

Pneumatyczne zawieszenia pojazdów szynowych (1)

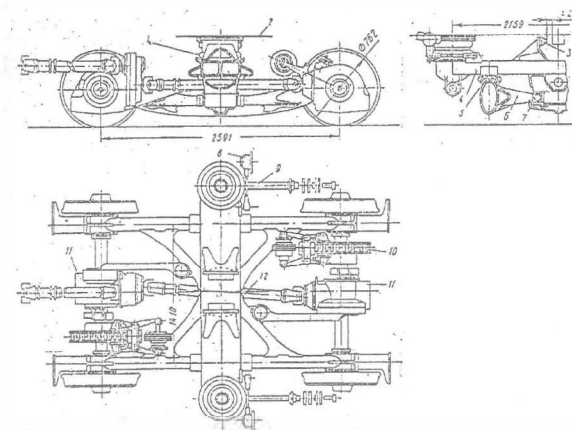
W artykule przedstawiono klasyfikację zawiesznień pneumatycznych, stosowanych w pojazdach szynowych. Na licznych przykładach, poczynwszy od wózka Pioneer III aż po wózek SIG-RDF z centralną sprężyną pneumatyczną pokazano ewolucję układu zawieszenia pneumatycznego na przestrzeni ostatnich 65 lat. Przedstawiono polskie rozwiązania z rodziny wózków AN25 oraz tendencje, pojawiające się w budowie pneumatycznych zawiesznień. Na bazie bilansu energetycznego sformułowano równania opisujące matematyczny model ciśnień i temperatur w komorach pneumatycznego zawieszenia. Artykuł jest wstępem do dalszych publikacji zawierających opis dynamicznych właściwości zawiesznień pneumatycznych współczesnych pojazdów szynowych.

1. Pneumatyczne zawieszenia - przegląd rozwiązań

Zastosowanie pneumatycznych elementów sprężystych w układach biegowych pojazdów szynowych ma już długą historię, która wg badaczy amerykańskich wywodzi się od Georga Westinghous'a (1846-1914), wynalazcy hamulca pneumatycznego. Ważną cechą rozwoju tych układów jest wzajemne przeplatanie się nowatorskich rozwiązań sprężyn pneumatycznych i nowych, dostosowanych do nich, koncepcji układu kinematycznego. Pierwszeństwo w budowie i innowacji sprężyn pneumatycznych typu powłokowego należy się bez wątpienia firmie Firestone (USA), której rozwiązania zostały zapoczątkowane w latach 30-tych i przeniesione do innych firm, które w ich rozwoju znaczą dziś bardzo wiele, jak: ContiTech i Phoenix (Niemcy), Dunlop i Avon (W. Brytania), Pirelli (Włochy), Sumitomo (Japonia). Pierwszą konstrukcją wózka z zawieszeniem pneumatycznym, która została wdrożona do eksploatacji i wykonana w ilości ponad 2500 egzemplarzy jest wózek Pioneer III firmy Budd z Filadelfii (USA) [2]. Jego koncepcja powstała w 1950 roku, a wdrożono go do produkcji seryjnej w 1956 roku. Był eksploatowany nie tylko w Stanach Zjednoczonych, ale również w Kanadzie, Brazylii i Japonii. Na rys. 1 przedstawiono wersję wózka Pioneer III o oznaczeniu Z401, przeznaczoną dla kolei miejskiej San Francisco.

Cechy charakterystyczne konstrukcji są następujące:

- rama wózka składa się z dwóch ostojnic o owalnym przekroju połączonych w środku wózka przegubem gumowo-metalowym, który jednocześnie jest łożyskiem belki skrętowej,
- zestawy kołowe połączone są z ostojnicami bezpośrednio przez łożyska kulkowe,
- belka skrętowa opiera się na każdej z ostojnic przez ślizgi i łożysko skrętowe przenoszące siły trakcyjne oraz jest połączona za pomocą dwóch drążków reakcyjnych z nadwoziem,
- sprężyny pneumatyczne umieszczone są symetrycznie na belce skrętowej,
- nadwozie opiera się bezpośrednio na sprężynach pneumatycznych, a jego przemieszczenie poprzeczne ogranicza zespół odbijaków umieszczonych na belce skrętowej.



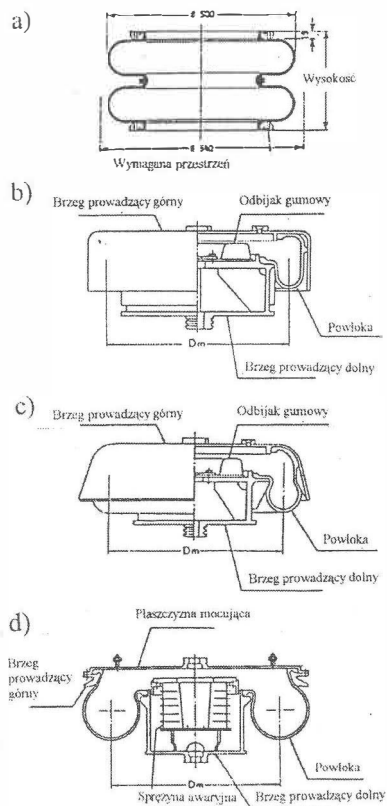
Rys.1 Wózek Z401 firmy Budd (wersja rozwojowa wózka Pioneer III)[2]: 1 – Sprężyna pneumatyczna, 2 – Nadwozie, 3 – Odbijaki poprzeczne, 4 – Belka skrętowa, 5 – Ślizg boczny, 6 – Ostojnica, 7 – Łożysko skrętowe, łącznik ostojnic, 8 – Tłumik drgań poprzecznych, 9 – Wzdłużne drążki reakcyjne, 10 – Hamulec tarczowy, 11 – Przekładnia osiowa, 12 – Wał napędowy.

Dzięki takiej konstrukcji uzyskano następujące właściwości wózka:

- sprężyny pneumatyczne przenoszą tylko obciążenie pionowe i poprzeczne w ograniczonym zakresie ± 25 mm i nie pracują natomiast przy skręcie wózka,
- siły trakcyjne przenosi zespół drążków reakcyjnych i czop skrętu,
- moment oporowy przy obrocie wózka powstaje w wyniku tarcia belki skrętowej o ślizgi boczne.

W wózku Pioneer III zastosowano sprężyny pneumatyczne firmy Firestone typ 28. Są to, jak wynika z rys. 1, sprężyny o powłoce wielofałdowej. Cechą charakterystyczną tych sprężyn jest bardzo miękka charakterystyka poprzeczna, zapewne niewystarczająca do prawidłowego łagodzenia drgań bocznych wózka. Stąd i konieczność zastosowania tłumików poziomych o wysokim współczynniku tłumienia między belką skrętową a nadwoziem (poz. 8, rys. 1). Dzięki takiemu, niekonwencjonalnemu jak na owe czasy rozwiązaniu, uzyskano bardzo niską masę własną wózka 4000 kg, przy dopuszczalnym obciążeniu statycznym 150 kN a dynamicznym 186 kN.

Kłopoty z nieodpowiednią charakterystyką poprzeczną sprężyn wielofałdowych doprowadziły do powrotu w następnych konstrukcjach wózków z zawieszeniem pneumatycznym do rozwiązań typu kołyskowo-bujakowego, jak np. w wózku B4 kolei brytyjskich [2], czy w pierwszych rozwiązaniach japońskich [19]. Znaną wadą takich rozwiązań jest duża ilość elementów (komplikacja konstrukcji) i par ciernych (duże zużycie). Wymusiło to rozwój konstrukcji sprężyny pneumatycznej, której poszczególne etapy przedstawiono na przykładzie firmy Sumitomo (Japonia) na rys. 2.



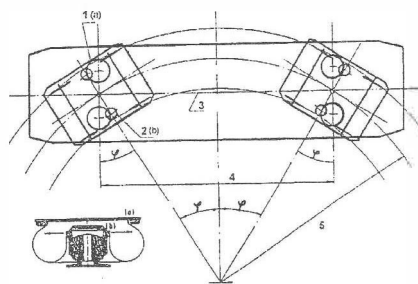
Rys.2 Fazy rozwoju sprężyn pneumatycznych :

- a) Sprężyna wielofałdowa (1930-1955), b) Sprężyna membranowa z prowadzeniem cylindrycznym (1956-1970),
c) Sprężyna membranowa z prowadzeniem stożkowym (1956-1970),
d) Sprężyna półtoroidalna (1962-).

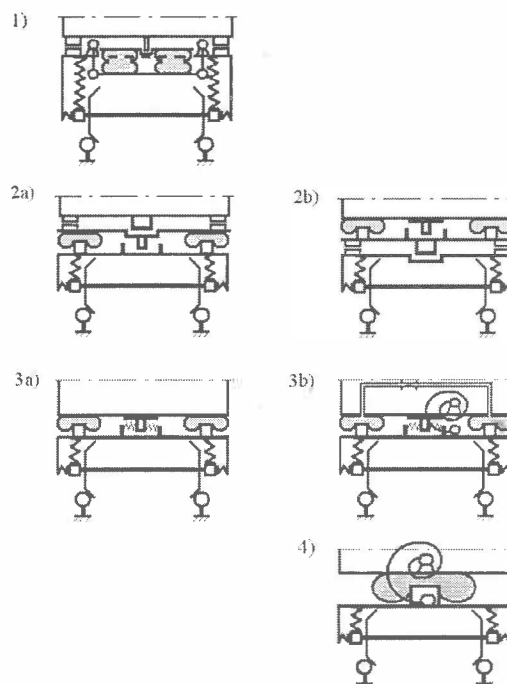
Opis sprężyn pneumatycznych był już prezentowany w Pojazdach Szynowych w 1978 roku [18]. Pierwsze sprężyny zrealizowane przez firmę Firestone były typu wielofałdowego i charakteryzowały się niewielką sztywnością poprzeczną, co wynikało ze sposobu prowadzenia powłoki sprężyny i jej wysokości. W latach 50-tych, aby zwiększyć sztywność poprzeczną, zastosowano sprężyny typu membranowego (rys. 2b i c) z prowadzeniem powłoki nawijanej na zewnętrzny cylinder i wewnętrzny tłok. Uzyskano tym samym zmienną powierzchnię czynną i znacznie sztywniejszą charakterystykę poprzeczną. Stosując różne pochylenia ścianki cylindrycznej części prowadzącej (rys. 2b i c) uzyskiwano różne wartości sztywności poprzecznej. Były to jednakże z kolei wartości zbyt duże, aby móc zrezygnować z belki skrętowej i całkowicie uprościć układ kinematyczny

zawieszenia tak, aby sprężyny pneumatyczne również realizowały moment zwrotny przy obrocie wózka. Było to tym bardziej trudne, że wymagane w takim przypadku przemieszczenie poprzeczne dolnej względem górnej części prowadzącej wynosi 120 mm. Na rys. 3 pokazano występujące w łuku przemieszczenie sprężyny oraz koncepcję sprężyny półtoroidalnej (również rys. 2d), która takie wymaganie może spełnić. Z kolei na rys. 4 przedstawiono na uproszczonych schematach kinematycznych ewolucję rozwoju układu zawieszenia pneumatycznego pojazdów szynowych. Rozwój konstrukcji podzielono na 4 etapy:

