

Układ biegowy pojazdu szynowego jako obiekt diagnozowania dynamicznego

Artykuł poświęcony jest omówieniu układów biegowych lokomotyw oraz wagonów osobowych i towarowych jako obiektów dla których prowadzona będzie ocena ich stanu technicznego przy użyciu sygnałów wibroakustycznych. W artykule zaprezentowano budowę wózków napędnych i tocznych stosowanych w pojazdach szynowych eksploatowanych przez Polskie Koleje Państwowe. Usystematyzowano również typowe zużycia i uszkodzenia zespołów i elementów układu biegowego oraz przedstawiono model matematyczny pojazdu szynowego służący do analiz dynamicznych jego ruchu z różnymi rodzajami uszkodzeń i zużyć. W zakończeniu omówiono możliwości techniczne rzeczywistego symulowania uszkodzeń w wózku wagonu towarowego, który zostanie zbadany na specjalnie do tego celu zbudowanym odcinku toru doświadczalnego. Artykuł powstał w ramach projektu badawczego nr 9T12C01715.

1. WSTĘP

Układ biegowy i napędowy pojazdów szynowych wywiera znaczny wpływ na bezpieczeństwo i spokojność jazdy oraz współpracę pojazdu z torem jak również na wykorzystanie przyczepności kół z szynami w procesie realizacji siły pociągowej.

Ogólnie układ biegowy i napędowy (podwozie pojazdu) to zespół elementów i urządzeń które realizują mechanikę ruchu pojazdu.

W pojazdach ostojnicowych układ biegowy stanowi rama oparta na zestawach kołowych za pośrednictwem elementów sprężystych.

W pojazdach wózkowych układ biegowy to dwa lub trzy wózki oraz elementy łączące je z ramą nadwozia. W skład każdego z wózków wchodzi jego rama oparta sprężystości na dwóch lub trzech zestawach kołowych, które wraz z obudowami łożysk osiowych prowadzone są w tej ramie.

Generalnie głównymi elementami i zespołami układu biegowego pojazdu są:

- zestaw kołowy składający się z osi i dwóch kół trwale z nią połączonych przystosowany do toczenia się po szynach i do zabudowy układów hamowania i napędu (dla pojazdów trakcyjnych). Ogólnie rozróżnia się zestawy kołowe z kołami obręczowanymi (obrzecz, koło bosc) i z kołami monoblokowymi,
- łożyska osiowe wraz z obudowami zwanymi często „maźnicami”. Obudowy wykonane są najczęściej ze stali lub stopu lekkiego i posiadają oparcia i gniazda elementów sprężystych I stopnia usprężynowania i prowadzenia zestawów kołowych w ramie wózka. W obudowach zabudowane są łożyska toczne najczęściej stożkowe, baryłkowe lub walcowe,
- usprężynowanie I stopnia przenoszące obciążenie pionowe i poprzeczne pojazdu na zestawy kołowe. Łącznikami sprężystymi w I stopniu usprężynowania mogą być sprężyny śrubowe, elementy gumowe lub gumowo-metalowe

np.: szewrony. W I stopniu usprężynowania stosowane są ponadto układy tłumików hydraulicznych lub tarciovych,

- prowadzenie zestawów kołowych w ramie wózka mające za zadanie łączenie obracającego się i wykonującego ruchy pionowe, wzdłużne i poprzeczne, zestawu kołowego z ramą oraz zapewnienie przechodzenia pojazdu przez łuki torowe. Prowadzenie zestawu może być typu kolumnowego, za pośrednictwem prowadników gumowo-metalowych (potocznie zwane prowadzeniem typu Alsthoma), typu taśmowego (sztywne, elastyczne), typu wahaczowego, jednostronnego i za pośrednictwem elementów gumowo-metalowych typu szewron,
- oparcie nadwozia pojazdu na wózkach którego zadaniami są:
 - elastyczne obracanie i przesuwanie wózka względem pudła we wszystkich kierunkach,
 - przenoszenie sił działających na pudło, ramę wózka lub zestawy kołowe,
 - izolowanie drgań ramy wózka i tłumienie drgań pudła,
 - podwyższanie stateczności pojazdu podczas ruchu oraz obniżanie wartości sił oddziaływania wózka na zestawy kołowe.

W układach oparcia nadwozia na wózkach wykorzystywane są sprężyny śrubowe, mieszki pneumatyczne, elementy gumowe i gumowo-metalowe, wieszaki pionowe i ukośne, łączniki elastyczne, a do tłumienia drgań nadwozia stosowane są najczęściej tłumiki hydrauliczne usytuowane pionowo, ukośnie i wzdłużnie.

- układy przeniesienia sił hamujących, a dla pojazdów trakcyjnych również sił pociągowych. Najczęściej stosowane są dwa typy rozwiązań – czopy skreślu i ciągi. W obu typach rozwiązań w przeniesieniu sił wzdłużnych uczestniczą również elementy sprężyste, których celem jest złagodzenie uderzeń towarzyszących działaniu tych sił,
- układy powiązań międzywózkowych stosowane w pojazdach trakcyjnych zwane sprzęgami międzywózkowymi. Układy te służą do wzajemnego połączenia ram wózków

w płaszczyźnie poziomej i mają na celu zmniejszenie sił oddziaływania pojazdu na tor, podniesienia stopnia zabezpieczenia przed wykolejeniem oraz podniesienia trwałości obręczy kół i toru. Ze względu na konstrukcję sprzęgi mogą być dyszlowe, przegubowe, cięgłowe i korbowe, a w układach sprzęgu stosowane są sprężyny śrubowe, siłowniki hydrauliczne, elementy gumowe i gumowo-metalowe oraz drążki skrętne.

Do układów decydujących o bezpieczeństwie ruchu pojazdu zaliczyć należy, mimo że nie należą bezpośrednio do układów biegowych, układy pociągowo-zderzne w skład którego wchodzi zderzaki z elementami elastycznymi (np. elastomery) lub ciernymi oraz sprzęgi śrubowe i samoczynne z amortyzatorami których zadaniem jest przejmowanie sił pociągowych i zderznych.

W pojazdach trakcyjnych – lokomotywy, zespoły trakcyjne, autobusy szynowe – jednym z ważniejszych układów jest układ napędowy w skład którego wchodzi: silniki trakcyjne, zawieszenie silnika na ramie wózka, nadwoziu i zestawie kołowym, przekładnia trakcyjna z kołami zębatymi i obudową, wały drążone, elementy gumowo-metalowe (przeguby), łożyska ślizgowe i toczne i wały przegubowe.

Na PKP w eksploatowanych pojazdach trakcyjnych stosowanych jest wiele różnorodnych układów napędowych, np.: z silnikami trakcyjnymi zawieszonymi „za nos” oraz z silnikami całkowicie odsprężynowanymi.

W pierwszym przypadku kadłub oparty jest z jednej strony na osi zestawu kołowego za pośrednictwem łożysk ślizgowych lub tocznych, a z drugiej na ramie wózka za pośrednictwem elementów sprężystych, najczęściej gumowych. Napęd z silnika na zestaw przenoszony jest najczęściej za pośrednictwem jednostopniowej dwukołowej przekładni w której zębniak zamocowany jest na wale silnika, a duże koło zębate zaprasowane na osi zestawu kołowego. Często duże koło zębate posiada usprężynowany wieniec łagodzący skutki nierównomiernego przeniesienia momentu obrotowego.

W drugim przypadku najbardziej rozpowszechnione są: napęd typu Alsthoma (dwustronny) oraz napęd jednostronny.

W napędzie typu Alsthoma duże koło zębate osadzone jest na wale drążonym łożyskowanym w kadłubie silnika połączonym z kołami jezdnyimi za pomocą sprzęgieł odsuwno-odchylnym. Każde sprzęgło zawiera jarzmo połączone z kołem jezdnyim i wałem dużego koła zębatego podwójnymi cięgłami z elementami gumowymi.

Napęd jednostronny zastosowany został w lokomotywach przeznaczonych do ruchu z dużymi prędkościami. Moment z silnika poprzez przekładnię (dwu lub trójkołową) przenoszony jest poprzez sprzęgła cięgłowe na wał drążony, a następnie poprzez drugie sprzęgło na koło jezdne po stronie przeciwnej do przekładni.

Układ biegowy i napędowy są układami które nadają się szczególnie do diagnozowania za pomocą sygnałów wibroakustycznych. Diagnozowanie takie pozwoli na ocenę stanu technicznego układu biegowego i napędowego oraz ich głównych elementów, które zużywają się cały czas w procesie eksploatacji pojazdu. Stan układów będzie można ocenić

na podstawie porównania widma drgań (lub przyśpieszeń) bądź widma hałasu emitowanego przez przejeżdżający na wyodrębnionym odcinku toru badawczego (stanowisko diagnostyczne) dla układu nowego oraz dla układu po pewnym czasie eksploatacji z uszkodzonymi lub zużytymi elementami.

2. BUDOWA UKŁADÓW BIEGOWYCH – WÓZKI NAPĘDNE I TOCZNE

Na PKP i w krajowych zakładach przemysłowych stosowanych jest wiele typów wózków tocznych i napędnych których zadaniami są:

- przeniesienie i równomierne rozłożenie na zestawy kołowe masy nadwozia za pośrednictwem elementów oparcia,
- prowadzenie pojazdu po torze z zachowaniem wymaganych warunków bezpieczeństwa jazdy i stopnia spokojności biegu,
- przeniesienie z zestawów kołowych na ramy wózków oraz na urządzenia sprzęgowo-zderzne sił hamujących, a w wózkach napędnych sił pociągowych lub sił hamujących, w sposób zapewniający możliwie pełne wykorzystanie masy napędnej pojazdu.

W/w zadania realizowane są przez wiązły (sztywne i sprężyste) łączące ostoje wózków z zestawami kołowymi, wózków z nadwoziem a w lokomotywach również wózki między sobą.

Najczęściej stosowane są wózki dwuosiowe, wykazujące lepsze właściwości dynamiczne i mniej złożoną konstrukcję od wózków trzyosiowych. Wózki trzyosiowe spotyka się najczęściej w wagonach towarowych o zwiększonej ładowności oraz w starszych typach lokomotyw elektrycznych i spalinowych.

W dalszej części pracy przedstawiono opisy konstrukcji wózków napędnych i tocznych reprezentatywnych w swojej klasie i stosowanych w krajowych pojazdach szynowych, które mogą być w przyszłości poddane diagnozowaniu metodami wibroakustycznymi [1].

2.1. Wózki napędne lokomotyw

Konstrukcje wózków lokomotyw, ze względu na dodatkową funkcję jaką jest przeniesienie napędu, a więc spełnienie określonych cech trakcyjnych, są obiektami bardzo rozbudowanymi.

Poniżej przedstawiono tylko opisy dwóch przykładowych wózków stosowanych w lokomotywach przeznaczonych do ruchu z prędkościami powyżej 160 km/h. Pierwszy z nich zabudowany został w 47, drugi natomiast przeznaczony jest do zabudowy w 50 lokomotywach.

Wózek napędny dla lokomotywy EP09 (104E).

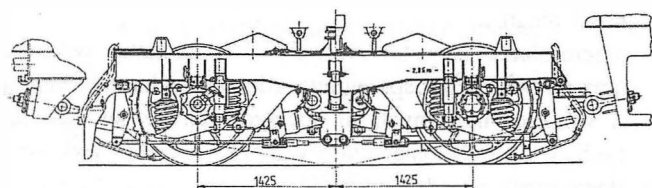
Wózek lokomotywy EP09 przeznaczonej do ruchu z prędkościami 160 km/h przedstawiono na rys. 1. Każdy wózek ma dwustopniowe usprężynowanie. Pierwszy stopień stanowi usprężynowanie przymaźnicze, a drugi – oparcie nadwozia na wózku [3].

Prowadzenie zestawów kołowych w ramie wózka rozwiązano przez zastosowanie prowadników gumowo-metalowych typu Alsthom, zamocowanych z jednej strony do maźnicy, a z drugiej do ramy wózka.

W skład zawieszenia ramy wózka wchodzi komplety sprężyn śrubowych, umieszczonych w specjalnych gniazdach między ramą wózka a maźnicą. Obok sprężyn śrubowych zamontowano pionowe amortyzatory hydrauliczne.

Nadwozie opiera się na wózku za pośrednictwem miękkich sprężyn i wieszaków. Dla tłumienia drgań pionowych i poziomych nadwozia zainstalowano w osi poprzecznej wózka amortyzatory hydrauliczne.

