niemieckich i holenderskich zabudowanych pod wagonami pochodzącymi z Norymbergi, Bielefeldu, Düsseldorfu itp. Koła te nie będą przedmiotem rozważań niniejszej pracy.

9. Algorytm obliczeń spokojności biegu zestawu kołowego

W 1967 roku holenderski uczony J.J. Kalker [14] opublikował teorię styku tocznego, uwzględniającą pełzanie (anglojęzyczna terminologia „creepage”) kół po szynach, wynikające ze sprężystych odkształceń normalnych i stycznych bieżni kół i główek szyn w bezpośrednim otoczeniu punktu styku koła z szyną.

W następnych latach rozszerzył on swą teorię [15, 16]. Praca [16] zawiera algorytm umożliwiający już na etapie projektowania pojazdów szynowych określać dynamiczne zachowania się zestawów kołowych i mechanizmów biegowych tych pojazdów. Przedstawiono w niej również metody badawcze, umożliwiające sprawdzenie dynamicznego zachowania się tych pojazdów na torze i dopuszczenie badanego pojazdu do jazdy z prędkościami przewidzianymi dla tego pojazdu.

W zagadnienie współpracy koła z szyną włączyły się również liczne uniwersytety techniczne i organizacje naukowe, na przykład International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD – Międzynarodowe Stowarzyszenie d/s Dynamiki Układów Pojazdowych), będące stowarzyszeniem filialnym przy International Union of Theoretical and Applied Mechanics (Międzynarodowy Związek Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej). Organizuje ono różne sympozja w ramach przedmiotowego zakresu nauki, porządkuje nagromadzoną w różnych krajach wiedzę z dziedziny dynamiki układów pojazdowych i dokonuje różnych publikacji. Do ciekawszych, z punktu widzenia problemów rozpatrywanych w niniejszym artykule, należą prace [17, 18].

10. Pociągi dużej prędkości

Transport kolejowy na świecie ponownie przeżywa okres rozkwitu. Największy wkład w jego rozwój wnosi Europa. Poza nią znaczące osiągnięcia mają Japonia i USA. Postęp obejmuje wszystkie segmenty transportu, ale szczególnie burzliwy rozwój odbywa się w przewozach pasażerskich z dużą prędkością.

Międzynarodowy Związek Kolei (UIC) wprowadził definicję pociągu dużej prędkości. Według niej pociągi dużej prędkości są to takie pociągi, które na pewnych odcinkach trasy jeżdżą z prędkością większą niż 250 km/h.

Świat stopniowo przyzwyczaja się do korzystania z pociągów dużej prędkości [19]. Coraz więcej rozwiniętych go-

spodarczo państw korzysta z ich zalet. Regularny transport kolejowy z prędkością 270+300 km/h stał się dla wielu mieszkańców Francji, Niemiec, Włoch i Japonii powszechnym zjawiskiem. Rozpoczęto budowę linii szybkiego ruchu do prędkości 350 km/h, bądź podjęto przygotowania do ich budowy w Korei, na Tajwanie, w USA (Texas). Zjednoczona Europa tworzy rozwiniętą sieć szybkiego ruchu. Otwarcie w listopadzie 1994 roku tunelu pod kanałem La Manche umożliwiło bezpośrednie połączenie Londynu z Paryżem i Brukselą. W tym celu zbudowano od podstaw nowe linie kolejowe przystosowane do dużych prędkości z wykorzystaniem dworców znajdujących się w centrum tych stolic. Do obsługi nowych połączeń zakupiono 38 pociągów Eurostar oraz Thalys, wyprodukowanych przez konsorcjum pod przewodnictwem GEC Alsthom, jeżdżących z prędkością 350 km/h. W tunelu prędkość ograniczono do 160 km/h. Pociągi EUROSTAR i THALYS są eksploatowane wspólnie przez koleje belgijskie, brytyjskie i francuskie. Czas podróży z Londynu do Paryża wynosi 3 godziny, a do Brukseli 3 godziny i 15 minut.

W trakcie budowy są linie szybkiego ruchu z Paryża do Amsterdamu, Monachium, Luksemburga i Barcelony. Następnie planuje się budowę szybkiej kolei przez 54 kilometrowy tunel pod Alpami – do Turynu, Mediolanu, Rzymu.

W Australii rozpoczęto prace studialne nad połączeniem liniami szybkiego ruchu miast Sydney, Canberra, Melbourne, Brisbane i Adelajda. Biorze się pod uwagę pociągi poruszające się z prędkością 350 km/h.