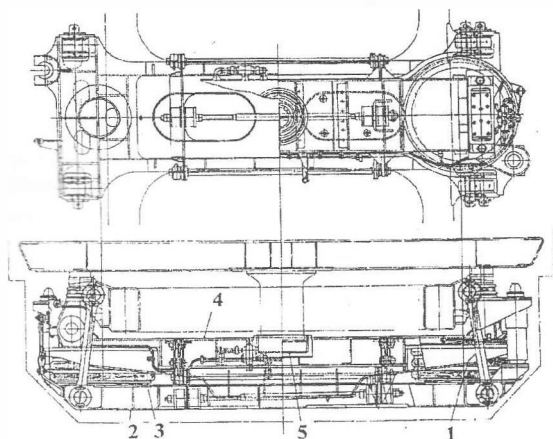
- 1 – układ kołyskowo-bujakowy (lata pięćdziesiąte),
- 2 – układ z belką skrętową (lata sześćdziesiąte),
- 3 – układ bezpośredni (lata siedemdziesiąte i obecnie),
- 4 – układ bezpośredni centralny (lata dziewięćdziesiąte).



Rys.3 Ustawienie wózków wagonu podczas jazdy w łuku toru – wymagane odkształcenie poprzeczne sprężyn pneumatycznych (do 120 mm): 1 – położenie górnej tarczy mocującej sprężyny pneumatycznej związanej z nadwoziem wagonu (a), 2 – położenie dolnej tarczy mocującej związanej z ramą wózka (b), 3 – oś symetrii wagonu, 4 – rozstaw czopów skrętu, 5 – promień łuku.



Rys.4 Ewolucja układu zawieszenia pneumatycznego pojazdów szynowych: 1) układ kołyskowo-bujakowy, 2) układ z belką skrętową, a) nadresorową, b) podresorową, 3) układ bezpośredni, a) bez połączenia pneumatycznego sprężyn, b) ze sprzężeniem pneumatycznym sprężyn, 4) układ bezpośredni centralny.

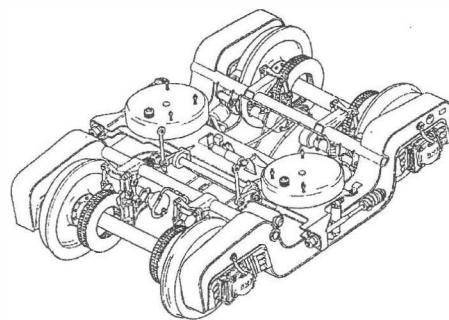


Rys.5 Zawieszenie pneumatyczne typu kołyskowo-bujakowego kolei japońskich [19]
1 - Wieszak kołyski, 2 - Kołyska, 3 - Wielofałdowa sprężyna pneumatyczna, 4 - Belka bujakowa, 5 - Gniazdo czopa skrótu.

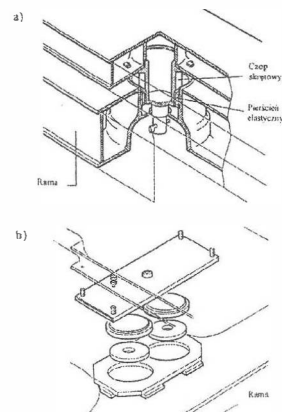
Układ kołyskowo-bujakowy składał się z dwóch kołyszek stanowiących podstawy sprężyn pneumatycznych, zawieszonych na wieszakach pod ramą wózka. Na sprężynach pneumatycznych umieszczona była belka bujakowa z czopem skrótu i ślizgami bocznymi, na których opierało się nadwozie. Przesunięcia poprzeczne belki bujakowej ograniczone były układem odbijaków, a siła poprzeczna zwrotna powstawała w wyniku działania układu wahadłowego kołyski. Siły wzdłużne przenosił czop skrótu i zespół odbijaków. Przykład takiego rozwiązania pokazano na rys. 5. Jest to opracowanie japońskie, pochodzące z lat pięćdziesiątych [19]. Zastosowano w nim trzyfałdowe sprężyny pneumatyczne. Układ taki posiada skomplikowaną strukturę o dużej liczbie elementów i dużej liczbie par ciernych, co sprzyja zużyciu i zmienności parametrów układu w trakcie eksploatacji.

Wprowadzenie sprężyn membranowych pozwoliło na wyeliminowanie układu kołyskowo-bujakowego, a tym samym na istotne zmniejszenie ilości par ciernych w układzie kinematycznym. Wprowadzono system z belką skrętową, której zadaniem było przeniesienie sił wzdłużnych oraz realizacja skrótu nadwozia względem wózka. Zgodnie ze schematem 2 na rys. 4 możliwe są dwie odmiany układu z belką skrętową. Pierwszy (2a), gdy belka umieszczona jest nad sprężynami pneumatycznymi i obraca się względem nadwozia razem z ramą wózka oraz układ, gdy belka jest pod sprężynami i obraca się razem z nadwoziem względem ramy wózka (2b). Ten drugi wariant jest bardziej powszechny i np. tak zrealizowany jest wózek Pioneer III omówiony już wcześniej. Przykładem takiej konstrukcji, w której zastosowano sprężyny pneumatyczne typu membranowego z cylindrycznym prowadzeniem, jest francuski wózek typu Y30P, przeznaczony dla pasażerskich wagonów piętrowych (rys. 6) [15]. Podstawowe dane geometryczne tego wózka są następujące:

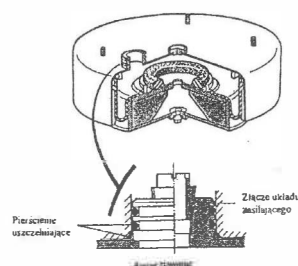
Długość x szerokość	3300x2756 mm
Baza	2400 mm
Średnica nowego/zużytego zestawu kołowego	840 mm/790 mm
Rozstaw sprężyn I-stopień zawieszenia	2000 mm
Rozstaw sprężyn pneumatycznych II-stopień zawieszenia	1600 mm
Ugięcie maksymalne pionowe zawieszenia:	
I-stopień	30 mm
II-stopień	38 mm
Przesunięcie poprzeczne na II-stopniu zawieszenia	± 30 mm
Kąt obrotu wózka względem nadwozia w łuku 80 m i przy rozstawie czopów skrótu 17,8 m	$6^{\circ}23'$



Rys.6 Wózek Y30P (Francja) z układem zawieszenia pneumatycznego z belką podresorową [15]



Rys.7 Elementy połączenia belki skrętowej z ramą wózka Y30P: a) czop i gniazdo skrótu, b) ślizg boczny [15].

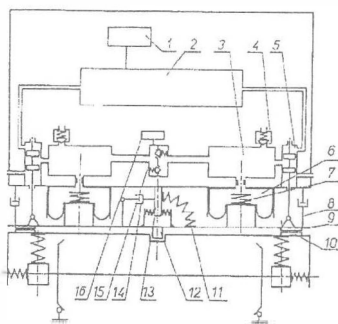


Rys.8 Sprężyna pneumatyczna typu membranowego Sumiride 620 firmy Sumitomo (Japonia) [15]

Wózek Y30P ma ramę typu H zagłębioną w części środkowej i posiadającej dwie dodatkowe belki nośne dla układu hamulca tarczowego. Na belce poprzecznej znajduje się gniazdo czopa skřętu oraz dwa ślizgi boczne (rys. 7b), na których opiera się belka skřętowa. Belka skřętowa stanowi podstawę dwóch, rozstawionych symetrycznie sprężyn pneumatycznych i obraca się względem ramy wózka zgodnie z obrotem nadwozia. Belka jest prowadzona za pomocą dwóch drążków reakcyjnych, zawierających elementy gumowe, łagodzące przenoszenie sił wzdłużnych. Czop skřętu posiada elastomerowy odkształcalny pierścień, przenoszący siły wzdłużne i poprzeczne. Ślizgi boczne opierają się na ramie poprzez wkładki gumowe i są wykonane z PTFE. Zawieszenie pierwszego stopnia stanowią 4 bloki gumowo-stalowe (typu przekładkowego), przystosowane do obciążenia 18 t na oś. Drugi stopień zawieszenia stanowią wspomniane sprężyny pneumatyczne, stabilizator przechyłu, tłumik poziomy oraz zespół ograniczników przemieszczeń poprzecznych. Zastosowano sprężyny pneumatyczne Sumiride 620 (rys. 8) firmy Sumitomo z Japonii. Sprężyna pneumatyczna Sumiride 620 ma następujące parametry:

Średnica aktywna	620 mm
Powierzchnia aktywna	0,3 m ²
Średnica zewnętrzna	712 mm
Wysokość	210 mm
Objętość	40 l
Maksymalne ugięcie:	
pionowe	±40 mm
poziome	±30 mm
Nadciśnienie robocze	0,5 MPa
Obciążenie przy ciśnieniu roboczym	150 kN

W wózku Y30P, w celu uzyskania niskiej częstotliwości własnej, użyto zbiorników dodatkowych o pojemności 26 l, połączonych z każdą ze sprężyn. W rezultacie sztywność zespołu sprężyna-zbiornik dodatkowy wyniosła: 1145 kN/m (przy nadciśnieniu roboczym), a odpowiadająca jej częstotliwość własna 1,39 Hz. W układach zawieszenia pneumatycznego stosowana jest regulacja masy powietrza w układzie pneumatycznym w funkcji ugięcia sprężyn. Taki układ zastosowano również w przypadku wózka Y30P. Schemat

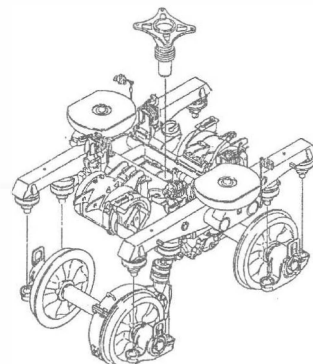


Rys.9 Uproszczony schemat zawieszenia pneumatycznego wagonu z układem regulacji [12]: 1 – sprężarka, 2 – zbiornik zasilający, 3 – zbiornik dodatkowy, 4 – zawór bezpieczeństwa, 5 – zawór poziomujący, 6 – sprężyna pneumatyczna, 7 – sprężyna awaryjna, 8 – tłumik pionowy, 9 – belka podresorowa, 10 – ślizgi boczne, 11 – stabilizator kołysań, 12 – czop skřętu, 13 – ogranicznik przesunięć bocznych, 14 – tłumik poziomy, 15 – zawór wyrównawczy, 16 – pneumatyczny układ hamulcowy z zaworem wężowym.