Dla tłumienia drgań wężykowania między ramą a nadwoziem zainstalowano tłumiki poprzeczne usytuowane w części czołowej wózka.



Rys. 1. Wózek napędny dla lokomotywy EP09 (104E).

Wózki napędne lokomotywy EP09 podlegały szeregu modyfikacjom i modernizacjom. Między innymi w części wózków wprowadzono w miejsce oparcia wieszakowego, oparcie bezpośrednie nadwozia na wózku za pośrednictwem sprężyn wielkogabarytowych typu flexicoil, oraz zmniejszono w kierunku wzdłużnym i poprzecznym prowadzenie zestawów kołowych w ramie wózka stosując odpowiedni typ prowadników.

W skład układu biegowego lokomotywy EP09 wchodzi ponadto:

- układ przeniesienia sił hamujących i pociągowych za pośrednictwem ukośnie usytuowanych cięgieł łączących nadwozie z ramą wózka,
- układ sprzęgu międzywózkowego (stosowany w niektórych, wcześniej wyprodukowanych lokomotywach),
- jednostronny układ napędowy składający się z silnika trakcyjnego zawieszonego elastycznie na ramie wózka, przekładni jednostopniowej oraz wału drążonego.

Obecnie dla poprawy własności biegowych wózków zastosowane zostaną, usytuowane wzdłużnie, tłumiki wężykowania oraz jednostronny układ przeniesienia sił wzdłużnych (hamujących i pociągowych). Podobny w konstrukcji (za wyjątkiem układu napędowego i braku sprzęgu międzywózkowego) jest wózek lokomotywy EM10 (405E).

Wózek napędny dla lokomotywy EU11 (113E) i EU43 (112E).

Wózek został zaprojektowany przez firmę ABB Henschel (obecnie ADtranz) z przeznaczeniem dla lokomotyw elektrycznych uniwersalnych przeznaczonych do ruchu towarowego i osobowego z prędkościami 100 – 200 km/h. Ten typ wózka

został zastosowany również w dwóch seriach lokomotyw produkowanych przez konsorcjum ADtranz, w tym również ADtranz Pafawag [5]:

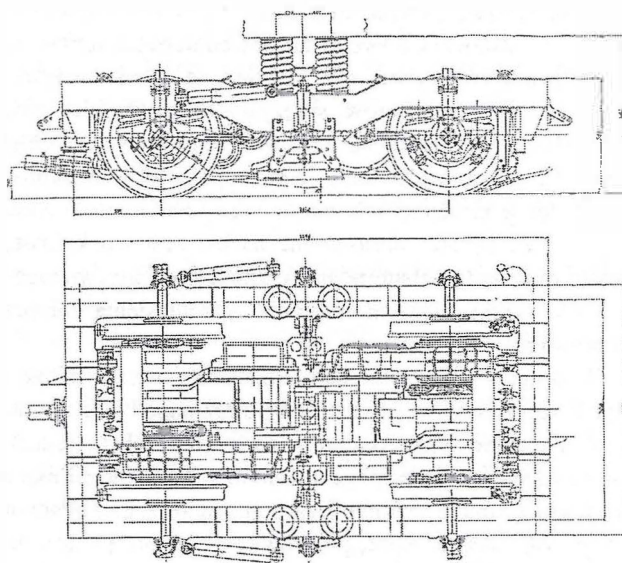
- uniwersalnej lokomotywie elektrycznej dwusystemowej serii EU43 (112E) przeznaczonej dla prowadzenia pociągów ekspresowych i pośpiesznych w relacjach międzynarodowych,
- uniwersalnej lokomotywie elektrycznej jednosystemowej serii EU11 (113E) przeznaczonej do obsługi pociągów ekspresowych i pośpiesznych w relacjach krajowych.

Wózek przedstawiono na rys. 2. Prowadzenie zestawów kołowych w ramie wózka wykonane jest przez jednostronne wodziki łożyskowe w sferycznych przegubach gumowych. Usprężynowanie I stopnia i prowadzenie poprzeczne zrealizowane jest za pomocą stalowych sprężyn śrubowych. Tłumienie drgań odbywa się za pomocą pionowych tłumików hydraulicznych.

Nadwozie lokomotywy oparte jest na sprężynach śrubowych typu flexicoil, które przejmują równocześnie prowadzenie poprzeczne pudła i umożliwiają obrót wózka.

Do tłumienia drgań służą tłumiki hydrauliczne – poprzeczne, ukośne oraz wzdłużne (wężykowania).

Wózek ma bardzo prostą konstrukcję oraz układ biegowy przystosowany do prędkości 250 km/h.



Rys. 2. Wózek lokomotywy EU11 i EU43.

W układach biegowych zaprezentowanych lokomotyw zastosowano ponadto:

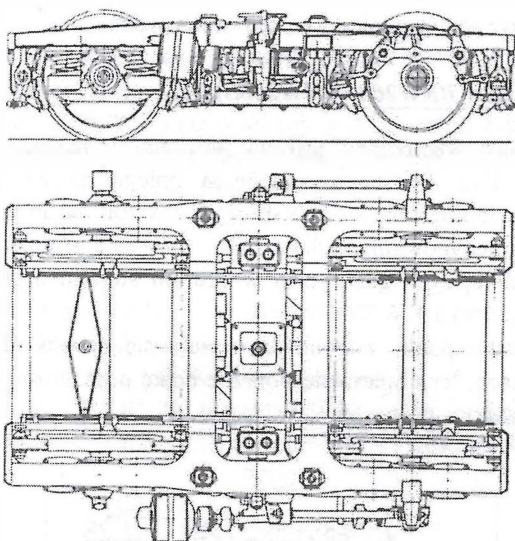
- jednostronny układ przeniesienia sił wzdłużnych za pośrednictwem cięgieła rozciągającego – ściskającego łączącego czołownicę ramy wózka z wspornikami na nadwoziu,
- układ napędowy składający się z silnika trakcyjnego asynchronicznego zawieszonego elastycznie na nadwoziu, przekładni jednostopniowej trójkołowej oraz wału drążonego z jednostronnym układem przegubów gumowo-metalowych.

2.2. Wózki toczne wagonów osobowych

Wózki wagonów osobowych mają różnorodną konstrukcję. W większości wagonów osobowych i typu osobowego starszej konstrukcji były zastosowane wózki typu 4ANc. W nowych konstrukcjach przeznaczonych do ruchu z prędkościami powyżej 160 km/h są zastosowane wózki zarówno rozwijane przez krajowe ośrodki projektowe i badawcze jak i importowane z zagranicy. Poniżej przedstawiono krótki opis konstrukcji wózków które najczęściej spotykane będą w eksploatowanych wagonach osobowych lub typu osobowego.

Wózek 4ANc

Wózek produkcji krajowej jest przeznaczony dla wagonów osobowych i typu osobowego z prędkościami poniżej 160 km/h. Konstrukcja wózka jest wzorowana na wózku radzieckim typu KWZ5 [4]. Widok wózka przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Wózek 4ANc.

Rama wózka jest konstrukcją skrzynkową spawaną. Nadwozie wagonu opiera się na wózku za pomocą ślizgów bocznych i usprężynowane jest za pośrednictwem belki bujakowej opartej na kołysce przy pomocy czterech kompletów sprężyn śrubowych. Kołyska jest podwieszona do ramy wózka przy pomocy przegubowych wieszaków. W oparciu nadwozia zabudowane są również hydrauliczne tłumiki drgań. Usprężynowanie przymaźnicze realizują sprężyny śrubowe – po dwa komplety na łożysko osiowe a prowadzenie zestawów kołowych w ramie wózka jest bezluzowe typu kolumnowego.

Siły z wzdłużne przenoszone są za pomocą czopa skrzętowego belki bujakowej osadzonego w tulei z przekładką gumową.

Starsze konstrukcje wózków posiadają hamulec typu klockowego, nowsze natomiast hamulec tarczowy. W nowoczesnych odmianach wózków np. 4ANh6 zastosowano również nowoczesny układ prowadzenia zestawów kołowych w ramie wózka za pośrednictwem wahacza oraz pionowe tłu-

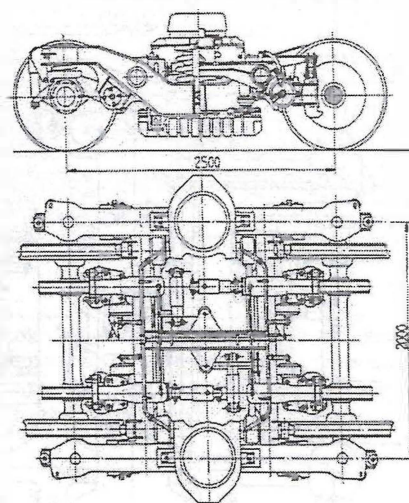
miki hydrauliczne w I stopniu usprężynowania. Przeniesienie sił wzdłużnych między wózkiem a wagonem jest realizowane poprzez czop skrzętu, belkę bujakową i prowadnik wzdłużny (z amortyzatorem gumowym) łączący belkę bujakową z ramą wózka [3].

Wózek 11AN.

Wózek produkcji krajowej przeznaczony jest dla wagonów osobowych z prędkościami powyżej 160 km/h. Zastosowano go między innymi w wagonie typu 150A. Konstrukcja wózka jest wzorowana na konstrukcjach wózków francuskich z serii Y32. Widok wózka zaprezentowano na rys. 4.

Ostoja wózka składa się z dwóch spawanych ostojnic konstrukcji skrzynkowej, połączonych dwoma belkami poprzecznymi w kształcie rury. W środkowej części ostojnic znajdują się gniazda, w których umieszczone są cylindryczne sprężyny śrubowe typu flexicoil stanowiące usprężynowanie nadwozia wagonu. Obciążenie od nadwozia przekazywane jest przez lekką belkę umieszczoną nad tymi sprężynami. Usprężynowanie przysiosowe stanowią sprężyny śrubowe. Korpus łożyska ma połączenie wahaczowe. Jego jeden koniec przymocowany jest sztywno do korpusu, drugi zaś elastycznie do ostojnicy przez przegub umożliwiający przemieszczenie zestawu kołowego względem ostoji w kierunku wzdłużnym i poprzecznym. Prowadzenie to umożliwia bliskie radialnemu ustawienie się zestawów kołowych [3].

Sprężyny oparcia nadwozia, oprócz tradycyjnej funkcji sprężystego przenoszenia obciążeń pionowych masy wagonu, mają za zadanie również elastyczne przejmowanie obciążeń od sił poziomych występujących w ruchu przy przechyleniach bocznych wagonu oraz przy obrocie wózka podczas przejazdu przez krzywizny toru. Ponadto zastępują one stosowane w tradycyjnych rozwiązaniach podparcie ślizgowe. W konstrukcji wózka wyeliminowano powierzchnie tarcie. Usprężynowanie w postaci dwóch sprężyn typu flexicoil może być uzupełnione, w zależności od potrzeb, przez współśrodkowy pakiet gumowy, a także zastępowane przez mieszki pneumatyczne.



Rys. 4. Wózek 11AN.

Wózki typu MD52.

Do wózków typu MD52 zaliczają się wózki MD520, MD521, MD522, MD523, MD525, które różnią się między sobą prędkością maksymalną (160 i 200 km/h) i wyposażeniem w specjalne urządzenia. Wózki rodziny MD52 są rozpowszechnione na kolejach DB. Również w wagonach typu 152A i 154A produkowanych przez Fabrykę Pojazdów Szynowych w Poznaniu zastosowano wózki MD523. Wózek MD523 stanowi wersję wózka typu MD52 przeznaczonego do ruchu z $v = 200$ km/h. Zastosowano oparcie wagonu wyłącznie na podporach ślizgowych. Centralny czop skrzętu jest osadzony w gumowym gnieździe dla ustalenia środkowego położenia wózka i połączenia wzdłużnego. Wózek ma długie wieszaki belki bujakowej oraz połączenia wzdłużnego, połączenie kołyski z ramą wózka urządzeniem mechanicznym stabilizującym ruchy obrotowe. Dobrą stabilizację ruchów obrotowych wspomaga szerokie rozmieszczenie podpór oraz odpowiedni materiał ślizgów o niskim współczynniku tarcia.

Wózek MD52 przedstawiono na rys. 3.4.