W lipcu 1996 roku japońskie koleje na linii Shinkansen osiągnęły prędkość 420 km/h. Pociąg dużej prędkości jest aktualnie jedynym środkiem transportu, który przedstawia pasażerowi możliwość jednoczesnego wykorzystania walorów dwóch rodzajów transportu:

- z punktu widzenia straty czasu na podróż – lotniczego;
- ze względu na komfort i wygodę podróżowania – kolejowego.

Te właściwości pociągają głównie ludzi interesu, ale nie tylko. Doświadczenia Francji wykazują, że w ciągu 10 lat na linii Paryż – Lyon przewoży pasażerów wzrosły ze 100 do 540 mln/rok.

Wszystko to świadczy o tym, że transport kolejowy wszedł w nowy etap szybkich połączeń, zapoczątkowanych w 1981 roku przez koleje francuskie linią Paryż – Lyon.

11. Nowy problem

I naraz w 1991 roku pojawiła się pewna niemiła niespodzianka w dziedzinie współpracy kół z szynami. Podczas międzynarodowych prób porównawczych wózków wysokoprędkościowych okazało się, że pojazdy, które na torach jednego kraju (np. Niemiec) wykazywały niewzruszoną stabilność biegu aż do prędkości 220 km/h, na torach innego kraju (np. Szwajcarii) wykazały wyraźne oznaki niestabilności biegu już przy prędkości 120 km/h.

Wynika to z braku międzynarodowych ustaleń w zakresie dopuszczalnych tolerancji eksploatacyjnych torów, przewidzianych do jazdy z dużą prędkością. Tolerancje te w róż-

nych krajach mają różne wartości. Natomiast tolerancje zużycia torów i zestawów kołowych, ustanowione w dziewiętnastym stuleciu przez Jedność Techniczną w Kolejnictwie, są zbyt łagodne dla ruchu pociągów o dużej prędkości.

Równocześnie podczas eksploatacyjnych badań niemieckich wagonów towarowych na torach francuskich i niemieckich okazało się, że zachowanie się tego samego pojazdu jest inne na torze niemieckim niż na torze francuskim, nawet wtedy gdy oba te tory są utrzymane w stanie wręcz idealnym.

Wynika to stąd, że niemiecki zestaw kołowy o rozstawie kręgów tocznych równym 1500 mm ma w punktach odległych od swego geometrycznego środka o $1500/2 = 750$ mm pochylenie stycznej do wklęsłego profilu bieżni koła, wynoszące 1:40. Na torze francuskim rozstaw wierzchołków szyn wynosi też 1500 mm, ale szyny te są odchylone do pionu o kąt 1:20. Zatem nawet w nominalnym środkowym położeniu niemiecki zestaw kołowy nie może się stykać z wierzchołkami szyn toru francuskiego, a styk ten pojawia się w zupełnie innym punkcie, a mianowicie w takim, w którym styczna do wklęsłego profilu bieżni koła pokrywa się ze styczną do wypukłego profilu główki szyny. Wobec tego ten zestaw kołowy inaczej pracuje na torze niemieckim, a inaczej na torze francuskim.

Różnica w zachowaniu się badanych pojazdów na obu rodzajach torów okazała się tak znaczną, że UIC uznało, iż wyniki badań spokojności biegu danego pojazdu nie mogą być przenoszone bez zastrzeżeń z sieci torów kolejowych jednego kraju na sieć innego kraju. Dla każdego typu pojazdu dużej prędkości, zanim podejmie się decyzję o dopuszczeniu tego typu pojazdu do międzynarodowej komunikacji, należy przeprowadzać badania spokojności biegu na dwu rodzajach torów, t.j. na torze o odchyleniu szyn 1:40 i na torze o odchyleniu 1:20 od pionu.

Równocześnie zaistniała potrzeba dalszych badań i analiz zjawiska tocznego styku kół z szynami. Dotychczasowe publikacje nie omawiają w ogóle zjawiska kołysania zestawu kołowego w płaszczyźnie prostopadłej do podłużnej osi symetrii toru.

Ta problematyka została podjęta przez autorów niniejszej pracy. Jej dalszy ciąg zostanie przedstawiony w następnych numerach Pojazdów Szynowych.

Literatura:

- [1]. Stephenson G.: *Observations on Edge and Tram Railways* (Spostrzeżenia na kolejach zbudowanych z szyn krawędziowych i na drogach szynowych Trama). Anglia, 19.03.1821.
- [2]. Polska Norma PN-92/H-93440. *Stal. Szyny tramwajowe z rowkiem*.
- [3]. Klingel: *Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf gerader Bahn*. (O biegu wagonów kolejowych na torze prostym). *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens* (Organ dla postępów w kolejnictwie), rok 1883, tom 38, str. 113 do 123.