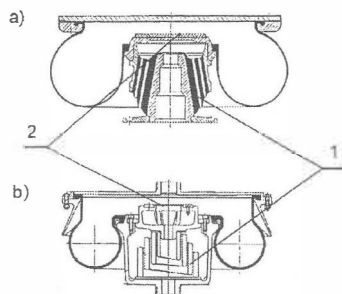
układu regulacji przedstawiono na rys. 9 [12]. W układzie tym (opisanym także w Pojazdach Szynowych [18]) zastosowano dwa zawory poziomujące (rys. 9, poz. 5), których zadaniem jest napełnianie powietrzem sprężyny, gdy nastąpiło jej ugięcie (wzrost ilości pasażerów) lub opróżnianie, gdy nastąpił wzrost jej wysokości (zmniejszenie ilości pasażerów). Ze względu na małą nadążność układów pneumatycznych i niepożądaną charakterystykę układów z regulacją typu całkowego, zawory poziomujące posiadają pewną założoną nieczułość (regulowaną w prosty w praktyce sposób – przez zmianę długości ramienia dźwigni sterującej zaworem), strefę nasycenia oraz opóźnienie czasowe. Zastosowanie układu regulacji wg rys. 9 pozwala na uzyskanie następujących ważnych cech układu zawieszenia pneumatycznego:

- zmiana obciążenia pojazdu jest kompensowana przez dostarczenie powietrza do układu lub jego odprowadzenie i w rezultacie powrót nadwozia na zadaną wysokość,
 - regulacja masy powietrza powoduje, że częstotliwość własna pojazdu jest nieznacznie zależna od ciśnienia w sprężynie (jest proporcjonalna do $\sqrt{p/(p-p_a)}$; p – ciśnienie absolutne w sprężynie, p_a – ciśnienie atmosferyczne).
- W przypadku wózka Y30P zastosowanie układu regulacji powoduje, że przy zmianie ciśnienia roboczego o $\pm 0,1$ MPa zmiana częstotliwości wynosi $\pm 3,6\%$ podanej powyżej wartości.

Sprężyny typu membranowego, jak to pokazano na przykładzie sprężyny Sumiride 620, mają stosunkowo niedużą objętość (stąd i konieczność stosowania dużych zbiorników dodatkowych) oraz niezbyt duże dopuszczalne odkształcenie poprzeczne ± 30 mm. Wartość odkształcenia poprzecznego jest zbyt mała w świetle np. wymagań karty UIC 515, w której określono wymagany zakres przemieszczeń poprzecznych wózka względem nadwozia na ± 60 mm oraz w świetle możliwości użycia sprężyn pneumatycznych do wytwarzania momentu zwrotnego wózka podczas jazdy w łuku (co pokazano schematycznie na rys. 3). By tym wymaganiom sprostać, konieczne jest wprowadzenie innego kształtu powłoki sprężyny, tak jak to pokazano na rys. 2d. Sprężyny typu półtoroidalnego pojawiły się na początku lat sześćdziesiątych i dzięki ich dużemu możliwemu odkształceniu poprzicznemu (do 120 mm) możliwe było wyeliminowanie z konstrukcji wózka belki pod- lub nadresorowej.



Rys.10 Wózek z oparciem bezpośrednim przeznaczony dla elektrycznego zespołu trakcyjnego 211 EMU kolei japońskich [11].



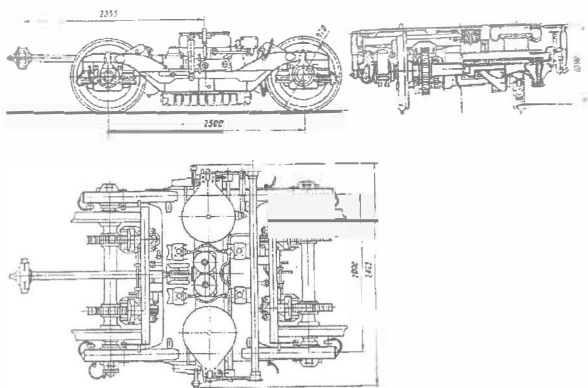
Rys.11 Typy układów sprężyna pneumatyczna – sprężyna awaryjna:
a) układ szeregowy, b) układ równoległy, (1 – sprężyna awaryjna,
2 – powierzchnia ślizgowa).

Przykładem takiej konstrukcji wózka jest przedstawiony na rys. 10 wózek kolei japońskich, przeznaczony dla elektrycznego zespołu trakcyjnego 211 EMU [11]. Rama wózka jest typu H z dwoma rurami stanowiącymi belkę poprzeczną. Są one podparciem dla układu przeniesienia siły wzdłużnej oraz elektrycznych silników trakcyjnych i jednostronnego hamulca klockowego. Pierwszy stopień zawieszenia stanowią zespoły gumowych sprężyn przymaźniczych typu kielichowego. Drugi stopień zawieszenia składa się z dwóch wielkogabarytowych sprężyn pneumatycznych typu półtoroidalnego.

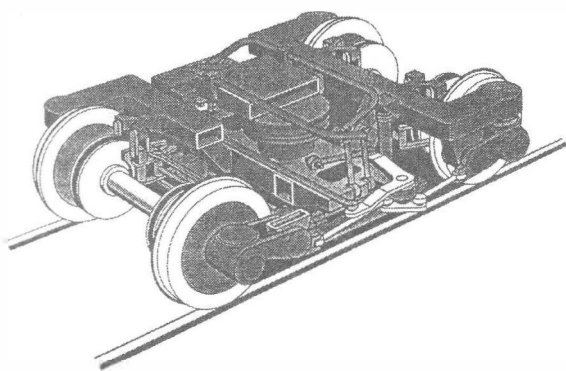
Ważnym problemem występującym przy konstrukcji zawiesznień pneumatycznych jest zapewnienie bezpieczeństwa w przypadku awaryjnego opróżnienia układu z powietrza (np. jego rozszczelnienia). Karta UIC 515 wymaga, aby opróżnienie jednej ze sprężyn powodowało opróżnienie także drugiej na tym samym wózku oraz aby nadwozie mogło w takim przypadku osiągnąć na zespole sprężyn awaryjnych. Sprężyny awaryjne powinny być tak dobrane, aby zapewniły bezpieczną jazdę wagonu z prędkością 80 km/h. Na rys. 11 przedstawiono dwa podstawowe rozwiązania sprężyn awaryjnych: w układzie szeregowym ze sprężyną pneumatyczną (rys. 11a) i w układzie równoległym (rys. 11b). W rozwiązaniu zastosowanym w zespole trakcyjnym 211 EMU użyto systemu równoległego. Jego istotą jest to, że sprężyna awaryjna (w tym przypadku sprężyna taśmowa zwijana) jest wstępnie napięta o wartość ugięcia statycznego i w tym położeniu zablokowana. Wynika to stąd, że w normalnej pracy zawieszenia sprężyna ta nie może się stykać z dolną powierzchnią nadwozia wagonu, aby nie zakłócać normalnej pracy sprężyny pneumatycznej. W przypadku awarii rolę sprężyny pneumatycznej przejmuje sprężyna awaryjna. Musi ona zapewniać również i obrót wózka względem nadwozia w łuku, stąd konieczne jest wprowadzenie na górnej powierzchni sprężyny powierzchni ślizgowej, która umożliwia przesuw sprężyny razem z wózkiem względem dolnej płaszczyzny nadwozia. Wadą rozwiązania równoległego jest brak sztywności poprzecznej sprężyny awaryjnej oraz ograniczona jej praca przy niskich obciążeniach pojazdu. Stąd znacznie bardziej rozpowszechnionym systemem jest system szeregowy. Jego istotą jest to, że sprężyna pneumatyczna pracuje jednocześnie ze sprężyną awaryjną. Konieczne jest więc uwzględnienie przy obliczeniach dynamicznych zawieszenia