Wózki grupy MD52 charakteryzują następujące podstawowe węzły konstrukcyjne:

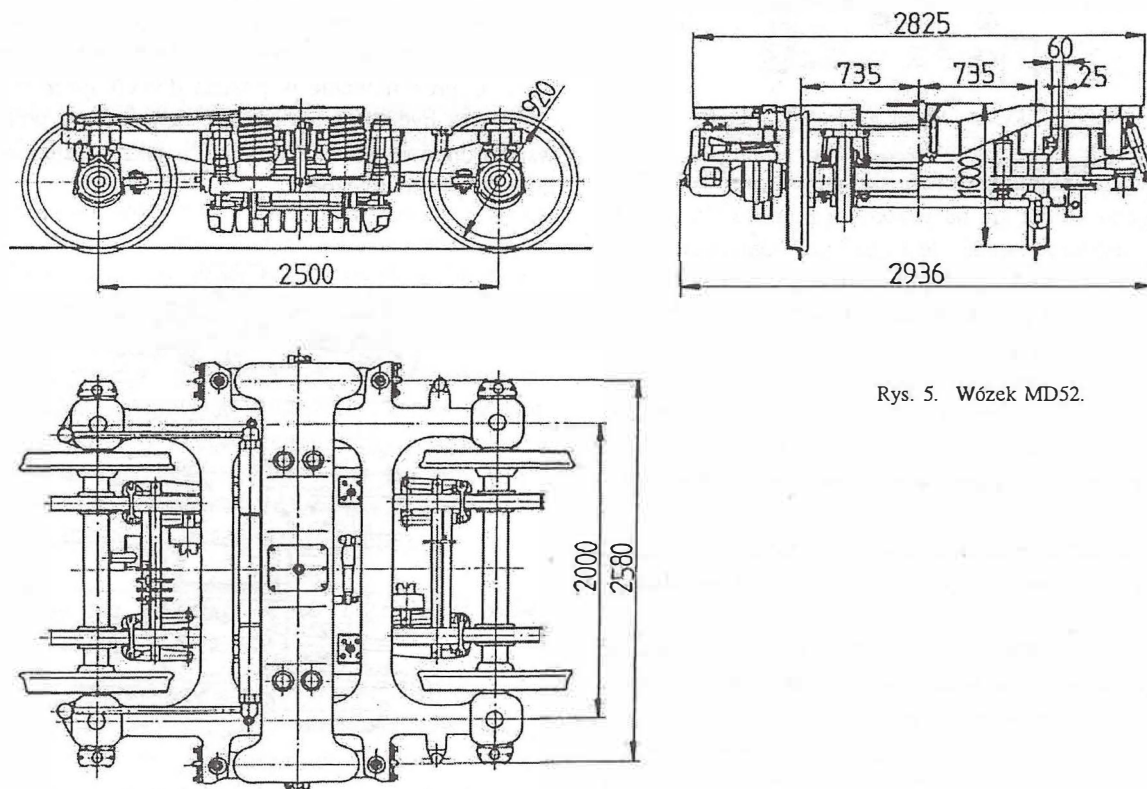
- rama wózka w kształcie litery H, bez czołownicy,
- prowadzenie zestawów kołowych jednostronne za pośrednictwem podwójnych prowadników sprężystych, które są mocowane elastycznie do korpusu maźnicy poprzez elementy gumowo-metalowe,
- usprężynowanie przymaźnicze na podwójnych kompletach sprężyn,
- usprężynowanie bujakowe o zwiększonym rozstawieniu, po dwa komplety podwójnych sprężyn i długich wieszaków,

- połączenie wieszaków belki bujakowej do ramy wózka i kołyski zrealizowano za pośrednictwem obsad gumowo-metalowych, tłumiących hałas. Dłuższe wieszaki oraz połączenie poprzeczne kołyszek redukuje elastyczność sprężyn typu flexicoil przy przemieszczeniach poprzecznych,
- gumowe gniazda sprężyn przysiosowych i belki bujakowej dla tłumienia hałasu,
- hydrauliczne tłumiki drgań pionowych w obu stopniach usprężynowania oraz poziome między belką bujakową a ramą wózka,
- połączenie wózka z wagonem poprzez kołyskę i łącznik wzdłużny oraz alternatywnie na gnieździe skrzętu i oddzielnych podporach ślizgowych lub wyłącznie na podporach ślizgowych i połączeniu wzdłużnym poprzez czop skrzętu,
- stabilizacja ruchu obrotowego, rozwiązana w osadzeniu wagonu na belce bujakowej, hydraulicznymi tłumikami wężykowania oraz przy oparciu na podporach ślizgowych poprzez połączenie kołyski z ramą wózka.

Wózek typu BKW200 (BKW200S).

Wózek wzorowany jest na wózkach francuskich typu Y28 i Y32. Podstawowa różnica polega na zastąpieniu dwóch wielkogabarytowych sprężyn flexicoil, w drugim stopniu usprężynowania wózka Y32, czterema sprężynami o nieco mniejszych gabarytach w drugim stopniu usprężynowania wózka BKW200 [3,4].

Ponadto pudło wagonu nie opiera się bezpośrednio na sprężynach, lecz opiera się poprzez belkę poprzeczną i skośne wieszaki z przegubami kulistymi.



Rys. 5. Wózek MD52.

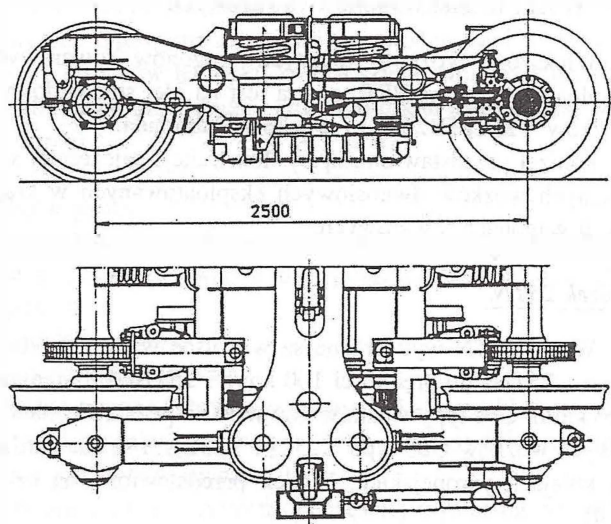
Wózek BKW200 przedstawiony na rys. 6., charakteryzują następujące węzły konstrukcyjne:

- rama otwarta w kształcie litery H,
- prowadzenie zestawów kołowych jednostronnie za pośrednictwem wahaczy, które w przegubie mocującym do ramy wózka mają elementy gumowe o zróżnicowanej sztywności,
- usprężynowanie II stopnia stanowiące cztery sprężyny średniogabarytowe, które przenoszą obciążenia pionowe oraz poprzeczne. Drgania tłumione są dwoma tłumikami pionowymi i jednym poziomym,
- oparcie wagonu na wózkach realizowane za pośrednictwem skośnych wieszaków z przegubami kulistymi, belki poprzecznej i sprężyn II stopnia. Układ wieszaków i sprężyn II stopnia umożliwia boczne przemieszczenia oraz obrót wózka pod wagonem i charakteryzuje się progresywną sztywnością obu ruchów,
- gumowe podkładki w gniazdach sprężyn I i II stopnia usprężynowania,
- hydrauliczne tłumienie drgań pionowych w obu stopniach usprężynowania oraz poziome poprzeczne w II stopniu pomiędzy ramą wózka i ramą wagonu.

Wózek BKW200 przeznaczony jest do ruchu z prędkością 200 km/h, natomiast BKW200S, stanowiący uboższą jego wersję, z prędkością 160 km/h.

Wózki typu 25AN.

Wózki typu 25AN są przeznaczone do nowobudowanych i modernizowanych wagonów osobowych i typu osobowego. Konstrukcja tych wózków wzorowana jest na wózkach Y28, Y32, 11AN i BKW200. Ramy wózków są konstrukcją spawaną w kształcie litery „H”. Monoblokowe zestawy kołowe



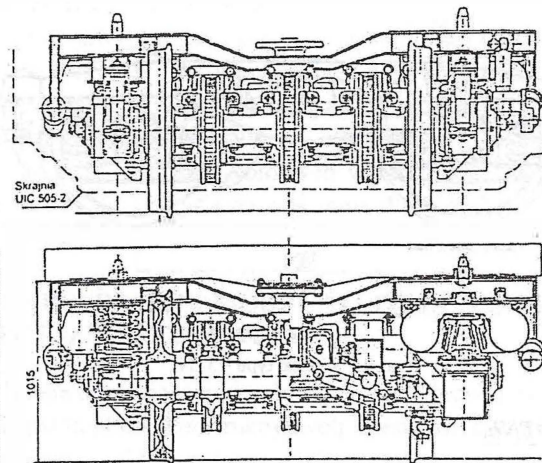
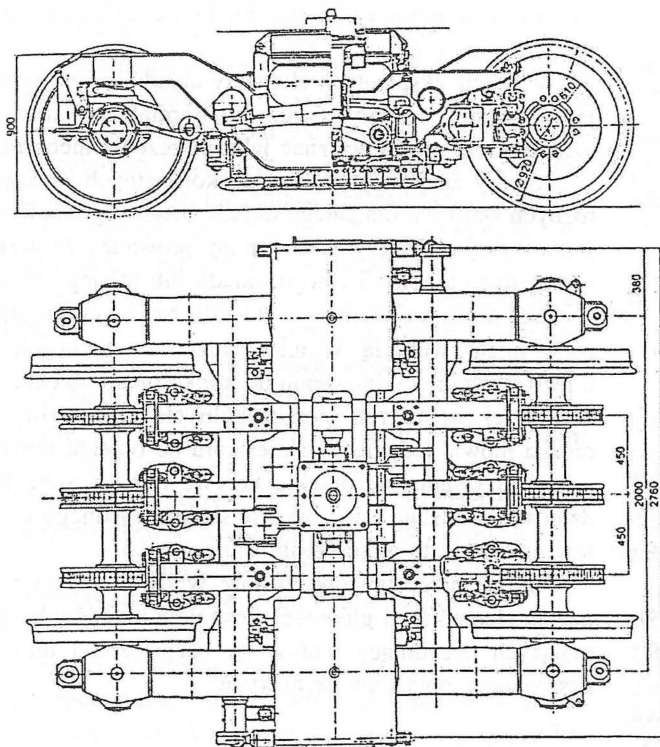
Rys. 6. Wózek typu BKW200.

wyposażone są w hamulce tarczowe działające w całym zakresie prędkości. Na zestawach kołowych zamontowano elektroniczne urządzenia przeciw poślizgowie.

Konstrukcja wózków umożliwia zastosowanie w węźle oparcia pudła, pojedynczych sprężyn wielkogabarytowych, lub podparcia pneumatycznego.

Wózki 25AN są wyposażone dodatkowo w elektromagnetyczne hamulce szynowe oraz tłumiki wężykowania, umożliwiając jazdę z prędkościami powyżej 200 km/h.

Konstrukcję wózków w wersji podstawowej na prędkość 160 km/h przedstawiono na rys. 7., a w wersji z zawieszeniem pneumatycznym na prędkość 250 km/h na rys. 8.



Rys. 8. Wózek typu 25AN, wersja z zawieszeniem pneumatycznym, elektromagnetycznym hamulcem szynowym, tłumikami wężykowania, z trzema tarczami hamulcowymi 610/110 mm, $v = 250$ km/h.

2.3. Wózki toczne wagonów towarowych

Większość wózków tocznych wagonów towarowych, eksploatowanych na PKP, oparta jest na idei standardowych wózków Y25C_s (Y25C_{ss}) i wózków Diamonda.

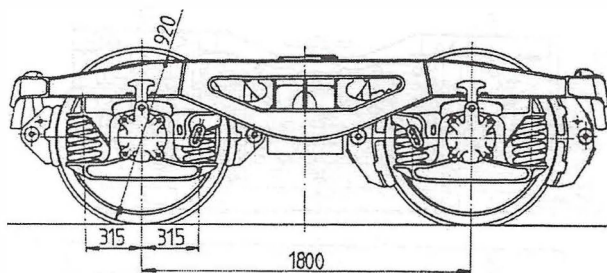
Poniżej przedstawiono opisy konstrukcji najczęściej spotykanych wózków dwuosioowych eksploatowanych w krajowych wagonach towarowych.

Wózek 25TN.

Wózki 25TN wytwarzane są w Polsce w dwóch odmianach – 25TNa do prędkości 100 km/h i 25TNb do prędkości 120 km/h. Oba typy wózków powstały na podstawie standardowych wózków UIC typu Y25C_s i Y25C_{ss} i są standardami na kolejach europejskich. Wózek przedstawiono na rys. 9 [3,4].

