

**doc. dr inż. Roman Nowak**  
**1932 - 2008**

*Dnia 19 stycznia 2008 roku zmarł w wieku 76 lat, doc. dr inż. Roman Nowak.*

*Z Instytutem Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu, związany był przez 55 lat jako sumienny pracownik, solidny konstruktor, zastępca dyrektora a w ostatnich latach redaktor techniczny kwartalnika Pojazdy Szynowe.*

*Pogrzeb Romana Nowaka odbył się 25 stycznia 2008 roku, na Cmentarzu Miłostowskim w Poznaniu i zgromadził rodzinę, przedstawicieli Instytutu, liczne grono kolegów i współpracowników Zmarłego oraz przedstawicieli instytucji współpracujących.*

*W imieniu Dyrekcji Instytutu Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu, Rady Naukowej Instytutu, Redakcji Kwartalnika Pojazdy Szynowe, Organizacji Społecznych i całego środowiska, wyrazi serdecznego współczucia złożył Rodzinie oraz pożegnał Zmarłego, Główny Specjalista ds. Sterowania Jakością inż. Roch Tarczewski przedstawiając przebieg drogi zawodowej: inżynierskiej, organizacyjno-technicznej i naukowej, człowieka, zasłużonego dla Instytutu i branży taboru kolejowego .*

Doc. dr inż. Roman Nowak urodził się 2 sierpnia 1932 roku w Starogardzie Gdańskim. Ojciec Franciszek był urzędnikiem a matka Jadwiga zd. Świerkowska prowadziła gospodarstwo domowe. Miał dwóch braci. W 1939 roku ojca zamordowali hitlerowcy. Małoletni Roman przeżył wojnę na wsi u krewnych. Po wojnie uczęszcza do szkoły podstawowej i gimnazjum w Kościanie. W 1949 roku zdaje małą maturę i przechodzi do Liceum Mechanicznego w Poznaniu, pracując na własne utrzymanie w różnych firmach.

Od roku 1951 związał się z Instytutem Pojazdów Szynowych TABOR podejmując pracę w ówczesnym Centralnym Biurze Konstrukcyjnym Przemysłu Taboru Kolejowego, jako kreślarz. W roku 1952 zdaje maturę z wynikiem bardzo dobrym, uzyskując dyplom technika mechanika.

W roku 1956 kończy studia inżynierskie i pracuje na stanowisku konstruktora. W roku 1957 zawarł związek małżeński z nauczycielką Heleną z d. Dudek, który zaowocował trójką potomstwa: Zbigniew-1958, Witold – 1959, Ewa-1975.

W latach 1958 – 1959 powodowany warunkami mieszkaniowymi, przerwał pracę w CBK PTK i pracował (przeniesiony służbowo) w Dolnośląskich Zakładach Metalurgicznych w Nowej Soli na stanowisku starszego konstruktora.

Następnie wraca z rodziną do Poznania i w roku 1963 kończy studia magisterskie na Politechnice Poznańskiej na Wydziale Budowy Maszyn – specjalność pojazdy szynowe.

W trakcie pracy zawodowej przeszedł wszystkie szczeble kariery inżynierskiej, ustawicznie pogłębiał wykształcenie i wiedzę zawodową. Ukończył dwa studia podyplomowe oraz kilka kursów i szkoleń specjalistycznych w tym również w zakresie inwestycji, organizacji i zarządzania badaniami naukowymi.

W latach 1959 – 1967 pracował jako konstruktor i kierownik pracowni w Wydziale Lokomotyw. W tym czasie wniósł istotny wkład w projektowanie pierwszych polskich lokomotyw spalinowych o mocy 350 KM – typu 9D i 800 KM – 6D oraz był konstruktorem prowadzącym lokomotywy o mocy 350KM – 401D/401Da. Samodzielnie wykonał po raz pierwszy szereg obliczeń technicznych w trakcie projektowania, dotyczących układów napędowych, wentylacyjnych i ciepłno-przepływowych. Rozwinął koncepcyjnie cały układ lokomotywy i głównych zespołów, w tym jako nowość w polskich lokomotywach spalinowych, napęd wiązarczy dla przeniesienia mocy z przekładni elektrycznej na wszystkie koła, co zapewniło dobre własności trakcyjne lokomotywy. Jego praca przyczyniła się do wyprodukowania przez Fablok w Chrzanowie 900 lokomotyw manewrowych typu 401D/401Da.