również charakterystyk sprężyny awaryjnej. Zapewnia ona także wystarczającą sztywność poprzeczną zawieszenia w przypadku awarii. Jest możliwe również i inne rozwiązanie układu awaryjnego. Rozwiązanie takie pokazano na rys. 12, na przykładzie wózka LD 730 firmy Wegmann (Niemcy) [17]. W wózku tym sprężyny awaryjne umieszczono na środku belki poprzecznej ramy wózka, a sprężyny pneumatyczne połączono ze sobą przewodem z niewielkim oporem pneumatycznym. Uszkodzenie którejś ze sprężyn powoduje opróżnienie układu na wózku i dalszą współpracę nadwozia ze środkową sprężyną awaryjną. Sprężyna awaryjna oraz sprzężone sprężyny pneumatyczne pracują od siebie niezależnie, nie mniej jednak stanowią one w obu przypadkach jeden punkt podparcia nadwozia na wózku (w przypadku sprężyn pneumatycznych jest to wynik ich sprzężenia pneumatycznego). Aby zabezpieczyć odpowiednie warunki kołysania nadwozia konieczne jest zastosowanie w tym przypadku sztywnego drążka skrętnego jako stabilizatora kołysań. Ważnymi zaletami takiego rozwiązania są: możliwość niezależnego doboru sztywności zawieszenia pionowego i stabilizatora kołysań oraz mniejsze zużycie powietrza przez układ pneumatyczny. Wynika to z faktu, że do zasilania dwóch sprężyn na jednym wózku wystarczy jeden zawór poziomujący, który może być umieszczony centralnie. Powoduje to, że jego ramie sterujące, mierzące względne przemieszczenia nadwozia i ramy wózka, nie uwzględnia przechyłów bocznych. Z kolei wprowadzenie oporu pneumatycznego w przewodzie łączącym sprężyny pozwala na uzyskanie dodatkowego efektu tłumienia kołysań, a także powoduje, że w przypadku wyższych częstotliwości układ zachowuje się jak dwupunktowy, a przy niższych jak jednopunktowy. Ma to duże znaczenie przy ruchu wagonu w krzywej przejściowej z małymi prędkościami. Wózek LD730, mimo swoich zalet, przegrał konkurencję z wózkiem MD 522 o zawieszeniu kołyskowo-bujakowym z wykorzystaniem stalowych sprężyn śrubowych, co wynikało z analizy kosztów eksploatacji w całym przewidywanym okresie pracy wózka. Niemniej jednak konstrukcja wózka LD 730 otworzyła drogę dla nowej koncepcji zawieszenia pneumatycznego z jedną centralnie ustawioną sprężyną pneumatyczną, którą na początku lat dziewięćdziesiątych zaproponowała firma SIG (Szwajcaria). Na rys. 13 przedstawiono wózek X2 z jedną centralną sprężyną pneumatyczną, przeznaczony dla modernizowanych wagonów typu EWII, eksploatowanych przez SBB [21]. Koncepcja jednej centralnej sprężyny pneumatycznej wynikała w tej konstrukcji stąd, że założono zastosowanie w tym wózku systemu naprowadzania osi wózka Navigator, a także z faktu, że wagon EWII ma zagłębione wnęki drzwiowe, które usytuowane są dokładnie nad ostojnicami wózka. Brak miejsca był więc w tym przypadku przyczyną powstania tego innowacyjnego rozwiązania. Kolejnym krokiem rozwojowym jest wykorzystanie tej koncepcji w wózku SIG-RDF, przeznaczonym dla szwajcarskiego zespołu trakcyjnego z wychylnym nadwoziem SBB-Neigezug (rys. 14). W wózku SIG-RDF zastosowano także jedną centralną sprężynę pneumatyczną, umieszczoną na belce poprzecznej ułożyskowanej kołyskowo w ramie wózka tak, aby

umożliwić wychylenie nadwozia podczas jazdy w łuku (rys. 15). Aby uzyskać kontrolowany efekt wychylenia nadwozia użyto układu SIG-SWING, którego głównym elementem jest elektromechaniczny siłownik precyzyjnie realizujący żądane wychylenie. W tym rozwiązaniu jest ono możliwe o $\pm 8,5^\circ$. Wózek ten pokazano na rys.16 i 17 [8,24]. Zawieszenie pneumatyczne ma większość znanych pojazdów z wychylnym nadwoziem. Temat ten jednak, ze względu na jego obszerność i specyfikę, wymaga odrębnego omówienia. W tym miejscu należy jedynie przedstawić rozwiązanie systemu Talgo, w którym użyto zawieszenia pneumatycznego w układzie jednoosiowego wózka, z ramą typu portalowego, umieszczonego pomiędzy kolejnymi wagonami zespołu (rys.18). Istotą rozwiązania jest podparcie wagonu z jednej strony na dwóch wysoko umieszczonych na portalu sprężynach pneumatycznych, a z drugiej strony na kolejnym nadwoziu za pośrednictwem nisko położonego przegubu. System ten jest realizacją koncepcji z lat trzydziestych trójpunktowego podparcia nadwozia[1]. Istotną zaletą tego systemu jest położenie środka masy nadwozia poniżej płaszczyzny podparcia sprężyn pneumatycznych (rys.19). Takie położenie środka masy powoduje naturalne wychylenie nadwozia do środka krzywizny podczas jazdy w łuku. Pierwotną jednakże przyczyną wprowadzenia systemu Talgo była konieczność zmiany rozstawu kół przy zmianie szerokości toru na granicy hiszpańsko-francuskiej. W układzie Talgo, przy rozsprężonych kołach prowadzonych przez wysokie kolumny portalu, łatwo jest dokonać automatycznej zmiany rozstawu.



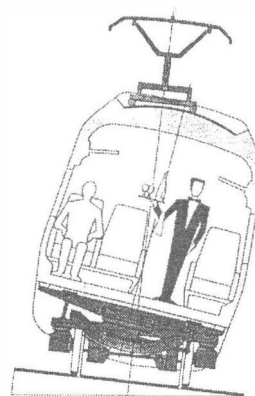
Rys.12 Wózek LD730 firmy Wegmann (Niemcy) [17].



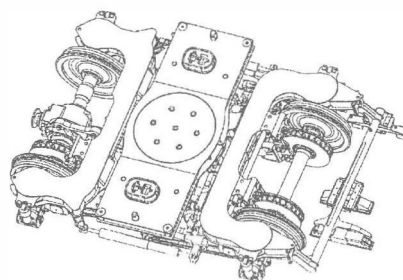
Rys.13 Wózek X2 z centralną sprężyną pneumatyczną na drugim stopniu zawieszenia [21].



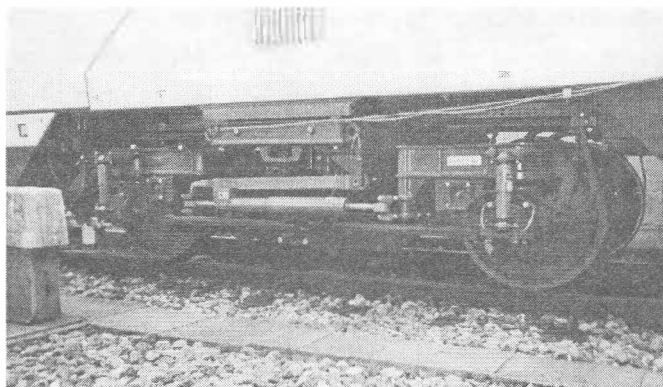
Rys.14 Szwajcarski zespół trakcyjny z wychylnym nadwoziem SBB-Neigezug (fot. Piotr Wolko).



Rys.15 Schemat układu zawieszenia pneumatycznego zespołu SBB-Neigezug [8].



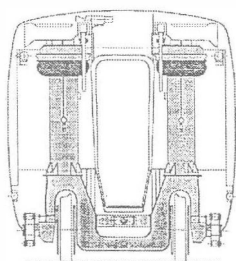
Rys.16 Wózek z centralną sprężyną pneumatyczną SIG-RDF zespołu SBB-Neigezug [8].



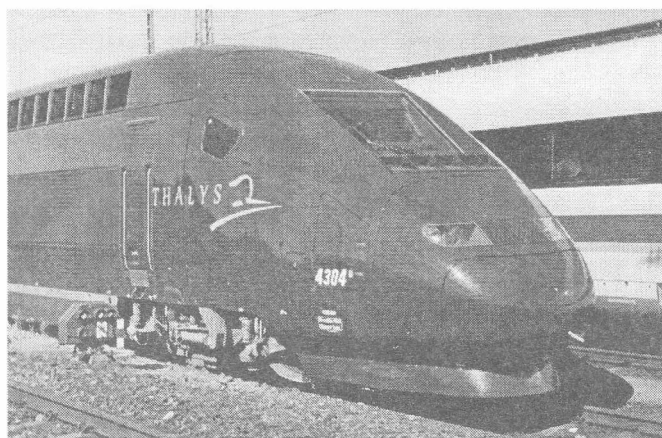
Rys.17 Wózek SIG-RDF zespołu SBB-Neigezug pod pierwszym prototypowym egzemplarzem zespołu (fot. Piotr Wolko).



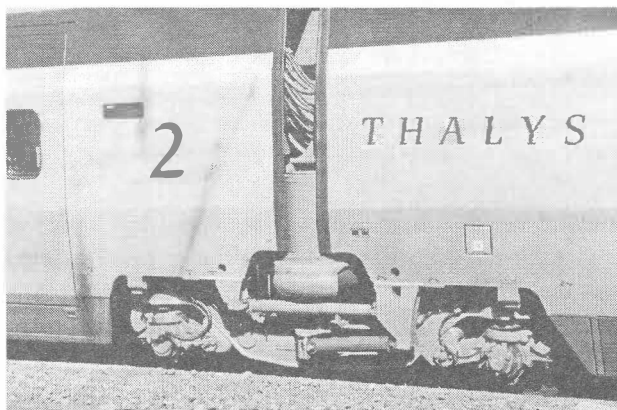
Rys.18 Zespół trakcyjny Talgo (fot. Jacek Grajner).



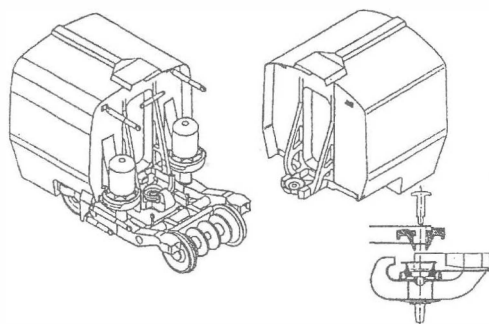
Rys.19 Schemat portalowego zawieszenia pneumatycznego systemu Talgo [1].



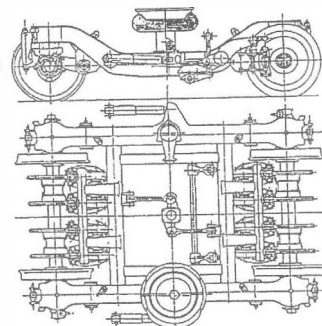
Rys.20 Zespół trakcyjny Thalys (typu TGV), dla linii Paryż – Amsterdam (fot. Jacek Grajner).



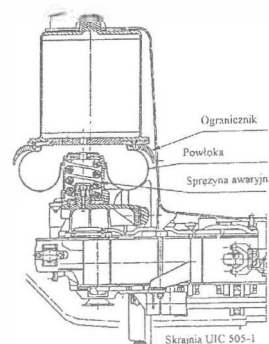
Rys.21 Wózek międzywagonowy w układzie Jacobsa zespołu Thalys z widoczną sprężyną pneumatyczną i dużym zbiornikiem dodatkowym umieszczonymi w przestrzeni międzywagonowej (fot. Jacek Grajner).