Ostoja wózka składa się z dwóch ostojnicy, belki skrętowej z kulistym gniazdem skrętu, czołownic i podłużnic środkowych. Korpusy łożysk tocznych, mające dwie konsole służące jako oparcie sprężyn nośnych, wykonane są w postaci odlewu stalowego. Ostoja wózka wsparta jest na ośmiu kompletach sprężyn śrubowych, z których każdy składa się z dwóch sprężyn o różnej wysokości. Tłumienie drgań pionowych odbywa się za pomocą czterech tłumików ciernych, w które wyposażone są komplety sprężyn znajdujące się po wewnętrznej stronie łożysk osiowych. Układ usprężynowania przosiowego ma charakterystykę progresywną.

Nadwozie wagonu opiera się na sprężystych ślizgach bocznych, które łagodzą obciążenia dynamiczne od nadwozia oraz tworzą moment tarcia tłumiący wężykowanie wózków. Wkładki oparcia bocznych wykonane są z tworzyw sztucznych nie wymagających smarowania.



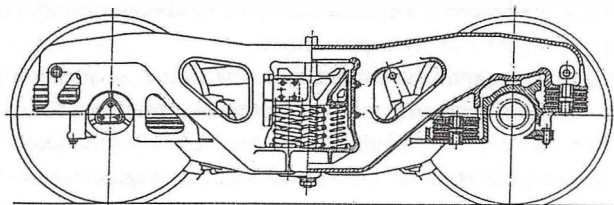
Rys. 9. Wózek typu 25TN.

Wózek 4TNb.

Wózek 4TNb przedstawiony na rys. 10. wzorowany jest na wózku Diamonda i wyposażony w układ umożliwiający radialne ustawienie się jego zestawów w łukach torowych [3,4].

Wózek składa się z dwóch ostojnicy, belki skrętowej, usprężynowania centralnego, usprężynowania przymaźniczego, urządzenia do nastawiania radialności, zestawów kołowych z łożyskami szczelnymi i jednostronnego hamulca klockowego. Belka skrętowa z płaskim czopem skrętu i śliz-

gami bocznymi opiera się na ośmiu kompletach sprężyn śrubowych ustawionych na belkach dolnych okien ostojnicy. Między skośnymi końcami belki skrętowej i bocznymi pionowymi płaszczyznami okien ostojnicy zamontowane są stożkowe tłumiki ciernie, oparte na sprężynach. Końce ostojnicy oparte są na gumowych elementach sprężystych leżących na występach opraw łożysk zestawów kołowych, które spoczywają bezpośrednio na łożyskach zestawów kołowych.



Rys. 10. Wózek typu 4TNb.

3. TYPOWE ZUŻYCIA I USZKODZENIA ELEMENTÓW I ZESPOŁÓW UKŁADU BIEGOWEGO

Zasadniczą podstawą diagnostyki układu mechanicznego jest współzależność pomiędzy jego drganiami a zużyciem jego elementów lub zespołów. Każdy proces dynamiczny w układzie odzwierciedla jego stan eksploatacyjny. Stan układu biegowego pojazdu może być oceniany na podstawie drgań lub hałasu (sygnały wibroakustyczne) wytwarzanego podczas ruchu. Sygnały wibroakustyczne będą odbierane na styku koło – szyna przy przejeździe pojazdu przez stanowisko diagnostyczne. Odpowiednie czujniki będą pozwalały na mierzenie: przyspieszeń, prędkości lub przemieszczeń i towarzyszącej im siły. Wielkości te są sygnałami wibroakustycznymi, a po odpowiednim przetworzeniu i poddaniu analizie komputerowej, będą miarą zachodzącego procesu zużyciowego [1].

W trakcie eksploatacji elementy układu biegowego ulegają zużywaniu się, tzn. niszczeniu normalnemu oraz uszkodzeniu, które możemy uznać jako niszczenie nienormalne.

Procesy zużycia prowadzą do konkretnych uszkodzeń, o różnych skutkach dla całego układu biegowego. Jeśli nie zostaną wykryte i zatrzymane w porę, prowadzą do uszkodzeń całkowitych tj. awarii całego układu lub też jego elementu.

Zużywanie się elementów układu biegowego następuje z różną intensywnością. Wynika z tego, że łatwiej jest mówić o jego zużyciu w odniesieniu do konkretnego obiektu. O niezależności uszkodzeń poszczególnych elementów układu można mówić jedynie w odniesieniu do obiektu nowego. W miarę zużywania się obiektu krzywe zużycia stają się bardziej współzależne i pogorszenie się stanu jednego z elementów prowadzi do pogorszenia stanu innych.

Poniżej przedstawione zostały typowe zużycia i uszkodzenia elementów i głównych zespołów układów biegowych mających decydujący wpływ na bezpieczną i niezawodną eksploatację pojazdów szynowych.

Zestaw kołowy

Dla zestawu kołowego typowe zużycia powstające w procesie eksploatacji to:

- zużycie powierzchni tocznej,
- podcięcie obrzeża,
- rozwalcowanie na powierzchni tocznej,
- owalizacja koła,
- zużycie faliste koła,

a typowe uszkodzenia to:

- pęknięcie zmęczeniowe osi,
- pęknięcie zmęczeniowe tarczy koła,
- płaskie miejsca i narosty,
- poluzowanie obręczy,
- pęknięcie zmęczeniowe na powierzchni tocznej,
- wykruszenie zmęczeniowe na powierzchni tocznej.

Wyżej wymienione zużycia i uszkodzenia, związane z kształtem i zarysem powierzchni obręczy, powodują podczas ruchu wzrost przyspieszeń mierzonych na powierzchni styku koła i szyny oraz zaburzenia widma drgań, np. przy uszkodzeniach typu pęknięcia lub poluzowania.

Usprężynowanie I stopnia

Dla usprężynowania I stopnia typowe zużycia to osiadanie sprężyn (śrubowych, gumowych, gumowo-metalowych itp.) a typowe uszkodzenia to pęknięcie sprężyn, uszkodzenie mechaniczne tłumików hydraulicznych lub ciernych, np. wyciek oleju lub zniszczenie grzybków ciernych. Skutkiem tych zużyć i uszkodzeń są zmiany nacisków zestawów kołowych na szyny oraz brak wyraźnego tłumienia wymuszeń – zmiana dekrementu tłumienia.

Łożyska osiowe (maźnice) i prowadzenie zestawu kołowego w ramie wózka

Typowe uszkodzenia tocznych łożysk osiowych dotyczą pierścieni wewnętrznych i zewnętrznych łożyska oraz samego elementu tocznego (kulka, wałeczek, baryłka itp.).

Dla układu prowadzenia zestawu kołowego w ramie wózka typowe zużycia to starzenie się elementów gumowych lub gumowo-metalowych oraz wytarcie elementów prowadzenia widłowego lub gniazd przewodników, a typowe uszkodzenia to pęknięcie wahaczy, taśm lub przewodników, wykruszenie gumy oraz elementów metalowych.

Uszkodzenia i zużycia elementów łożysk generują dodatkowe impulsy. Uwidacznia się to poprzez ogólny wzrost poziomu drgań. Trudno jest natomiast wyodrębnić je podczas badań sygnałami wibroakustycznymi mierzonymi na styku koło – szyna, gdyż stopień ich zniekształcenia przez inne elementy i zespoły układu biegowego może być znaczny.

W przypadku prowadzenia zestawów kołowych zużycia i uszkodzenia elementów powodują wzrost wzdłużnych i poprzecznych sił dynamicznych możliwych do odbioru jako sygnały wibroakustyczne na styku koło – szyna.

Usprężynowanie II stopnia (oparcie nadwozia na wózkach)

Układy oparcia nadwozia na wózkach składają się z tych samych elementów co układy usprężynowania I stopnia. Tak więc typowe zużycie i uszkodzenia w elementach sprężys-

tych i tłumiących są podobne i opisano je wcześniej. Skutki wywołane typowymi zużyciami i uszkodzeniami to również zmiany nacisków na styku koło – szyna, zmiany dekrementów tłumienia oraz zmiany amplitud drgań (inny rodzaj widma drgań).

Układ napędowy

W układzie napędowym zużycia i uszkodzenia mechaniczne mogą występować w następujących jego elementach i zespołach:

- silnik trakcyjny,
- przekładnia osiowa,
- układ oparcia lub zawieszenia silnika i przekładni,
- układ przeniesienia napędu (wały dążone lub przegubowe, sprzęgła elastyczne itp.).

W silnikach trakcyjnych najczęściej występują zużycia i uszkodzenia łożysk tocznych powodujące niewyrównoważenie wirników i będące źródłem dodatkowych drgań o zmiennej częstotliwości i amplitudzie.

Dla przekładni osiowych uszkodzenia i zużycia dotyczą przede wszystkim kół zębatach oraz ich osadzenia na osi lub wałach pośrednich. Zaliczamy do nich zmianę zarysu zębów, odkształcenia plastyczne uzębienia, pęknięcia tarcz kół i obudowy przekładni oraz luzowanie się kół.

W układach oparcia i zawieszenia oraz przeniesienia napędu występują elementy już wcześniej opisane a więc łożyska toczne (rzadziej ślizgowe), elementy sprężyste (najczęściej gumowo-metalowe). Ich typowe zużycie i uszkodzenia są więc podobne.

Sygnały wibroakustyczne odbierane na styku koła z szyną dla uszkodzeń elementu i zespołu układu napędowego są znacznie zniekształcone przez inne rodzaje uszkodzeń i zużyć usprężynowania I stopnia, oparcia nadwozia na wózkach a zwłaszcza zestawu kołowego.

Celowym więc jest ograniczenie się do częściowej oceny układu biegowego za pomocą sygnałów wibroakustycznych odbieranych na styku koło – szyna przynajmniej dla zużyć i uszkodzeń zestawów kołowych, usprężynowania I stopnia i prowadzenia zestawów kołowych w ramie wózka. One to i ich stan mają podstawowe znaczenie dla bezpieczeństwa ruchu pojazdu.

4. UNIWERSALNY MODEL MATEMATYCZNY POJAZDU SZYNOWEGO

Badania są częścią składową procesu prawidłowego doboru parametrów konstrukcyjnych pojazdów szynowych, w tym również układów biegowych.

Ogólnie badania dzielimy na stacjonarne (modelowe – matematyczne, fizyczne lub stanowiskowe) oraz ruchowe (w założonych warunkach i normalnej eksploatacji).

Modelowanie matematyczne przeprowadzane za pomocą maszyn matematycznych ma tą zaletę, że daje możliwość zmian wielu parametrów w bardzo szerokim zakresie, przy wykorzystaniu środków technicznych, wadą natomiast zależność czynników od uzyskanej wierności matematycznej opisu zjawisk.

Modelowanie fizyczne polega na badaniu modeli pojazdów lub ich zespołów i elementów wykonanych w różnej skali.

Badania stanowiskowe, poprzedzone często badaniami modelowymi, wykonywane są na specjalnie budowanych stanowiskach badawczych z wykorzystaniem aparatury kontrolno-pomiarowej. Pozwalają one na określenie wielu charakterystyk dynamicznych całego pojazdu, jego zespołów lub elementów oraz poznanie (w miarę dokładne) pracy poszczególnych układów np. przy określonym obciążeniu i wymuszeniu.

Badania ruchowe umożliwiają określenie działania pojazdów i ich zespołów w warunkach zbliżonych do naturalnych.