- [4.] Davies R.D.: *Some Experiments on the Lateral Oscillation of Railway Vehicles* (Kilka eksperymentów w dziedzinie oscylacji poprzecznych pojazdów kolejowych). *Journal of Institute of Civil Engineering* (Czasopismo Instytutu Inżynierii Cywilnej), rok 1939, tom 11, str.str.224 do 261.
- [5.] Davies R.D., Cook A.F.: *The Motion of a Railway Axle* (Ruch osi kolejowej). Materiały konferencyjne Institute of Mechanical Engineers (Instytut Inżynierów Mechaników), rok 1948, tom 158, str.str.426 do 434.
- [6.] Heumann H.: *Grundzüge der Führung der Schienenfahrzeuge* (Główne zarysy prowadzenia pojazdów szynowych). Wydawnictwo R. Oldenburg, Monachium, rok 1953, stronica 133.
- [7.] Technische Verein (Jedność Techniczna), paragraf 15. *Technische Vereinbarungen über den Bau und Betrieb der Hauptbahnen und Nebenbahnen* (Uzgodnienia techniczne na temat budowy i eksploatacji kolei głównych i drugorzędnych), ustanowiony w trakcie istnienia i działania tej organizacji.
- [8.] Wickens A.H.: *The Dynamic Stability of Railway Vehicle Wheelsets and Bogies Having Profiled Wheels* (Stabilność dynamiczna zestawów kołowych pojazdów kolejowych posiadających koła profilowane). *International Journal of Solids and Structures* (Międzynarodowe Czasopismo dla Ciał Stałych i Konstrukcji), rok 1965, tom 1, str.str.319 do 341.
- [9.] Joly R.: *Study of the Transverse Stability of a Railway Vehicle Running at High Speed* (Studium stabilności poprzecznej pojazdu kolejowego jadącego z dużą prędkością). *Rail International* (Międzynarodowa Szyna), rok 1972, tom 3, Nr 2, str.83.
- [10.] Blader F.B.: *Free Lateral Oscillations in Long Freight Trains* (Swobodne oscylacje poprzeczne w długich pociągach towarowych). Temat pracy doktorskiej na Queen's University (Uniwersytet Królowej) w Kingston, Kanada, sierpień 1972.
- [11.] Polska Norma PN-84/H-93421. Szyny normalnotorowe.
- [12.] Polska Norma PN-92/K-91056. Tabor kolejowy. Zarys zewnętrzny obręczy i wieńców kół bezobrzęczowych zestawów kołowych.
- [13.] Polska Norma PN-91/K-88251. Zestawy kołowe taboru tramwajowego. Kontur bieżni kół elastycznych wagonów tramwajowych.
- [14.] Kalker J.J.: *On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction* (O styku tocznym dwu ciał sprężystych w obecności tarcia suchego). Temat pracy doktorskiej na Uniwersytecie w Delft, Holandia, rok 1967.
- [15.] Kalker J.J.: *Survey of Wheel/Rail Rolling Contact Theory* (Przegląd teorii styku tocznego koła/szyna. *Vehicle System Dynamics* (Dynamika układów pojazdowych), rok 1979, tom 5, str.str.317 do 358.
- [16.] Kalker J.J.: *A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact* (Szybki algorytm uproszczonej teorii styku tocznego). *Vehicle System Dynamics* (Dynamika Układów Pojazdowych), rok 1982, tom 11, str.str.1 do 13.
- [17.] Keizer C.P.: *Introduction to the Dynamics of Rail Vehicles* (Wprowadzenie do dynamiki pojazdów szynowych). Materiały Konferencyjne z 3rd Seminar on Advanced Vehicle System Dynamics (Trzecie seminarium na temat dynamiki postępowych układów pojazdowych), 5 do 10 maja 1986, str.str.37 do 74.
- [18.] Elkins J.E.: *Prediction of wheel/rail interaction: the state-of-the art*. (Przewidywanie wzajemnego oddziaływania koła i szyny. Najnowszy stan wiedzy). *The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks* (Dynamika pojazdów na drogach i torach). Materiały konferencyjne z 12-tęgo Sympozjum International Association for Vehicle System Dynamics (Międzynarodowe Stowarzyszenie dla Dynamiki Układów Pojazdowych), 26 do 30 sierpnia 1991, tom 20, str.str.1 do 27.
- [19.] Gąsowski W.: *Rozwój transportu kolejowego na świecie*. *Technika Transportu Szynowego*, nr 9/1997.