Rys.22 System połączenia wagonów w systemie TGV (m.in. zespół Thalys) [13].



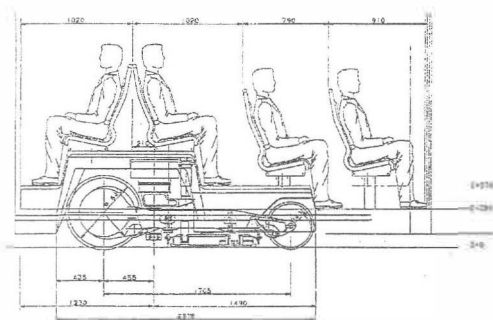
Rys.23 Międzywagonowy wózek toczny zespołu TGV [14].



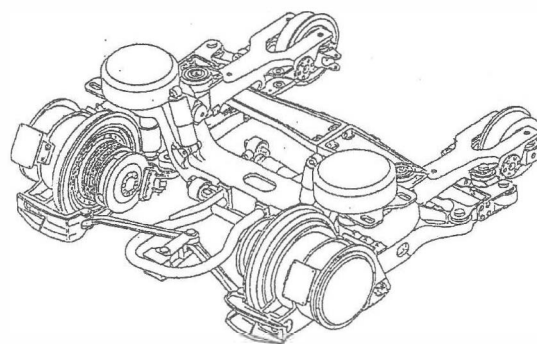
Rys.24 Przekrój zawieszenia pneumatycznego zespołu TGV [13].

W układ zawieszenia pneumatycznego wyposażona jest także większość superszybkich pociągów jak TGV, ICE, Shinkansen. Interesującym rozwiązaniem jest system zastosowany we francuskim zespole TGV. Przykład pociągu TGV w wersji Thalys [23] przeznaczonej dla linii Paryż- Amsterdam, pokazano na rys.20 i 21. Zastosowano w tym przypadku układ Jacobsa tzn. wózki rozmieszczone są między wagonami, których nadwozia, podobnie jak w systemie Talgo, opierają się z jednej strony na dwóch sprężynach pneumatycznych, a z drugiej strony za pośrednictwem sztywnego przegubu stalowo-gumowego na kolejnym nadwoziu (rys.22) [13,14]. Przegub ten przenosi obciążenie pionowe 120 kN. Uzyskano w ten sposób oprócz trójpunktowego podparcia każdego nadwozia także ważny efekt współpracy całego zespołu jako jednego układu dynamicznego. Na rys.23 pokazano wózek zespołu. Ma on typową ramę typu H z dwoma rurowymi poprzecznicami, stanowiącymi układ nośny dla dwóch poczwórnych układów hamulca tarczowego. Poprzez układ jarzmowy na poprzecznice przenoszona jest również

siła wzdłużna z nadwozia, jak również do jednej z poprzecznie przymocowany jest drążek skrętny stabilizatora przechyłów bocznych. Na dwóch ostojnicach umieszczone są dwie wielkogabarytowe sprężyny pneumatyczne ze sprężynami awaryjnymi w układzie równoległym (wg rys.11b). Zawieszenie to, noszące oznaczenie SR10, przedstawiono w przekroju na rys.24. Składa się ono ze sprężyny o pojemności 86 l i potężnego zbiornika dodatkowego o pojemności 170 l, umieszczonego bezpośrednio nad sprężyną i połączonego z nią krótkim kanałem łączącym. Sprężyna posiada specjalnie ukształtowany brzeg prowadzący tak, aby uzyskać większą sztywność poprzeczną, a niższą sztywność wzdłużną. Wynika to z konieczności zmniejszenia momentu oporowego przy obrocie i zwiększenia poprzecznej stateczności wózka. Na zbiornikach dodatkowych oparta jest portalowa konstrukcja wsporcza jednego nadwozia, która zawiera również gniazdo przegubu łączącego je z następnym nadwoziem. Nadwozia są ponadto połączone górnymi i dolnymi tłumikami poziomymi: poprzecznymi i wzdłużnymi. Takie usytuowanie tłumików daje ciekawy efekt niezależności tłumienia drgań pionowych nadwozi od prędkości przemieszczeń pionowych ramy wózka. Jest to zjawisko podobne do zasady „sky hook”, realizowanej przez aktywne układy zawiesznień [5]. Ważną przyczyną, oprócz znanych zalet, zastosowania sprężyn pneumatycznych w pociągu TGV były trudności występujące w przypadku zastosowania wielkogabarytowych sprężyn stalowych, polegające na zbliżonej częstotliwości przebiegu fali odkształcenia w sprężynie i II-jej częstotliwości własnej struktury nadwozia. Stosowana wcześniej sprężyna stalowa miała masę ok. 240 kg przy średnicy 460 mm i wysokości 830 mm. Prędkość rozchodzenia się fali odkształcenia podłużnego wynosiła w tym przypadku 36,45 m/s, co powoduje częstotliwość powrotu fali odbitej równą 21,95 Hz. Jest to wartość zbliżona do II częstotliwości własnej nadwozia. Było to przyczyną tzw. zjawiska „puchu i skały” tzn. wpadania nadwozia w twarde i bardzo miękkie punkty podparcia podczas drgań. Zamiana układu zawieszania na pneumatyczny spowodowała radykalną zmianę, gdyż prędkość rozchodzenia się fali w powietrzu wynosi 332 m/s. Dalsze właściwości tego układu zawieszania zostaną zaprezentowane w części teoretycznej przy omawianiu zjawisk związanych z przepływem powietrza między sprężyną pneumatyczną a zbiornikiem dodatkowym.



Rys.25 Schemat umieszczenia wózka z zawieszeniem pneumatycznym pod nadwoziem tramwaju nieskopodłogowego Tram 2000 firmy Bombardier dla Brukseli [9].



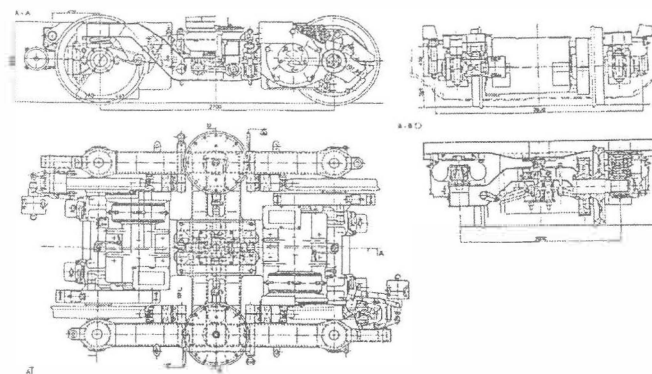
Rys.26 Wózek tramwaju Tram 2000 [20].

Zawieszania pneumatyczne stosowane są nie tylko na kolei. Burzliwy rozwój tramwaju niskopodłogowego, który przeżywa Europa w ostatnich 12 latach, także nie mógł obejść się bez takich rozwiązań. Istotna jest tu możliwość podziału sprężyny pneumatycznej na kilka objętości połączonych we wspólną kaskadę. Umożliwia to łatwe rozmieszczenie sprężyn pneumatycznych (a ściślej jej komory elastycznej) w niewielkich obszarowo wnękach podławkowych, a dodatkowych objętości korygujących ich sztywność gdzie indziej. Na rys.25 pokazano interesujący przykład układu zawieszania tramwaju niskopodłogowego firmy Bombardier Tram 2000 dla Brukseli [9,20]. Wózek tego tramwaju pokazano na rys.26. Jest to konstrukcja portalowa o nisko położonej poprzecznicy (umożliwiającej uzyskanie wysokości podłogi w obrębie portalu 350 mm powyżej główki szyny), dwóch rozdzielonych, indywidualnie napędzanych przez silniki asynchroniczne, kołach osadzonych bezpośrednio w lekkich ostojnicach. Ostojnice te są podparciem wysoko umieszczonych sprężyn pneumatycznych oraz utrzymują małe średnicowe koła prowadzące wózek.

2. Polskie rozwiązania zawiesznień pneumatycznych

Doświadczenia polskie w zakresie konstrukcji układów zawiesznień pneumatycznych nie są zbyt duże i dotyczą opracowań wstępnych w latach 80-tych np. wózków do zespołów trakcyjnych 8WE, 9WE i 10WE [4]. W ostatnich latach w ZNTK Poznań powstała rodzina wózków 25AN [25], których odmiana 25ANp posiada zawieszenie pneumatyczne. Na rys.27 przedstawiono wariant tego wózka, noszący oznaczenie 14MN, przeznaczony dla elektrycznego zespołu trakcyjnego, będącego głęboką modernizacją zespołu 5B-6B (EN57). Jest to wózek napędny z silnikami prądu stałego LKa 470 przeznaczony do prędkości 130 km/h. Ciekawym rozwiązaniem zastosowanym w tym wózku jest kombinacja hamulca klockowego i tarczowego. Tarcze hamulca tarczowego umieszczono na dwóch kołach po przekątnej. Rama wózka jest typu H o konstrukcji spawanej z dwoma poprzecznicami rurowymi, na których opierają się silniki trakcyjne w układzie „za nos”. Dwie ostojnice typu skrzynkowego stanowią układ wiążący dwie osie wyposażone na I-stopniu zawieszania w układ typu wahaczowego z podwójnym kompletem współosiowych sprężyn śrubowych i tłumikiem