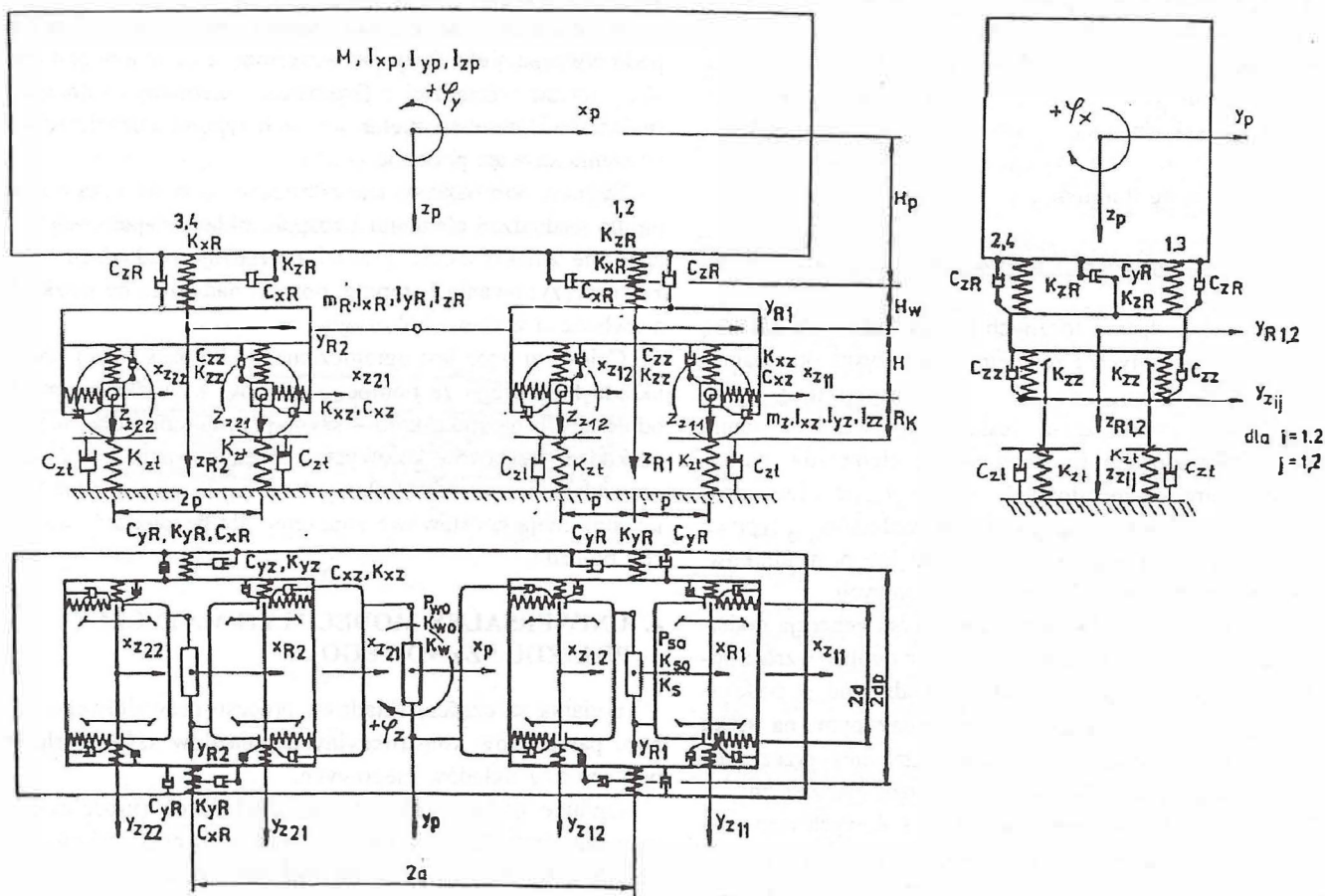
Na podstawie badań stanowiskowych i ruchowych można w zasadzie ocenić najważniejsze charakterystyki techniczne badanego pojazdu.

Zazwyczaj badanie pojazdów lub ich zespołów prowadzone są w następującym cyklu [7]:

- badania analityczne,
- badania modelowe,
- badania stanowiskowe,
- badania ruchowe,
- badania eksploatacyjne oraz poeksploatacyjne.

Z punktu widzenia oceny stanu technicznego układów biegowych pojazdów szynowych, w tym również za pomocą sygnałów wibroakustycznych, najważniejsze będą badania modelowe na modelach matematycznych oraz badania stanowiskowe prowadzone na specjalnie przygotowanym odcinku toru.

Dla pierwszego cyklu stworzony więc został model zastępczy przedstawiony na rys. 11 służący do szczegółowych analiz matematycznych.



Rys. 11. Model zastępczy pojazdu czteroosiowego.

Najważniejsze oznaczenia zaprezentowane na rysunku modelu pojazdu przedstawiają się następująco:

M	— masa nadwozia,
m_R	— masa ramy wózka,
m_Z	— masa zestawu kołowego,
I_{xp}, I_{yp}, I_{zp}	— masowe momenty bezwładności nadwozia względem głównych centralnych osi bezwładności,
I_{xR}, I_{yR}, I_{zR}	— masowe momenty bezwładności ramy względem głównych centralnych osi bezwładności,
I_{xZ}, I_{yZ}, I_{zZ}	— masowe momenty bezwładności zestawu kołowego względem głównych centralnych osi bezwładności,
K_{xR}, K_{yR}, K_{zR}	— zastępcza sztywność oparcia nadwozia na ramie wózka przypadająca na stronę wózka,
K_{xZ}, K_{yZ}, K_{zZ}	— zastępcza sztywność prowadzenia zestawów kołowych w ramie wózka przypadająca na jedno łożysko,
C_{xR}, C_{yR}, C_{zR}	— zastępcze współczynniki tłumienia oparcia nadwozia na ramie wózka przypadające na stronę wózka,
C_{xZ}, C_{yZ}, C_{zZ}	— zastępcze współczynniki tłumienia w prowadzeniu zestawów kołowych w ramie wózka przypadające na jedno łożysko osiowe,
K_{xt}, K_{yt}, K_{zt}	— zastępcza sztywność toru,
C_{xt}, C_{yt}, C_{zt}	— zastępcze współczynniki tłumienia toru,
a	— połowa bazy pojazdu,
p	— połowa bazy wózka (rozstaw między zestawami kołowymi),
d	— połowa rozstawu poprzecznego elementów (tłumiki, sprężyny, itp.) usprężynowania ramy wózka na zestawach kołowych,
d_p	— połowa rozstawu poprzecznego elementów (tłumiki, sprężyny, itp.) usprężynowania nadwozia na ramie wózka,
H_p	— odległość środka ciężkości nadwozia od środka oparcia nadwozia na ramie wózka,
H_w	— odległość środka ciężkości ramy wózka od środka oparcia nadwozia na ramie wózka,
H	— odległość środka ciężkości ramy wózka od środka ciężkości zestawu kołowego,
R_k	— promień okręgu tocznego koła.

Równania drgań wyprowadzono metodą sił polegającą na wyrażeniu niezależnych uogólnionych przemieszczeń mas

układu przez siły działające na układ. Zastosowano tu zasadę superpozycji wychyleń. Oznacza to, że przemieszczenia uogólnione poszczególnych mas układu można przedstawić jako sumę przemieszczeń składowych, z których każde wynikało na skutek działania jednej z sił przyłożonych do układu [2].

Siły działające na układ są siłami pochodzącymi od bezwładności, sprężystości, tłumienia oraz tarcia między kołami a szynami.

4.1. Siły uogólnione działające na zestaw kołowy

Źródłem sił prowadzących pojazd w torze są siły styczne $T_{xij}^{p,l}$, $T_{yij}^{p,l}$, $T_{zij}^{p,l}$, moment tarcia $M_{zij}^{p,l}$ występujące w czasie ruchu pojazdu na skutek poślizgu kół po szynach oraz siły normalne $N_{ij}^{p,l}$ wynikające z obciążenia pionowego zestawu kołowego.

Składowe siły stycznych oraz siły normalnych działające na każde koło zestawu wyznacza się w zależności od wielkości poślizgu, parametrów geometrycznych profili koła i szyny oraz z ich właściwości materiałowych. Wartość sił działających na zestaw kołowy, zmienna w czasie ruchu (zależna od przemieszczenia poprzecznego zestawu kołowego w torze), wyznaczana jest za pomocą profesjonalnych programów.

Ostateczne zależności na siły uogólnione zredukowane do środków ciężkości j-tych zestawów kołowych i-tych wózków mają następującą postać:

$$\begin{aligned}
 P_{xij} &= -T_{xij}^p - T_{xij}^l, \\
 P_{yij} &= -T_{yij}^p - T_{yij}^l + N_{ij}^p \sin \gamma_{ij}^p - N_{ij}^l \sin \gamma_{ij}^l - H_{ij}, \\
 P_{zij} &= -T_{zij}^p - T_{zij}^l - N_{ij}^p \cos \gamma_{ij}^p - N_{ij}^l \cos \gamma_{ij}^l + m_{zij} g, \\
 M_{xij} &= (T_{zij}^p - T_{zij}^l + N_{ij}^p \cos \gamma_{ij}^p - N_{ij}^l \cos \gamma_{ij}^l) s + \\
 &\quad + (T_{yij}^p - N_{ij}^p \sin \gamma_{ij}^p) (R_{kij}^p - s \beta_{ij}) + \\
 &\quad + (T_{yij}^l + N_{ij}^l \sin \gamma_{ij}^l) (R_{kij}^l + s \beta_{ij}), \\
 M_{yij} &= T_{xij}^p (R_{kij}^p + s \beta_{ij}) + T_{xij}^l (R_{kij}^l + s \beta_{ij}), \\
 M_{zij} &= (T_{xij}^l - T_{xij}^p) s - M_{zij}^p - M_{zij}^l,
 \end{aligned}$$

gdzie:

$$R_{kij}^{l,p} = R_k + \Delta R_{kij}^{l,p}, \quad i = 1, 2, \quad j = 1, 2,$$

$$\beta_{ij} = \frac{1}{2s} [h_p - (\Delta R_{kij}^l - \Delta R_{kij}^p)],$$

$$N_{ij}^{l,p} = Q_{ij}^{l,p} / \cos \gamma_{ij}^{l,p},$$

$Q_{ij}^{l,p}$ — obciążenie pionowe koła lewego i prawego j-tego zestawu kołowego i-tego wózka na szynę [N],
 $T_{xij}^{l,p}$, $T_{yij}^{l,p}$, $T_{zij}^{l,p}$ — składowe siły tarcia działających na styku koła lewego i prawego j-tego zestawu kołowego i-tego wózka na szynę [N],
 H_{ij} — siła odśrodkowa działająca na j-ty zestaw kołowy i-tego wózka [N],

- $N_{ij}^{l,p}$ — siła normalna w punkcie styku koła lewego i prawego j-tego zestawu kołowego i-tego wózka [N],
- $M_{z_{ij}}^{l,p}$ — składowe momentów wiertnych działających na styku koła lewego i prawego z szyną j-tego zestawu kołowego i-tego wózka [Nm],
- $m_{z_{ij}}$ — masa j-tego zestawu kołowego i-tego wózka [kg],
- $R_{kij}^{l,p}$ — chwilowy promień okręgu tocznego lewego i prawego koła j-tego zestawu kołowego i-tego wózka [m],
- $\Delta R_{kij}^{l,p}$ — chwilowy przyrost promienia okręgu tocznego lewego i prawego koła j-tego zestawu kołowego i-tego wózka [m],
- R_k — średni promień okręgu tocznego koła [m],
- s — połowa rozstawu kręgów tocznych zestawu kołowego [m],
- v — prędkość jazdy pojazdu [m/s],
- $\gamma_{ij}^{l,p}$ — kąt pomiędzy płaszczyzną styczną w punkcie styku koła z szyną a płaszczyzną poziomą dla lewego i prawego koła j-tego zestawu kołowego i-tego wózka.