W latach 1967 - 1980 pełnił funkcję Zastępcy Dyrektora ds. Rozwoju a następnie ds. Doświadczalnych, prowadząc inwestycje w zakresie budowy zaplecza badawczego branży taboru kolejowego. W tym okresie miał zasadniczy udział przy opracowaniu w latach 1967/70 programu rozwoju pojazdów szynowych w kraju do roku 1990 oraz programu rozwoju zaplecza badawczego branży wraz ze stanowiskami badawczymi. W latach 1971/77 kierował budową bazy badawczej w roli inwestora i generalnego dostawcy nietypowych urządzeń badawczych. Jego zaangażowanie i działalność przyczyniły się w zasadniczy sposób do przekształcenia w roku 1973, CBKPTK w Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Pojazdów Szynowych. Kierował także pionem badawczym oraz był wychowawcą młodych inżynierów, z których wielu piastuje dziś ważne stanowiska w Instytucie.

W roku 1980 przeszedł, na własne życzenie, do pracy naukowej. W roku 1982 został powołany na stanowisko zastępcy kierownika Zakładu Wagonów Towarowych i Specjalnych. Obronił pracę doktorską: „O pewnych możliwościach kształtowania statycznej charakterystyki siłowej gumowych amortyzatorów zderzaków wagonów kolejowych” oraz zajmował się zagadnieniami niezawodności wagonów towarowych. W roku 1984 zostaje powołany na stanowisko adiunkta, a w roku 1989 na stanowisko docenta kontraktowego. Opublikował 11 artykułów w różnych czasopismach technicznych oraz napisał skrypt akademicki o badaniach pojazdów szynowych.

W roku 1991 przeszedł na emeryturę, zachowując nadal aktywność zawodową. W ostatnich latach pełnił funkcję redaktora technicznego kwartalnika Pojazdy Szynowe dbając z wielką troską o wysoki poziom merytoryczny i językowy wydawnictwa.

Roman Nowak był uhonorowany: Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski-1986, Złotym Krzyżem Zasługi-1979, Brązowym Krzyżem Zasługi-1955 oraz innymi wyróżnieniami.

Żegnamy człowieka, który charakteryzował się wielką pracowitością, ambicją, poczuciem odpowiedzialności, wnikliwą analizą, skrupulatnością i wielkim oddaniem sprawom Instytutu. Był odpowiedzialnym człowiekiem czynu.

Roman Nowak pozostawił nam swój użyteczny dorobek naukowy, techniczny i organizacyjny, styl pracy i sposób rozumienia roli inżyniera w rozwoju techniki.

**Zachowajmy Go w życzliwej pamięci**

**Instytut Pojazdów Szynowych „Tabor”** w Poznaniu w dniu 30.07.2007 uzyskał status Organu Notyfikowanego pod nr. NB 1940 w zakresie Dyrektywy 96/48/WE (Interoperacyjność trans-europejskiego systemu kolei wysokich prędkości) oraz Dyrektywy 2001/16/WE (Interoperacyjność trans-europejskiego systemu kolei konwencjonalnych).

Notyfikacja dotyczy obszaru taboru kolejowego w następujących polach działania:

- kalibracja
- badanie
- kontrola
- certyfikowanie produktu
- certyfikowanie systemu jakości
- certyfikowanie personelu
- certyfikowanie systemów zarządzania środowiskiem

Notyfikacja do Dyrektoriatu Przedsiębiorczości Komisji Europejskiej przez Ministerstwo Gospodarki potwierdza, że Instytut Pojazdów Szynowych „Tabor” w Poznaniu posiada:

- wymagane kompetencje techniczne w odniesieniu do produktów objętych ww. dyrektywami
- wymagane kompetencje w odniesieniu do wybranych procedur / atestowania zgodności dla tych produktów.