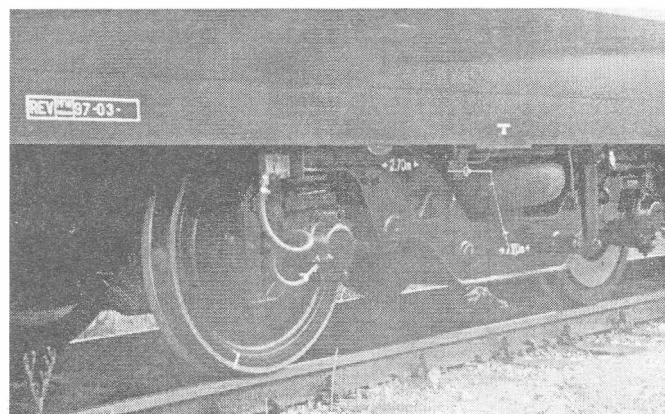
hydraulicznym. Zawieszenie II-stopnia stanowią oparte na ostojnicach dwie sprężyny pneumatyczne typu ContiTech 684 N4.100P06 o maksymalnej średnicy zewnętrznej 725 mm. Sprężyny te współpracują w układzie szeregowym z gumowo-stalowymi sprężynami awaryjnymi także konstrukcji ContiTech. Na sprężynach spoczywa belka skrętowa z czopem skrętu, współpracującym z układem jarzmowym przeniesienia siły wzdłużnej umieszczonym między poprzecznikami ramy. Belka ma przekrój skrzynkowy zamknięty i mieści dwa dodatkowe zbiorniki powietrza dla obu sprężyn pneumatycznych. Jest ona sztywno mocowana do podwozia wagonu tak, że przemieszczenia poprzeczne do 60 mm i wzdłużne do 120 mm związane z obrotem wózka realizowane są przy odkształceniu sprężyn pneumatycznych. Układ pneumatyczny uzupełniony jest przez dwa zawory poziomujące, umieszczone po zewnętrznej stronie ostojnic, indywidualnie dla każdej ze sprężyn. Takie rozwiązanie zapewnia dwupunktowe podparcie nadwozia na wózku. Układ taki powoduje, że układ regulacji reaguje przy skrętach wózka i wychyleniach bocznych nadwozia. Na rys. 28 pokazano pierwszy egzemplarz elektrycznego zespołu trakcyjnego ED73 wykonany w 1996 roku przez Fabrykę Wagonów Pafawag (obecnie ADtranz-Pafawag). W zespole tym zastosowano jako wózki napędne wózki 14MN, wykonane w Pafawagu i jako wózki toczne wózki 25ANp, wykonane przez ZNTK Poznań. Zdjęcie wózka 14MN tego zespołu pokazano na rys.29. Na tle sprężyny pneumatycznej wyraźnie widoczna jest dźwignia sterująca zaworem poziomującym. Zastosowanie sprężyn pneumatycznych w tym pojeździe pozwoliło na uzyskanie częstotliwości drgań własnych pionowych nadwozia ok. 0,9 Hz i poprzecznych ok. 0,8 Hz. Należy tu podkreślić, że w wyniku regulacji masy powietrza w sprężynach w zależności od obciążenia, częstotliwości te są praktycznie niezależne od obciążenia pojazdu. W tabeli 1 zebrano podstawowe dane techniczne wózków 25ANp i 14MN [25].



Rys.27 Wózek napędny 14MN przeznaczony dla zespołu trakcyjnego ED73 [25].



Rys.28 Pierwszy egzemplarz zespołu trakcyjnego ED73 produkcji Pafawagu we Wrocławiu (fot. Pafawag).



Rys.29 Wózek 14MN pod wagonem zespołu ED73 (fot. Pafawag).

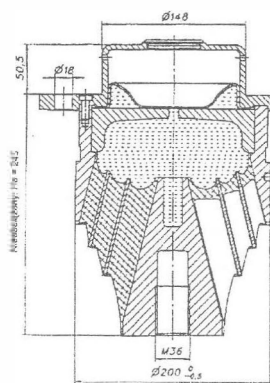
Podstawowe parametry techniczne wózków 25ANp i 14MN

Tabela 1

Lp	Parametr	Jednostka masy	25ANp	14MN
1	Prędkość maksymalna	km/h	130	130
2	Masa własna	kg	5500	11000
3	Szerokość toru	mm	1435	1435
4	Baza wózka	mm	2500	2700
5	Sztywność pionowa			
	a) I-stopień	kN/m	3380	4710
	b) II-stopień	kN/m	500	560
	c) całkowita	kN/m	435	500
6	Sztywność pozioma całkowita	kN/m	215	300
7	Sztywność skrętna	kNm/rad	320	320
8	Współczynnik tłumienia tłumika			
	a) I-stopień pion	kNs/m	16,3	22,0
	b) II-stopień pion	kNs/m	20,7	25,3
	c) II-stopień poziomy	kNs/m	27,6	32,7

3. Tendencje rozwojowe w budowie pneumatycznych zawiesznień

Jedną z tendencji rozwojowych w dziedzinie pneumatycznych zawiesznień jest zastosowanie sprężyn pneumatycznych również na pierwszym stopniu zawieszenia. Takie rozwiązanie zastosowała np. firma LHB w nowych wagonach zespołu trakcyjnego dla systemu S-Bahn w Hamburgu [22]. Istotnym problemem, który w tym przypadku zapewne musieli rozwiązać konstruktorzy wózka i sprężyn pneumatycznych jest to, że ciśnienie robocze w sprężynach I-stopnia musi wynosić ok. 1,6 MPa, co stwarza trudności przy doborze odpowiedniej powłoki sprężyny i układu zasilania, a zwłaszcza sprężarki. Firma ContiTech dla I-stopnia zawieszenia proponuje nowe elementy gumowo-hydro-pneumatyczne (rys.30)[7].

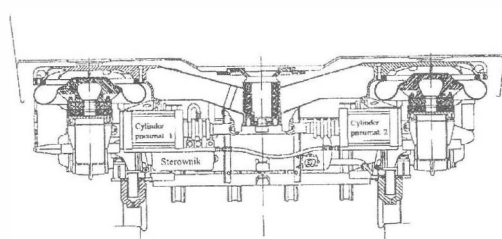


Rys.30 Gumowo-hydro-pneumatyczna sprężyna firmy ContiTech (Niemcy) przeznaczona do stosowania na I-stopniu zawieszenia wózka [7].

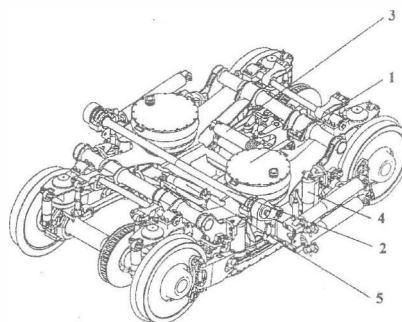
Istotą tego rozwiązania jest wprowadzenie w przestrzeń ponad kielichową sprężyną gumową cieczy hydraulicznej, która jest przetłaczana przez otwór, stanowiący opór hydrauliczny do leżącej ponad nią komory, przegrodzonej membraną elastyczną. Ponad membraną znajduje się powietrze pod ciśnieniem, które pracuje jak sprężyna pneumatyczna, współpracująca szeregowo ze sprężyną gumową za pośrednictwem cieczy hydraulicznej. Przetłaczanie cieczy przez otwór daje efekt tłumienia drgań. Zaletą takiego rozwiązania jest zamknięta stała masa powietrza, która nie podlega regulacji i nie wymaga wobec tego stosowania układu zasilania, a więc i wysokociśnieniowej sprężarki.

Inną tendencją rozwoju zawiesznień pneumatycznych jest wprowadzenie poprzecznego pneumatycznego układu aktywnego. W ramach projektów wózków dla kolejnej wersji pociągu ICE3 firma ABB Henschel opracowała w latach 1992÷94 wózek WU 92, który osiągnął podczas badań prędkość 425 km/h [16]. Na rys.31 przedstawiono przekrój poprzeczny wózka WU 92, na którym zaznaczono dwa poziomo ułożone siłowniki elektropneumatyczne tworzące aktywny układ dynamiki poprzecznej wspomagający działanie zawieszenia podczas jazdy w łuku. Zawieszenie pionowe stanowią dwie sprężyny pneumatyczne, na których spoczywa belka skrętowa z gniazdem czopa skrętu. Belka ta obraca się razem z wózkiem względem nadwozia. Celem układu

aktywnego jest polepszenie warunków ruchu wagonu w łuku przez zmniejszenie przemieszczenia poprzecznego belki skrętowej, które ma miejsce w łuku w wyniku działania siły odśrodkowej. Efekt ten uzyskiwany jest przez wywołanie przez siłownik pneumatyczny siły poprzecznej, proporcjonalnej do siły odśrodkowej, w kierunku do środka łuku. Zapobiega to zjawisku przesuwania pudła wagonu na zewnątrz łuku. Problemem jest w tym przypadku nadążność siłownika pneumatycznego, który musi zrealizować wymaganą siłę w czasie krótkiego przejazdu przez krzywą przejściową. Również po pokonaniu łuku siłownik musi być opróżniony bardzo szybko, aby siła wywierana przez układ w torze prostym była w pobliżu zera. Aby to uzyskać, użyto bardzo szybkiego elektro-serwowozaworu. Podczas badań uzyskano czas napełniania cylindra ok. 1 s, a przemieszczenie poprzeczne belki skrętowej w łuku ograniczono do 25÷32 mm, podczas gdy w układzie bez poprzecznych siłowników przemieszczenie to wynosiło do 65 mm. Układ siłowników poprzecznych współpracuje w wózku WU 92 z aktywnym hydraulicznym układem wychylenia nadwozia w łuku. Jest to rozwiązanie typu Talbot tzn. dwa siłowniki hydrauliczne napinają drążek skrętny stabilizatora. Układ wychylania realizuje pochylenie nadwozia $\pm 3,3^\circ$ ale zastosowanie układu w wyniku jego oddziaływania na sprężyny pneumatyczne powoduje pochylenie ramy wózka w przeciwną stronę o ok. $\pm 1^\circ$, co powoduje, że efektywne pochylenie nadwozia może wynosić $\pm 2,3^\circ$. Podczas badań wózek ten przejechał 300000 km i osiągnął lepszą spokojność biegu niż stosowany dotychczas w pociągach ICE wózek MD530 z zawieszeniem na stalowych sprężynach śrubowych.



Rys.31 Wózek WU92 firmy ABB Henschel (Niemcy) z pneumatycznym układem aktywnym korygującym przesunięcie nadwozia w łuku [16].



Rys.32 Wózek firmy Bombardier-Talbot dla zespołu ICE21 o prędkości konstrukcyjnej 400km/h [10]: 1 - Sprężyna pneumatyczna, 2 - Stabilizator kołosań, 3 - Hydrauliczny siłownik korygujący przemieszczenie poprzeczne w łuku, 4 - Aktywny tłumik pionowy wg zasady „sky hook”, 5 - tłumik poziomy o zmiennej charakterystyce.