4.2. Równania ruchu modelu pojazdu

Opisu ruchu modelu pojazdu dokonano posługując się układem współrzędnych prostokątnych, a położenie poszczególnych elementów modelu określają następujące współrzędne uogólnione:

$x_p, y_p, z_p, \varphi_{xp}, \varphi_{yp}, \varphi_{zp}$
— dla nadwozia,

$x_{Ri}, y_{Ri}, z_{Ri}, \varphi_{xRi}, \varphi_{yRi}, \varphi_{zRi}$
— dla i-tego wózka,

$x_{zij}, y_{zij}, z_{zij}, \varphi_{xij}, \varphi_{yij}, \varphi_{zij}$
— dla j-tego zestawu i-tego wózka,

Ostateczne zależności dla modelu pojazdu czteroosiowego z dwoma wózkami dwuosiowymi przedstawiają się następująco [2,3]:

Nadwozie

$$\begin{aligned} & -M\ddot{x}_p + \\ & - (4C_{xR} + C_{xl})\dot{x}_p - 4C_{xR}H_p\dot{\varphi}_{yp} + 2C_{xR}\dot{x}_{R1} + \\ & - 2H_wC_{xR}\dot{\varphi}_{yR1} + 2C_{xR}\dot{x}_{R2} - 2H_wC_{xR}\dot{\varphi}_{yR2} + \\ & - (4K_{xR} + K_{xl})x_p - 4K_{xR}H_p\varphi_{yp} + 2K_{xR}x_{R1} + \\ & - 2H_wK_{xR}\varphi_{yR1} + 2K_{xR}x_{R2} - 2H_wK_{xR}\varphi_{yR2} = 0 \\ & -M\ddot{y}_p + \\ & - 4C_{yR}\dot{y}_p + 4C_{yR}H_p\dot{\varphi}_{xp} + 2C_{yR}\dot{y}_{R1} + \\ & + 2H_wC_{yR}\dot{\varphi}_{xR1} + 2C_{yR}\dot{y}_{R2} + 2H_wC_{yR}\dot{\varphi}_{xR2} + \\ & - 4K_{xR}y_p + 4K_{yR}H_p\varphi_{xp} + 2K_{yR}y_{R1} + \\ & + 2H_wK_{yR}\varphi_{xR1} + 2K_{yR}y_{R2} + 2H_wK_{yR}\varphi_{xR2} = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & -M\ddot{z}_p - 4C_{zR}\dot{z}_p + 2C_{zR}\dot{z}_{R2} + 2C_{zR}\dot{z}_{R2} + \\ & - 4K_{zR}z_p + 2K_{zR}z_{R1} + 2K_{zR}z_{R2} = 0 \\ & -I_{xp}\ddot{\varphi}_{xp} + \\ & + 4H_pC_{yR}\dot{y}_p - 4(H_p^2C_{yR} + d_p^2C_{zR})\dot{\varphi}_{xp} + \\ & - 2H_pC_{yR}\dot{y}_{xR1} + 2(d_p^2C_{zR} - H_pH_wC_{yR})\dot{\varphi}_{xR1} + \\ & - 2H_pC_{yR}\dot{y}_{R2} - 2(d_p^2C_{zR} + H_pH_wC_{yR})\dot{\varphi}_{xR2} + \\ & + 4H_pK_{xR}y_p - 4(H_p^2K_{yR} + d_p^2K_{zR})\varphi_{xp} + \\ & - 2H_pK_{yR}y_{R1} + 2(d_p^2K_{zR} - H_pH_wK_{yR})\varphi_{xR1} + \\ & - 2H_pK_{yR}y_{R2} + 2(d_p^2K_{zR} - H_pH_wK_{yR})\varphi_{xR2} = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & -I_{yp}\ddot{\varphi}_{yp} + \\ & - 4H_pC_{xR}\dot{x}_p - 4(H_p^2C_{xR} + d_p^2C_{zR})\dot{\varphi}_{yp} + \\ & + 2H_pC_{xR}\dot{x}_{R1} - 2aC_{zR}\dot{z}_{R1} - 2H_pH_wC_{xR}\dot{\varphi}_{yR1} + \\ & + 2H_pC_{xR}\dot{x}_{R2} - 2aC_{zR}\dot{z}_{R2} - 2H_pH_wC_{xR}\dot{\varphi}_{yR2} + \\ & - 4H_pK_{xR}x_p - 4(H_p^2K_{xR} + a^2K_{zR})\varphi_{yp} + \\ & + 2H_pK_{xR}x_{R1} - 2aK_{zR}z_{R1} - 2H_pH_wK_{xR}\varphi_{yR1} + \\ & + 2H_pK_{xR}x_{R2} + 2aK_{zR}z_{R2} - 2H_pH_wK_{xR}\varphi_{yR2} = 0 \\ & -I_{zp}\ddot{\varphi}_{zp} + \\ & - 4(a^2C_{yR} + d_p^2C_{xR})\dot{\varphi}_{zp} + 2aC_{yR}\dot{y}_{R1} + 2d_p^2C_{xR}\dot{\varphi}_{zR1} + \\ & + 2aH_wC_{yR}\dot{\varphi}_{xR1} - 2aC_{yR}\dot{y}_{R2} + \\ & + 2d_p^2C_{xR}\dot{\varphi}_{zR2} - 2aH_wC_{yR}\dot{\varphi}_{xR2} + \\ & - 4(a^2K_{yR} + 4d_p^2K_{xR})\varphi_{zp} + 2aK_{yR}y_{R1} + 2aH_wK_{yR}\varphi_{xR1} + \\ & + 2d_p^2K_{xR}\varphi_{zR1} - 2aK_{yR}y_{R2} + \\ & - 2aH_wK_{yR}\varphi_{xR2} + 2d_p^2K_{xR}\varphi_{zR2} = 0 \end{aligned}$$

Wózek I

$$\begin{aligned} & -m_w\ddot{x}_{R1} + \\ & + 2C_{xR}\dot{x}_p + 2H_pC_{xR}\dot{\varphi}_{yp} - 2(C_{xR} + 2C_{xz})\dot{x}_{R1} + \\ & + 2(H_wC_{xR} - 2H_wC_{xz})\dot{\varphi}_{yR1} + 2C_{xz}\dot{x}_{z11} + 2C_{xz}\dot{x}_{z12} + \\ & + 2K_{xR}x_p + 2H_pK_{xR}\varphi_{yp} - 2(K_{xR} + 2K_{xz})x_{R1} + \\ & + 2(H_wK_{xR} - 2HK_{xz})\varphi_{yR1} + 2K_{xz}x_{z11} + 2K_{xz}x_{z12} = 0 \\ & -m_w\ddot{y}_{R1} + \\ & + 2C_{yR}\dot{y}_p - 2H_pC_{yR}\dot{\varphi}_{xp} - 2aC_{yR}\dot{\varphi}_{zp} + \\ & - 2(C_{yR} + 2C_{yz} + C_w)\dot{y}_{R1} + \\ & + 2(2H_wC_{yz} - H_wC_{yR})\dot{\varphi}_{xR1} + aC_w\dot{\varphi}_{zR1} + C_w\dot{y}_{R2} + \\ & + aC_w\dot{\varphi}_{R2} + 2C_{yz}\dot{y}_{z11} + 2C_{yz}\dot{y}_{z12} + \\ & + 2K_{yR}y_p - 2H_pK_{yR}\varphi_{xp} - 2aK_{yR}\varphi_{zp} - 2(K_{yR} + 2K_{yz} + K_w)y_{R1} + \\ & + 2(2H_wK_{yz} - H_wK_{yR})\varphi_{xR1} + aK_w\varphi_{zR1} + K_wy_{R2} + aK_w \\ & \varphi_{zR2} + 2K_{yz}y_{z11} + 2K_{yz}y_{z12} = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -m_w \ddot{z}_{R1} + \\
& + 2C_{zR} \dot{z}_p - 2C_{zR} a \dot{\varphi}_{yp} - 2(C_{zR} + 2C_{zz}) \dot{z}_{R1} + \\
& + 2C_{zz} \dot{z}_{z11} + 2C_{zz} \dot{z}_{z12} + \\
& + 2K_{zR} z_p - 2K_{zR} a \varphi_{yp} - 2(K_{zR} + 2K_{zz}) z_{R1} + 2K_{zz} z_{z11} + \\
& + 2K_{zz} z_{z12} = 0 \\
& - I_{xR} \ddot{\varphi}_{xR1} + \\
& + 2H_w C_{yR} \dot{y}_p + 2(d_p^2 C_{zR} - H_w H_p C_{yR}) \dot{\varphi}_{xp} + \\
& + 2H_w a C_{yR} \dot{\varphi}_{zp} - 2(H_w C_{yR} - 2H C_{yz}) \dot{y}_{R1} + \\
& - 2(d_p^2 C_{zR} + H_w^2 C_{yR} + 2d^2 C_{zz} + H^2 C_{yz}) \dot{\varphi}_{xR1} + \\
& + 2H C_{yz} \dot{y}_{z11} + 2d^2 C_{zz} \dot{\varphi}_{11} - 2H C_{yz} \dot{y}_{z12} + 2d^2 C_{zz} \dot{\varphi}_{11} + \\
& + 2H_w K_{yR} y_p + 2(d_p^2 K_{zR} - H_w H_p K_{yR}) \varphi_{xp} + \\
& + 2H_w a K_{yR} \varphi_{zp} - 2(H_w K_{yR} - 2H K_{yz}) y_{R1} + \\
& - 2(d_p^2 K_{zR} + H_w^2 K_{yR} + 2d^2 K_{zz} + 2H^2 K_{yz}) \varphi_{xR1} + \\
& - 2H K_{yz} y_{z11} + 2d^2 K_{zz} \varphi_{11} - 2H K_{yz} y_{z12} + \\
& + 2d^2 K_{zz} \varphi_{11} = 0 \\
& - I_{yR} \ddot{\varphi}_{yR1} + \\
& - 2H_w C_{xR} \dot{x}_p + 2H_w H_p C_{xR} \dot{\varphi}_{yp} + 2(H_w C_{xR} - H C_{xz}) \dot{x}_{R1} + \\
& - 2(H_w^2 C_{xR} + 2p^2 C_{zz} + 2H^2 C_{xz}) \dot{\varphi}_{yR1} + \\
& - 2H C_{xz} \dot{x}_{z11} + 2p C_{zz} \dot{z}_{z11} + 2H C_{xz} \dot{x}_{z12} + 2p C_{zz} \dot{z}_{z12} + \\
& + 2H_w K_{xR} x_p - 2H_w H_p K_{zR} \varphi_{yp} + 2(H_w K_{xR} - H K_{xz}) x_{R1} + \\
& - 2(H_w^2 K_{xR} + 2p^2 K_{zz} + 2H^2 K_{xz}) \varphi_{yR1} + \\
& + 2H K_{xz} x_{z11} + 2p K_{zz} z_{z11} + 2H K_{xz} x_{z12} + 2p K_{zz} z_{z12} = 0 \\
& - I_z \ddot{\varphi}_{z1} + \\
& - 2H_w C_{xR} \dot{x}_p + 2d_p^2 C_{xR} \dot{\varphi}_{zp} + a C_w \dot{y}_{R1} + \\
& - 2(d_p^2 C_{xR} + 2d^2 C_{zx} + 2p^2 C_w) \dot{\varphi}_{zR1} - a C_w \dot{y}_{R2} + \\
& - a^2 C_w \dot{\varphi}_{zR2} + 2p C_{yz} \dot{y}_{z11} + 2d^2 C_{xz} \dot{\varphi}_{z11} - 2p C_{yz} \dot{y}_{z12} + \\
& + 2d^2 C_{xz} \dot{\varphi}_{z12} + \\
& + 2H_w K_{xR} x_p + 2d_p^2 K_{xR} \varphi_{zp} + a K_{yR1} - 2(d_p^2 K_{xR} + \\
& + 2d^2 K_{zx} + 2p^2 K_{yz} + a^2 K_w) \varphi_{zR1} - a K_w y_{R2} + \\
& - a^2 K_w \varphi_{zR2} + 2p K_{yz} y_{z11} + 2d^2 K_{xz} \varphi_{z11} - 2p K_{yz} y_{z12} + \\
& + 2d^2 K_{xz} \varphi_{z12} = 0
\end{aligned}$$