Innym rozwiązaniem o bardzo interesującej koncepcji opartej na brytyjskim wózku B5000, jest wózek firmy Bombardier Transportation BCOE Talbot, przeznaczony dla zespołu ICE21. [10]. Wózek ten pokazano na rys.32. Założeniem konstruktorów było w tym przypadku uzyskanie prędkości konstrukcyjnej powyżej 300 km/h, możliwie małej masy własnej, wysokiego komfortu jazdy i niskiej emisji hałasu. Aby osiągnąć te cele, zaprojektowano niekonwencjonalnie układ ramy z łożyskami przyosiowymi po wewnętrznej stronie kół. Uzyskano przez to bardziej zwartą budowę ramy, mniejszą jej masę, ale przede wszystkim istotnie zmniejszono moment bezwładności ramy względem osi wzdłużnej. W rezultacie masa wózka wynosi 4900 kg przy dopuszczalnym obciążeniu na zestaw kołowy 140 kN. Przy takim rozwiązaniu ramy, pneumatyczne sprężyny mają znacznie zmniejszony rozstaw, stąd konieczność zastosowania stabilizatora przechyłów, co może być dalej wykorzystane przy kontrolowanym wychyleniu pudła w łuku. W wózku tym zastosowano także hydrauliczny system stabilizacji poprzecznej w łuku, podobnie jak w wózku WU92, oraz system semiaktywnych tłumików pionowych realizujących zasadę „sky hook” i poziomych, dostosowujących swoją charakterystykę do warunków ruchu. Zabiegi te umożliwiły uzyskanie prędkości 400 km/h [10].

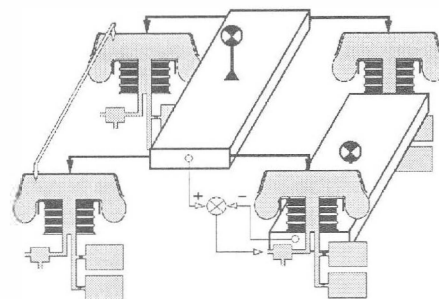
4. Termodynamiczny model pneumatycznego zawieszenia

Znana literatura przedmiotu ogranicza się przy matematycznym opisie układów zawieszeń pneumatycznych wyłącznie do opisu wyizolowanej z układu zawieszenia sprężyny pneumatycznej. Współpraca z układem pneumatycznym jest w tych rozważaniach pomijana lub uproszczona do układu komora elastyczna–komora sztywna–układ regulacji (pojedynczej sprężyny). W praktyce występuje powiązanie pneumatyczne między sprężynami w obrębie wybranych podukładów (np. mostu tylnego w autobusie, czy wózka w wagonie kolejowym). Przykład struktury zawieszenia w uogólnionej, uproszczonej formie przedstawiono na rys.33. Struktura układów może być programowo zmieniana. Trudnością w matematycznym opisie jest to, że na stan termodynamiczny powietrza w sprężynach i układzie pneumatycznym ma wpływ nie tylko układ połączeń, ale również i dynamika zmian położenia układu materialnego, związanego z pneumatycznym zawieszeniem. Jest więc oczywiste, że oba te problemy muszą być rozwiązywane łącznie.

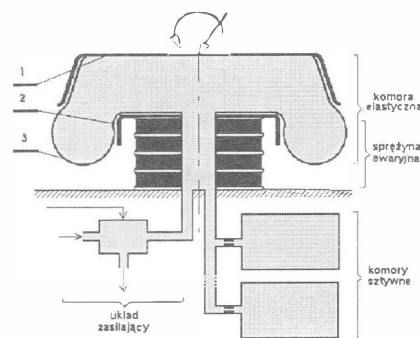
Pneumatyczna sprężyna jest kaskadą pneumatyczną, składającą się z jednej komory elastycznej oraz jednej lub kilku komór sztywnych (zbiorników dodatkowych). Do kaskady doprowadzone jest z układu zewnętrznego powietrze zasilające. Komora elastyczna połączona jest zazwyczaj szeregowo lub równoległe ze sprężyną awaryjną. Tak określoną sprężynę pneumatyczną przedstawiono na rys. 34.

Komora elastyczna składa się z dwóch brzegów prowadzących: dolnego (2) i górnego (1) oraz odkształcalnej powłoki (3), rozpiętej pomiędzy brzegami. Komory elastyczne spotykane w zastosowaniach technicznych posiadają

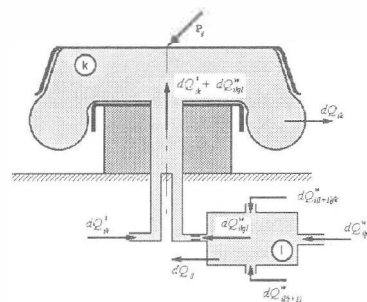
wyraźną oś symetrii. Powłoki tych komór należą wobec tego do grupy powłok osiowo-symetrycznych.



Rys.33 Wybrany fragment układu materialnego z układem sprężysto-tłumiącym stanowiącym zawieszenie pneumatyczne.



Rys.34 Sprężyna pneumatyczna z podziałem na komory: elastyczną i sztywną oraz układem zasilania zewnętrznego (1 – górny brzeg prowadzący, 2 – dolny brzeg prowadzący, 3 – powłoka).



Rys.35 Przepływ energii w obrębie i-tej sprężyny pneumatycznej.

Matematyczny opis pneumatycznych sprężyn jest zazwyczaj, ze względów praktycznych, sprowadzany do opisu ich charakterystyk w sensie przebiegu siły i odpowiadającego jej przemieszczenia.

Teoretyczny opis charakterystyk sprężyn pneumatycznych naraża wiele problemów obliczeniowych, wynikających z następujących przyczyn związanych z technicznymi możliwościami realizacji, przede wszystkim komory elastycznej:

- dużych odkształceń i przemieszczeń kontynuinalnej powłoki,
- anizotropowych i nieliniowych właściwości materiału powłoki,

- niesymetrii obciążeń,
- niestalonych warunków przepływu powietrza między komorami.

Na rysunku 35 przedstawiono fragment wyróżnionej pneumatycznej sprężyny o numerze i obejmujący komorę elastyczną k i komorę sztywną l .

Stan energetyczny powietrza w komorach pneumatycznej sprężyny jest wyznaczany przez:

- pracę zewnętrzną, wykonywaną przez siły uogólnione działające na komorę elastyczną, wymianę ciepła z otoczeniem przez ścianki komór,
- wymianę ciepła wraz z masą powietrza dostarczonego z zewnątrz lub oddanego na zewnątrz, np. przez układ regulacji,
- przekazywanie masy powietrza między komorami w obrębie jednej sprężyny pneumatycznej,
- przekazywanie masy powietrza między innymi sprężynkami pneumatycznymi wchodzącymi w skład układu.

Bilans przyrostów elementarnych energii k -tej komory i -tej sprężyny pneumatycznej jest następujący:

$$-dQ_{ik} + \sum_{k=1}^K \sum_{j=1}^J dQ_{ikjl}^w + dQ_{ik}^z = dU_{ik} + dL_{ik}, \quad (1)$$

gdzie:

dQ_{ik} – przyrost elementarny ciepła odprowadzonego przez ściankę k -tej komory i -tej sprężyny pneumatycznej,

dQ_{ikjl}^w – przyrost elementarny ciepła doprowadzonego do k -tej komory i -tej sprężyny pneumatycznej wraz z powietrzem doprowadzającym z l -tej komory j -tej sprężyny pneumatycznej,

dQ_{ik}^z – przyrost elementarny ciepła dostarczonego do k -tej komory i -tej sprężyny wraz z powietrzem przekazanym przez układ regulacji,

dU_{ik} – przyrost elementarny energii wewnętrznej powietrza zgromadzonego w k -tej komorze i -tej sprężyny,

dL_{ik} – przyrost elementarny pracy zewnętrznej wykonanej podczas sprężania powietrza w k -tej komorze i -tej sprężyny.

Ogólnie, dla danego układu materialnego posiadającego J sprężyn pneumatycznych o możliwej liczbie K komór w kaskadzie, jest:

$$dQ + Z^w \cdot dQ^w + Z^z \cdot dQ^z = dU + dL, \quad (2)$$

gdzie:

Q – macierz energii doprowadzonej przez ścianki $J \times K$,

Q^w – tensor energii przekazywanej wewnątrz kaskady i z kaskadami innych członów,

Q^z – wektor energii przekazywanej z zewnątrz $J \times 1$,

U – macierz energii wewnętrznej powietrza $J \times K$,

L – macierz pracy zewnętrznej,

Z^w – tensor połączeń,

Z^z – macierz zasilania.

Należy przy tym uwzględnić również to, że zewnętrzna praca wykonywana przez powietrze podczas przemiany nie jest równa pracy wykonanej przez siły uogólnione czynne oddziałujące na komorę elastyczną. Jest bowiem:

$$dL_q = dL_u + dL_p, \quad (3)$$

gdzie:

dL_q – elementarna praca sił uogólnionych działających na pneumatyczne sprężyny,

dL_u – elementarna praca użyteczna sprężania powietrza w komorach elastycznych,

dL_p – elementarna praca odkształcenia powłoki komory elastycznej.

Z bilansem energetycznym ściśle związany jest bilans masy powietrza zgromadzonego w poszczególnych komorach kaskady. W przypadku k -tej komory i -tej sprężyny, bilans masowy jest następujący:

$$d\Theta_{ik} = \sum_{k=1}^K \sum_{j=1}^J G_{ikjl}^w \cdot dt + G_{ik}^z \cdot dt, \quad (4)$$

gdzie:

$d\Theta_{ik}$ – elementarny przyrost masy powietrza w k -tej komorze i -tej sprężyny,

G_{ikjl}^w – masowe natężenie przepływu powietrza między k -tą komorą i -tej sprężyny a l -tą komorą j -tej sprężyny,

G_{ik}^z – masowe natężenie przepływu z układu zasilającego do k -tej komory i -tej sprężyny.

Ogólnie, prowadzi to do zależności:

$$d\Theta = Z^w \cdot G^w \cdot dt + Z^z \cdot G^z \cdot dt, \quad (5)$$

gdzie:

$d\Theta$ – macierz masowych przyrostów elementarnych,

G^w – tensor masowych natężeń przepływów między komorami w obrębie kaskady i między różnymi kaskadami,

G^z – wektor masowych natężeń przepływów z układów zasilających.

Przyjęto dodatkowe założenia:

- powietrze jest gazem doskonałym,
- ciepło odprowadzone przez ścianki komór kaskady pneumatycznej jest proporcjonalne do różnicy temperatur po obu stronach ścianki,
- temperatura powietrza otaczającego oraz temperatura powietrza pochodzącego z układu zasilania są stałe.