Wózek II

$$\begin{aligned}
& -m_w \ddot{x}_{R2} + \\
& + 2C_{xR} \dot{x}_p + 2H_p C_{xR} \dot{\varphi}_{yp} - 2(C_{xR} + 2C_{xz}) \dot{x}_{R2} + \\
& + 2(H_w C_{xR} - 2H C_{xz}) \dot{\varphi}_{yR2} + 2C_{xz} \dot{x}_{z21} + 2C_{xz} \dot{x}_{z22} + \\
& + 2K_{xR} x_p + 2H_p K_{xR} \varphi_{yp} - 2(K_{xR} + 2K_{xz}) x_{R2} + \\
& + 2(H_w K_{xR} - 2H K_{xz}) \varphi_{yR2} + 2K_{xz} x_{z21} + 2K_{xz} x_{z22} = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -m_w \ddot{y}_{R2} + \\
& + 2C_{yR} \dot{y}_p - 2H_p C_{yR} \dot{\varphi}_{xp} - 2a C_{yR} \dot{\varphi}_{zp} + C_w \dot{y}_{R1} + \\
& - a C_w \dot{\varphi}_{zR1} - (2C_{yR} + 4C_{yz} - C_w) \dot{y}_{R2} + \\
& + 2(2H C_{yz} - H_w C_{yR}) \dot{\varphi}_{xR2} - a C_w \dot{\varphi}_{zR2} + C_{yz} \dot{y}_{z21} + \\
& + 2C_{yz} \dot{y}_{z22} + \\
& + 2K_{yR} y_p - 2H_p K_{yR} \varphi_{xp} - 2a K_{yR} \varphi_{zp} + K_w y_{R1} + \\
& - a K_w \varphi_{zR1} - (2K_{yR} + 4K_{yz} - K_w) y_{R2} + \\
& + 2(2H K_{yz} - H_w K_{yR}) \varphi_{xR2} - a K_w \varphi_{zR2} + 2K_{yz} y_{z21} + \\
& + 2K_{yz} y_{z22} = 0 \\
& -m_w \ddot{z}_{R2} + \\
& + 2C_{zR} \dot{z}_p + 2C_{zR} a \dot{\varphi}_{yp} - 2(C_{zR} + 2C_{zz}) \dot{z}_{R2} + 2C_{zz} \dot{z}_{z21} + \\
& + 2C_{zz} \dot{z}_{z22} + \\
& + 2K_{zR} z_p + 2K_{zR} a \varphi_{yp} - 2(K_{zR} + 2K_{zz}) z_{R2} + 2K_{zz} z_{z21} + \\
& + 2K_{zz} z_{z22} = 0 \\
& - I_{xR} \ddot{\varphi}_{xR2} + \\
& + 2H_w C_{yR} \dot{y}_p + 2(d_p^2 C_{zR} - H_w H_p C_{yR}) \dot{\varphi}_{xp} + \\
& - 2H_w a C_{yR} \dot{\varphi}_{zp} - 2(H_w C_{yR} - 2H C_{yz}) \dot{y}_{R2} + \\
& - 2(d_p^2 C_{zR} + H_w^2 C_{yR} + 2d^2 C_{zz} + H^2 C_{yz}) \dot{\varphi}_{xR2} + \\
& - 2H C_{yz} \dot{y}_{z21} + 2d^2 C_{zz} \dot{\varphi}_{x21} - 2H C_{yz} \dot{y}_{z22} + 2d^2 C_{zz} \dot{\varphi}_{x22} + \\
& + 2H_w K_{yR} y_p + 2(d_p^2 K_{zR} - H_w H_p K_{yR}) \varphi_{xp} + \\
& - 2H_w a K_{yR} \varphi_{zp} - 2(H_w K_{yR} - 2H K_{yz}) y_{R2} + \\
& - 2(d_p^2 K_{zR} + H_w^2 K_{yR} + 2d^2 K_{zz} + 2H^2 K_{yz}) \varphi_{xR2} + \\
& - 2H K_{yz} y_{z21} + 2d^2 K_{zz} \varphi_{x21} - 2H K_{yz} y_{z22} + \\
& + 2d^2 K_{zz} \varphi_{x22} = 0 \\
& - I_{yR} \ddot{\varphi}_{yR2} + \\
& - 2H_w C_{xR} \dot{x}_p + 2H_w H_p C_{xR} \dot{\varphi}_{yp} + 2(H_w C_{xR} - 2H C_{xz}) \dot{x}_{R2} + \\
& - 2(H_w^2 C_{xR} + 2p^2 C_{zz} + 2H^2 C_{xz}) \dot{\varphi}_{yR2} + \\
& - 2H C_{xz} \dot{x}_{z21} + 2p C_{zz} \dot{z}_{z21} + 2H C_{xz} \dot{x}_{z22} + 2p C_{zz} \dot{z}_{z22} + \\
& + 2H_w K_{xR} x_p - 2H_w H_p K_{zR} \varphi_{yp} + 2(H_w K_{xR} - 2H K_{xz}) x_{R2} + \\
& - 2(H_w^2 K_{xR} + 2p^2 K_{zz} + 2H^2 K_{xz}) \varphi_{yR2} + \\
& + 2H K_{xz} x_{z21} + 2p K_{zz} z_{z21} + 2H K_{xz} x_{z22} + 2p K_{zz} z_{z22} = 0 \\
& - I_{zR} \ddot{\varphi}_{zR2} + \\
& + 2d_p^2 C_{xR} \dot{\varphi}_{zp} + a C_w \dot{y}_{R1} - a^2 C_w \dot{\varphi}_{zR1} + \\
& - 2(d_p^2 C_{xR} + 2d^2 C_{zx} + 2p^2 C_{yz} + 0,5C_w) \dot{\varphi}_{zR2} - a C_w \dot{y}_{R2} + \\
& + 2p C_{yz} \dot{y}_{z21} + 2d^2 C_{xz} \dot{\varphi}_{z21} - 2p C_{yz} \dot{y}_{z22} + 2d^2 C_{xz} \dot{\varphi}_{z22} + \\
& + 2d_p^2 K_{xR} \varphi_{zp} + a K_w y_{R1} - a^2 K_w \varphi_{zR1} + \\
& - 2(d_p^2 K_{xR} + 2d^2 K_{zx} + 2p^2 K_{yz} + 0,5aK_w) \varphi_{zR2} - a K_w y_{R2} + \\
& + 2p K_{yz} y_{z21} + 2d^2 K_{xz} \varphi_{z21} - 2p K_{yz} y_{z22} + 2d^2 K_{xz} \varphi_{z22} = 0
\end{aligned}$$

Zestawy kołowe

Wózek I zestaw kołowy I

$$-m_z \ddot{x}_{z11} + 2C_{xz} \dot{x}_{R1} + 2H C_{xz} \dot{\varphi}_{yR1} - 2C_{xz} \dot{x}_{z11} + 2K_{xz} x_{R1} + 2H K_{xz} \varphi_{yR1} - 2K_{xz} x_{z11} = P_{x11}$$

$$\begin{aligned} & -m_z \ddot{y}_{z11} + \\ & + 2C_{yz} \dot{y}_{R1} - 2H C_{yz} \dot{\varphi}_{xR1} + 2p C_{yz} \dot{\varphi}_{zR1} - 2C_{yz} \dot{y}_{z11} + \\ & + (2C_{yt} - C_s) \dot{y}_{z11} + \\ & + 2R_k C_{yt} \dot{\varphi}_{x11} + C_p p \dot{\varphi}_{z11} + C_s \dot{y}_{z12} + C_s p \dot{\varphi}_{z12} + \\ & + 2K_{yz} y_{R1} - 2H K_{yz} \varphi_{xR1} + 2p K_{yz} \varphi_{zR1} - 2K_{yz} y_{z11} + \\ & + (2K_{yt} - 4K_s) y_{z11} + \\ & + 2R_k K_{yt} \varphi_{x11} + K_s \varphi_{z11} + K_s y_{z12} + K_s p \varphi_{z12} = P_{y11} \end{aligned}$$

$$-m_z \ddot{z}_{z11} + 2C_{zz} \dot{z}_{R1} - 2p C_{zz} \dot{\varphi}_{yR1} - 2C_{zz} \dot{z}_{z11} + 2K_{zz} z_{R1} - 2p K_{zz} \varphi_{yR1} - 2(K_{zz} + K_{zt}) z_{z11} = P_{z11}$$

$$\begin{aligned} & -I_{xz} \ddot{\varphi}_{x11} + \\ & + 2d^2 C_{zz} \dot{\varphi}_{xR1} + 2C_{yt} R_k \dot{y}_{z11} - 2C_{zt} d^2 \dot{z}_{z11} + \\ & - 2d^2 (C_{zz} + C_{zt}) \dot{\varphi}_{x11} + \\ & + 2d^2 K_{zz} \varphi_{xR1} + 2K_{yt} R_k y_{z11} - 2K_{zt} d^2 z_{z11} + \\ & - 2d^2 (K_{zz} + K_{zt}) \varphi_{x11} = M_{x11} \end{aligned}$$

$$-I_{yz} \ddot{\varphi}_{y11} = M_{y11}$$

$$\begin{aligned} & -I_{xz} \ddot{\varphi}_{z11} + \\ & + 2d^2 C_{xz} \dot{\varphi}_{zR1} + C_s \dot{y}_{z11} - (p^2 C_s + 2d^2 C_{xz}) \dot{\varphi}_{z11} + \\ & - p C_s \dot{y}_{z12} - p^2 C_s \dot{\varphi}_{z12} + \\ & + 2d^2 K_{xz} \varphi_{zR1} + K_s y_{z11} - (p^2 K_s + 2d^2 K_{xz}) \varphi_{z11} + \\ & - p K_s y_{z12} - p^2 K_s \varphi_{z12} = M_{z11} \end{aligned}$$

Wózek I zestaw kołowy II

$$-m_z \ddot{x}_{z12} + 2C_{xz} \dot{x}_{R1} + 2H C_{xz} \dot{\varphi}_{yR1} - 2C_{xz} \dot{x}_{z12} + 2K_{xz} x_{R1} + 2H K_{xz} \varphi_{yR1} - 2K_{xz} x_{z12} = P_{x12}$$

$$\begin{aligned} & -m_z \ddot{y}_{z12} + \\ & + 2C_{yz} \dot{y}_{R1} - 2H C_{yz} \dot{\varphi}_{xR1} - 2p C_{yz} \dot{\varphi}_{zR1} + C_s \dot{y}_{z11} + \\ & - C_s p \dot{\varphi}_{z11} - (2C_{yz} + 2C_{yt} + C_s) \dot{y}_{z12} + \\ & + 2R_k C_{yt} \dot{\varphi}_{x12} - C_s p \dot{\varphi}_{z12} + \\ & + 2K_{yz} y_{R1} - 2H K_{yz} \varphi_{xR1} - 2p K_{yz} \varphi_{zR1} + K_s y_{z11} + \\ & - K_s p \varphi_{z11} - (2K_{yz} + 2K_{yt} + K_s) y_{z12} + \\ & + 2R_k K_{yt} \varphi_{x12} - K_s p \varphi_{z12} = P_{y12} \end{aligned}$$

$$-m_z \ddot{z}_{z12} + 2C_{zz} \dot{z}_{R1} + 2p C_{zz} \dot{\varphi}_{yR1} - 2(C_{zz} + C_{zt}) \dot{z}_{z12} + 2K_{zz} z_{R1} + 2p K_{zz} \varphi_{yR1} - 2(K_{zz} + K_{zt}) z_{z12} = P_{z12}$$

$$\begin{aligned} & -I_{xz} \ddot{\varphi}_{x12} + \\ & + 2d^2 C_{zz} \dot{\varphi}_{xR1} + 2C_{yt} R_k \dot{y}_{z12} - 2d^2 (C_{zz} + C_{zt}) \dot{\varphi}_{x12} + \\ & + 2d^2 K_{zz} \varphi_{xR1} + 2K_{yt} R_k y_{z12} - 2d^2 (K_{zz} + K_{zt}) \varphi_{x12} = M_{x12} \end{aligned}$$

$$-I_{yz} \ddot{\varphi}_{y12} = M_{y12}$$

$$\begin{aligned} & -I_{xz} \ddot{\varphi}_{z12} + \\ & + 2d^2 C_{xz} \dot{\varphi}_{zR1} + p C_s \dot{y}_{z11} - p^2 C_s \dot{\varphi}_{z11} - p C_s \dot{y}_{z12} + \\ & - (2d C_{xz} + p^2 C_s) \dot{\varphi}_{z12} + \\ & + 2d^2 K_{xz} \varphi_{zR1} + p K_s y_{z11} - p^2 K_s \varphi_{z11} - p K_s y_{z12} + \\ & - (2d^2 K_{xz} + p^2 K_s) \varphi_{z12} = M_{z12} \end{aligned}$$

Wózek II zestaw kołowy I

$$-m_z \ddot{x}_{z21} + 2C_{xz} \dot{x}_{R2} + 2H C_{xz} \dot{\varphi}_{yR2} - 2C_{xz} \dot{x}_{z21} + 2K_{xz} x_{R2} + 2H K_{xz} \varphi_{yR2} - 2K_{xz} x_{z21} = P_{x21}$$

$$\begin{aligned} & -m_z \ddot{y}_{z21} + \\ & + 2C_{yz} \dot{y}_{R2} - 2H C_{yz} \dot{\varphi}_{xR2} + 2p C_{yz} \dot{\varphi}_{zR2} - 2C_{yz} \dot{y}_{z21} + \\ & + (2C_{yt} - C_s) \dot{y}_{z21} + \\ & + 2R_k C_{yt} \dot{\varphi}_{x21} + p C_s \dot{\varphi}_{z21} + C_s \dot{y}_{z22} + p C_s \dot{\varphi}_{z22} + \\ & + 2K_{yz} y_{R2} - 2H K_{yz} \varphi_{xR2} + 2p K_{yz} \varphi_{zR2} - 2K_{yz} y_{z21} + \\ & + (2K_{yt} - K_s) y_{z21} + \\ & + 2R_k K_{yt} \varphi_{x21} + p K_s \varphi_{z21} + K_s y_{z22} + p K_s \varphi_{z22} = P_{y21} \end{aligned}$$

$$-m_z \ddot{z}_{z21} + 2C_{zz} \dot{z}_{R2} - 2p C_{zz} \dot{\varphi}_{yR2} - 2C_{zz} \dot{z}_{z21} + 2K_{zz} z_{R2} - 2p K_{zz} \varphi_{yR2} - 2(K_{zz} + K_{zt}) z_{z21} = P_{z21}$$

$$\begin{aligned} & -I_{xz} \ddot{\varphi}_{x21} + \\ & + 2d^2 C_{zz} \dot{\varphi}_{xR2} + 2C_{yt} R_k \dot{y}_{z21} - 2C_{zt} d^2 \dot{z}_{z21} + \\ & - 2d^2 (C_{zz} + C_{zt}) \dot{\varphi}_{x21} + \\ & + 2d^2 K_{zz} \varphi_{xR2} + 2K_{yt} R_k y_{z21} - 2K_{zt} d^2 z_{z21} + \\ & - 2d^2 (K_{zz} + K_{zt}) \varphi_{x21} = M_{x21} \end{aligned}$$

$$-I_{yz} \ddot{\varphi}_{y21} = M_{y21}$$

$$\begin{aligned} & -I_{xz} \ddot{\varphi}_{z21} + \\ & + 2d^2 C_{xz} \dot{\varphi}_{zR2} + C_s \dot{y}_{z21} - (p^2 C_{yt} + 2d^2 C_{xz}) \dot{\varphi}_{z21} + \\ & - p C_s \dot{y}_{z22} - p^2 C_s \dot{\varphi}_{z22} + \\ & + 2d^2 K_{xz} \varphi_{zR2} + K_s y_{z21} - (p^2 K_{yt} + 2d^2 K_{xz}) \varphi_{z21} + \\ & - p K_s y_{z22} - p^2 K_s \varphi_{z22} = M_{z21} \end{aligned}$$

Wózek II zestaw kołowy II

$$-m_z \ddot{x}_{z22} + 2C_{xz} \dot{x}_{R2} + 2H C_{xz} \dot{\varphi}_{yR2} - 2C_{xz} \dot{x}_{z22} + 2K_{xz} x_{R2} + 2H K_{xz} \varphi_{yR2} - 2K_{xz} x_{z22} = P_{x22}$$

$$\begin{aligned}
& -m_z \ddot{y}_{z22} + \\
& + 2C_{yz} \dot{y}_{R2} - 2H C_{yz} \dot{\varphi}_{xR2} - 2p C_{yz} \dot{\varphi}_{zR2} + C_s \dot{y}_{z21} + \\
& - p C_s \dot{\varphi}_{z21} - (2C_{yz} + C_s) \dot{y}_{z22} + \\
& - 2C_{yt} \dot{y}_{z22} + 2R_k C_{yt} \dot{\varphi}_{x22} - C_s p \dot{\varphi}_{z22} + \\
& + 2K_{yz} y_{R2} - 2H K_{yz} \varphi_{xR2} - 2p K_{yz} \varphi_{zR2} + K_s y_{z21} + \\
& - p K_s \varphi_{z21} - (2K_{yz} + K_s) y_{z22} + \\
& + 2K_{yt} y_{z22} + 2R_k K_{yt} \varphi_{x22} - p K_s \varphi_{z22} = P_{y22} \\
\\
& -m_z \ddot{z}_{z22} + 2C_{zz} \dot{z}_{R2} + 2p C_{zz} \dot{\varphi}_{yR2} - 2(C_{zz} + C_{zt}) \dot{z}_{z22} + \\
& + 2K_{zz} z_{R2} + 2p K_{zz} \varphi_{yR2} - 2(K_{zz} + K_{zt}) z_{z22} = P_{z22} \\
\\
& -I_{xz} \ddot{\varphi}_{x22} + \\
& + 2d^2 C_{zz} \dot{\varphi}_{xR2} + 2C_{yt} R_k \dot{y}_{z22} - 2d^2 (C_{zz} + C_{zt}) \dot{\varphi}_{x22} + \\
& + 2d^2 K_{zz} \varphi_{xR2} + 2K_{yt} R_k y_{z22} - 2d^2 (K_{zz} + K_{zt}) \varphi_{x22} = M_{x22} \\
\\
& -I_{yz} \ddot{\varphi}_{y22} = M_{y22} \\
\\
& -I_{xz} \ddot{\varphi}_{z22} + \\
& + 2d^2 C_{xz} \dot{\varphi}_{zR2} + p C_s \dot{y}_{z21} - p^2 C_s \dot{\varphi}_{z21} - p C_s \dot{y}_{z22} + \\
& - (2d^2 C_{xz} + p^2 C_s) \dot{\varphi}_{z22} + \\
& + 2d^2 K_{xz} \varphi_{zR2} + p K_s y_{z21} - p^2 K_s \varphi_{z21} - p K_s y_{z22} + \\
& - (2d^2 K_{xz} + p^2 K_s) \varphi_{z22} = M_{z22}
\end{aligned}$$

Zaprezentowany model matematyczny czteroosiowego pojazdu szynowego, mimo szeregu uproszczeń, dość dokładnie odzwierciedla pojazd rzeczywisty i może służyć do analiz dynamicznych ruchu, np. wagonu towarowego lub osobowego na torze prostym lub zakrzywionym. Jednakże w przypadku prowadzenia badań stanowiskowych, na odpowiednio przygotowanym torze, konkretnego rzeczywistego pojazdu szynowego, te równania ruchu wymagać będą niewielkich korekt. Nie będzie to narażać żadnych trudności, natomiast przybliży jeszcze bardziej model matematyczny do modelu fizycznego pojazdu.

5. Możliwości techniczne symulowania uszkodzeń na obiekcie rzeczywistym

Dla sprawdzenia opracowanego modelu matematycznego pojazdu oraz dla przygotowania czynnego eksperymentu diagnostycznego, w którym do dyspozycji byłyby możliwości dowolnej zmiany cech stanu (uszkodzeń) dla uzyskania sygnałów wibroakustycznych, zastał wybrany rzeczywisty obiekt, którym był wagon węglarka typu 414W wyposażona w dwa wózki typu 25TN (polska odmiana standardowa wózka UIC typu Y25C).

Dla tak sprecyzowanego obiektu wytypowane zostały następujące rodzaje uszkodzeń, które są możliwe do wykonania (bez większych trudności demontażowych i montażowych) dla określenia podczas jazdy doświadczalnych na specjalnie do tego celu przygotowanym odcinku toru, widma częstotliwościowo – amplitudowego dla poszczególnych rodzajów uszkodzeń.

Uszkodzenia sprężyn usprężynowania przymaźniczego (I stopień usprężynowania):

- uszkodzony 1 komplet sprężyn jednego łożyska osiowego,
- uszkodzone 2 komplety sprężyn dla jednego koła,
- uszkodzone usprężynowanie I stopnia jednego zestawu kołowego,
- uszkodzone usprężynowanie I stopnia jednego wózka.

Uszkodzenie tłumików tarciovych:

- uszkodzony jeden tłumik tarciovych jednego koła,
- uszkodzone dwa tłumiki tarciovych jednego zestawu kołowego,
- uszkodzone wszystkie tłumiki tarciovych jednego wózka.

Uszkodzenie układu oparcia nadwozia na wózku:

- uszkodzona jedna sprężyna ślizgu bocznego jednej strony wózka,
- uszkodzone dwie sprężyny ślizgu bocznego jednej strony wózka,
- uszkodzone wszystkie sprężyny dwóch ślizgów bocznych jednego wózka.

W praktyce na obiekcie rzeczywistym zaprezentowane uszkodzenia można zrealizować przy użyciu suwnicy (podniesienie pudła węglarki i wytoczenie wózków) w następujący sposób:

Uszkodzenia sprężyn usprężynowania I stopnia:

- zdemontować sprężynę lub sprężyny wewnętrzne lub zewnętrzne,
- zablokować każdy z kompletów sprężyn.

Uszkodzenie tłumików tarciovych:

- zdemontować grzybek tłumika (lub tłumików),
- zdemontować wkładki ślizgu dla zwiększenia luzu wzdłużnego,
- zdemontować ogniwo (lub ogniwka).

Uszkodzenie układu oparcia nadwozia:

- zdemontować sprężynę (lub sprężyny) ślizgu bocznego,
- zablokować sprężynę (lub sprężyny) ślizgu bocznego,
- zdemontować wkładki ślizgowe ślizgu bocznego.

Zaprezentowane zestawienie uszkodzeń zespołów i elementów układu biegowego wózka wagonu towarowego będzie służyło do opracowania katalogu typowych uszkodzeń i odpowiadających im wartościom drgań lub przyspieszeń (pionowych i poprzecznych) uzyskanych podczas przejazdu wagonu przez stanowiska pomiarowe.

Stanowisko pomiarowe będzie stanowić wydzielony odcinek torowiska, odpowiednio wypoziomowany, położony na płycie fundamentowej gwarantującej wymaganą stabilność i dokładność ułożenia szyn.

Aparatura pomiarowa i klin najazdowy zamontowane będą na jednej szynie. Podatny tor najazdowy przed stanowiskiem oparty jest na płycie betonowej oddzielonej izolacją od płyty głównej. Szyny najazdowe łączą się z szynami pomiarowymi łączem skośnym szyn (45°) i luzem ok. 5 mm. Łącze takie minimalizuje siły na styku koło – szyna.

Tor zjazdowy za stanowiskiem tak samo jak tor najazdowy oparty jest na płycie betonowej oddzielonej izolacją od płyty głównej.

Opracowany katalog będzie po weryfikacji i uszczegółowieniu matematycznego modelu pojazdu, podstawą do diagnozowania stanu tego układu biegowego pojazdu.

6. PODSUMOWANIE

Zaprezentowane w artykule zagadnienia są początkiem drogi dla opracowania metody analizowania stanu technicznego układu biegowego pojazdu szynowego przy pomocy sygnałów wibroakustycznych.

Następnym etapem pracy będzie dostosowanie (weryfikacja) opracowanego modelu matematycznego dla przyjętego do badań rzeczywistego pojazdu (wagon towarowy z wózkami 25TN), przeprowadzenie badań symulacyjnych ruchu tego pojazdu dla rzeczywistych jego parametrów i parametrów symulujących występujące uszkodzenia.

Równoległe z badaniami na modelu matematycznym prowadzone będą pomiary na specjalnie do tego celu zbudowanym stanowisku badawczym (wyizolowany odcinek toru) w układzie pojazd bazowy – pojazd z uszkodzeniem. Porównanie wyników badań modelowych i stanowiskowych umożliwi opracowanie katalogu w układzie: stan układu biegowego (uszkodzenie, zużycie) – uzyskany sygnał wibroakustyczny przy zachodzącym zużyciu elementu lub zespołu układu biegowego pojazdu. Wszystkie wyniki prac realizowanych w ramach projektu celowego będą prezentowane w odrębnych artykułach i referatach.

7. LITERATURA

- [1] Durzyński Z.: *Koncepcja diagnozowania układów biegowych pojazdów szynowych za pomocą sygnałów wibroakustycznych*. *Pojazdy Szynowe*, nr 2/1998.
- [2] Gąsowski W., Marciniak Z.: *Opracowanie uproszczonych modeli nominalnych i matematycznych układów zawiesznień*. Projekt badawczy nr 994139102, Poznań 1992.
- [3] Gąsowski W., Marciniak Z.: *Konstrukcje oraz modele wózków i układów zawiesznień wagonów i lokomotyw przeznaczonych do jazdy z dużymi prędkościami*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1993.
- [4] Gąsowski W., Sobczak M.: *Układy biegowe wagonów kolejowych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1987.
- [5] Marciniak Z., Nowak S.: *Konstrukcja uniwersalnej jednosystemowej lokomotywy elektrycznej typu 113E–UE11 dla Polskich Kolei Państwowej*. *Pojazdy Szynowe*, nr 1/1999.
- [6] Suwalski R.: *Rodzina wózków typu 25AN do nowych i modernizowanych wagonów pasażerskich oraz elektrycznych zespołów trakcyjnych*. *Technika Transportu Szynowego*, nr 6/1997.
- [7] Gąsowski W., Nowak R.: *Badania wagonów kolejowych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1989.