Bilans ten należy jeszcze uzupełnić o równanie stanu gazu:

$$p_{ik} \cdot dV_{ik} + V_{ik} \cdot dp_{ik} = R \cdot (\Theta_{ik} \cdot dT_{ik} + T_{ik} \cdot d\Theta_{ik}), \quad (6)$$

gdzie:

p_{ik} – ciśnienie absolutne,

V_{ik} – objętość komory,

Θ_{ik} – masa powietrza w k -tej komorze i -tej sprężyny,

T_{ik} – temperatura bezwzględna powietrza,

R – indywidualna stała gazowa powietrza

przy czym

$$Q_{ik} = \beta_{ik} \cdot (T_{ik} - T_o), \quad (7)$$

gdzie:

β_{ik} – współczynnik przenikania ciepła przez ścianki

k tej komory i -tego członu,

T_o – temperatura otoczenia.

Ponadto na podstawie znanych związków [3]:

$$dQ = i \cdot d\Theta, \quad (8)$$

$$dU = \Theta \cdot du + u \cdot d\Theta, \quad (9)$$

$$dL = p \cdot dV, \quad (10)$$

przy czym:

$$u = c_v \cdot T, \quad (11)$$

$$i = c_p \cdot T, \quad (12)$$

$$R = c_p - c_v, \quad (13)$$

$$\chi = \frac{c_p}{c_v}, \quad (14)$$

gdzie:

- i – entalpia,
- u – właściwa energia wewnętrzna gazu,
- c_p – ciepło właściwe gazu przy stałym ciśnieniu,
- c_v – ciepło właściwe gazu przy stałej objętości,
- χ – wykładnik adiabaty,

otrzymuje się następujący układ równań różniczkowych, opisujących stan powietrza w k -tej komorze i -tej sprężyny pneumatycznej:

$$\dot{p}_{ik} = \frac{T_{ik} \cdot R}{V_{ik}} \cdot \left(\sum_{k=1}^K \sum_{j=1}^J G_{ikjl}^w + G_{ik}^z \right) + \frac{p_{ik}}{T_{ik}} \cdot \dot{T}_{ik} - \frac{p_{ik}}{V_{ik}} \cdot \dot{V}_{ik} \quad (15)$$

$$\dot{T}_{ik} = \frac{(\chi - 1) \cdot T_{ik}}{p_{ik} \cdot V_{ik}} \cdot \left[-p_{ik} \cdot \dot{V}_{ik} + \sum_{k=1}^K \sum_{j=1}^J \epsilon_{ikjl} \cdot G_{ikjl}^w + (c_p \cdot T_z - c_v \cdot T_{ik}) G_{ik}^z - p_{ik} \cdot (T_{ik} - T_o) \right], \quad (16)$$

przy czym:

$$\epsilon_{ikjl} = \begin{cases} R \cdot T_{ik} & \text{gdy } p_{ik} > p_{il} \\ c_p \cdot T_{il} - c_v \cdot T_{ik} & \text{gdy } p_{ik} \leq p_{il} \end{cases} \quad (17)$$

Przyjawszy, że układ wykonuje małe ruchy wokół zadanego położenia, równania (15) i (16) mogą być przedstawione w ogólnej zlinearyzowanej postaci:

$$p = T_o \cdot R \cdot V_o^{-1} \cdot (Z^w \cdot G^w + Z^z \cdot G^z) + \frac{1}{T_o} \cdot p_o \cdot T - p_o \cdot V_o^{-1} \cdot V \quad (18)$$

$$T = (\chi - 1) \cdot T_o \cdot \left[-V_o^{-1} \cdot \dot{V} - p_o^{-1} \cdot V_o^{-1} \cdot Z^w \cdot \epsilon \cdot G^w + p_o^{-1} \cdot V_o^{-1} \cdot (c_p \cdot T_o \cdot E - c_v \cdot T) \cdot Z^z \cdot G^z - p_o^{-1} \cdot V_o^{-1} \cdot \beta \cdot (T - T_o \cdot E) \right] \quad (19)$$

Macierze stałe opisujące stan równowagi statycznej oznaczono w równaniach (18) i (19) indeksem „o”.

Równania (15) i (16) opisują ciśnienia i temperatury w poszczególnych komorach układu zawieszenia pneumatycznego. Rozwiązanie tych równań wymaga rozwiązania dalszych problemów jak:

- matematyczny opis współpracy pneumatycznego układu z układem brył materialnych, tworzących przestrzenny układ dynamiczny,

- sformułowanie zastępczego uogólnionego modelu sprężyny pneumatycznej z uwzględnieniem pracy powłoki komory elastycznej,
 - matematyczny opis odkształcenia powłoki i jej współpracy z brzegami prowadzącymi.
- Mając zbudowane odpowiednie matematyczne modele można na ich podstawie dokonać oceny następujących właściwości zawiesznień pneumatycznych:
- wpływu oporów przepływu na własności tłumiące w układzie zawieszenia,
 - wpływu długości przewodów na działanie dynamiczne układu,
 - wpływu układu zasilania na stateczność pojazdu,
 - możliwości rozszerzenia funkcji zawieszenia o układy aktywne, w tym układy wychylania nadwozia w łuku.

Problemy te będą przedmiotem dalszych części tematu.

Literatura:

- [1]. BALAIRON DE LA POZA Y F., CERECEDA GARCIA C.: *El Talgo Pendural*. Revista A.I.T. Nr 51/1983.
- [2]. BRUHAT L.: *Pneumatičeskie podvešivanija i teleški. Ežemesj. Bjuleten Meždunarodnych Assocjacji No. 7,8,9,10/1969.* (tłum z: *Revue de L'Association Francaise des Amis des Chemins de Fer* 1967, No. 267).
- [3]. GERC E. W.: *Napędy pneumatyczne – teoria i obliczanie*. Warszawa, WNT, 1973.
- [4]. GRAJNERT J., LEWANDOWSKI T.: *Obliczenia i dobór układu usprężynowania pneumatycznego. Raport Inst. KiEM PWr., Seria Sprawozdania Nr 125/87, Wrocław. 1987*
- [5]. GRAJNERT J., LEWANDOWSKI T.: *Układ aktywny czy pasywny? I Szkoła Metody aktywne redukcji drgań i hałasu. AGH i PK Rabka-Kraków 1993.*
- [6]. GRAJNERT J.: *Podstawy teoretyczno-doświadczalne projektowania zawiesznień pneumatycznych. Prace Naukowe Inst.KEM Pol.Wr. Nr 79. Oficyna Wydawnicza Pol.Wr. Wrocław 1996.*
- [7]. GRAJNERT J.: *Izolacja drgań w maszynach i pojazdach. (Rozdz.5). Oficyna Wydawnicza Pol.Wr. Seria Navigator Nr 8 Wrocław 1997.*
- [8]. HANDSCHIN M., KÖNIG CH., WITTEW M.: *Der SBB-Neigezug auf dem Weg der Realisierung. Eisenbahn Revue Nr 7-8 /1997.*
- [9]. HONDIUS H.: *Eine Niederflur-Entwicklung der belgischen Bombardier BN-Werke. Der Nahverkehr 8(1990) Nr 4.*
- [10]. JACOB J.: *ICE21 - Fahrwerke für Geschwindigkeiten über 300 km/h. 4th International Conference on Railway Bogies and Running Gears Budapest, 21-23 September 1998.*
- [11]. KAWAZOE T.: *Energy-saving EMU for Suburban Service, Series 211 of JNR. Japanese Railway Engineering No. 97, March 1986.*
- [12]. KRETTEK O., GRAJNERT J.: *Die Modelldarstellung pneumatischer Fahrzeugfederungen und die Vorauswahl der Modellparameter. ZEV+DET Glas. Ann. 115 (1991), Nr. 5*
- [13]. KRETTEK O., GRAJNERT J.: *Zur luftfeder- und schwingungstechnischen Auslegung des TGV-Atlantique. ZEV+DET Glas. Ann. 120(1996) Nr 8.*

- [14]. LACÔTE F., CLÉON L.M.: *La deuxième génération de TGV: la maîtrise du confort á grande vitesse*. *Revue Générale Des Chemins De Fer* 1990 nr 7-8.
- [15]. *Le bogie Y30P équipant les nouvelles voitures á deux niveaux*. *Revue de L'Association Française des Amis des Chemins de Fer*, Nr. 316, 1976/I.
- [16]. LOHMANN A.: *Neues Luftfederdrehgestell WU92 mit Zusatzkomponenten*. "Systemdynamik der Eisenbahn" Fachtagung in Henningsdorf 13-14.10.1994.
- [17]. MADEYSKI T. VON, MÖLLER K.: *Drehgestelle MD522 und LD730 für neue Reisezugwagen der DB*. *ZEV-Glas. Ann.* 105 (1981) Nr. 4.
- [18]. MARCINKOWSKI J.: *Elementy usprężynowania. Cz. II. Pojazdy Szynowe*, Nr 2, 1978.
- [19]. MASHIMO Y. *Development of Railcar Air Springs in Japan*. *Japanese Railway Engineering* vol.20(1980) Nr 2.
- [20]. MÜLLER-HELLMANN A.: *Niederflurbauweise stimuliert die Entwicklung neuer Fahrwerks- und Antriebstechnologien für Nahverkehrsschienenfahrzeuge*. *eb - Elektrische Bahnen* Nr 6/1991.
- [21]. MÜLLER R.: *Die Drehgestelle der Einheitswagen I und II der SBB: Geschichte – Gegenwärtige Entwicklungen – Zukunft*. *Schweizer Eisenbahn-Revue* Nr. 9/1992.
- [22]. *Nowy tabor dla S-Bahn w Hamburgu*. *tts* Nr 7-8/1997.
- [23]. *Pierwsza linia dużych prędkości w Belgii*. *tts* Nr 11/1997.
- [24]. SIG-SWING - *das aktive Querneigesystem der SIG*. *Schweizerische Industrie Gesellschaft. Bahn Jahrbuch Schweiz* 96.
- [25]. SUWALSKI R.: *Rodzina wózków typu 25AN do nowych i modernizowanych wagonów pasażerskich oraz elektrycznych zespołów trakcyjnych*. *tts* Nr 6/1997.