Organy notyfikowane są niezależnymi organizacjami odpowiedzialnymi za ocenę zgodności i odpowiedniości wykorzystania składników interoperacyjności lub za ocenę procedury weryfikacji podsystemów Wspólnoty Europejskiej w odniesieniu do wymagań Dyrektyw dla Interoperacyjności trans-europejskich systemów kolejowych (96/48/WE) i konwencjonalnych (2001/16/WE).

Zadania Organu Notyfikowanego odpowiedzialnego za weryfikację podsystemu Wspólnoty Europejskiej rozpoczynają się na etapie projektu i obejmują cały okres wytwarzania, poprzez etap akceptacji, aż do wprowadzenia podsystemu do użytku. Obejmują one również weryfikację płaszczyzn współdziałania danego podsystemu z systemem, do którego zostaje on włączany, w oparciu o informacje dostępne w odnośnych TSI oraz rejestrach przewidzianych Dyrektywą.

Organ Notyfikowany przeprowadza Ocenę zgodności lub odpowiedniości wykorzystania składnika interoperacyjności, na wniosek producenta lub jego upoważnionego zastępcy prawny mającego swą siedzibę na terytorium Wspólnoty.

Organ notyfikowany odpowiada za zebranie dokumentacji technicznej, która musi towarzyszyć deklaracji weryfikacji „WE”. Dokumentacja techniczna musi zawierać wszelkie niezbędne dokumenty związane z cechami podsystemu oraz, gdzie jest to właściwe, wszelkie dokumenty poświadczające zgodność składników interoperacyjności. Powinna ona również zawierać wszelkie elementy odnoszące się do warunków i ograniczeń użytkowania oraz wytyczne dotyczące serwisu, stałego lub rutynowego monitorowania, dostosowania i utrzymania.

Komisja Europejska stworzyła grupę do spraw koordynacji Organów Notyfikowanych, która będzie omawiać wszelkie sprawy związane ze stosowaniem procedur oceny zgodności lub przydatności do stosowania oraz procedury weryfikacji, o których mowa w Dyrektywie lub ze stosowaniem właściwych TSI. Takim organem koordynującym jest europejskie stowarzyszenie NB RAIL, które jest forum:

- dzielenia się doświadczeniami i wymianą poglądów na temat procedur oceny zgodności w celu lepszego zrozumienia oraz bardziej spójnego stosowania Dyrektyw Interoperacyjności
- szkicowania i wydawania rekomendacji technicznych w sprawach odnoszących się do oceny zgodności w kolejnictwie
- zapewnienia spójności w pracy przy normalizacji europejskiej
- kreślenia sprawozdań co do technicznych aspektów procedur oceny
- dyskusowania nad dokumentami Komisji i innymi informacjami mającymi związek z Interoperacyjnością Kolei.

Instytut Pojazdów Szynowych jest także członkiem NB RAIL. Komisja Europejska podkreśla, że uczestnictwo Organów Notyfikowanych w koordynacji działań w Wspólnocie Europejskiej jest ich prawnym obowiązkiem.





<i>Madej J.</i> : Mechanizm różnicowy z tarciem wewnętrznym jako niezbędny czynnik podniesienia efektywności trakcyjnej napędu tramwaju w łukach toru.....	1
<i>Mielniczuk J., Kuligowski P.</i> : Analiza wytrzymałości konstrukcji pudła wagonu osobowego całkowicie wykonanego z materiału porowatego.....	7
<i>Cisowski T.</i> : Algorytm dekompozycji sieci transportowej.....	14
<i>Durzyński Z.</i> : Zasady dopuszczeń pojazdów kolejowych w ruchu międzynarodowym po wejściu w życie dyrektyw II pakietu kolejowego.....	19
<i>Sobaś M.</i> : Możliwości kształtowania optymalnego zarysu pojazdu tramwajowego .....	25
<i>Sobaś M.</i> : Możliwości kształtowania optymalnego zarysu pojazdu tramwajowego w świetle aktualnie obowiązujących przepisów bezpieczeństwa jazdy, komfortu pasażerów i ergonomii pracy motorniczego .....	31
<i>Bocian S.</i> : Przyszłościowe współbieżne mikroprocesorowe inteligentne systemy mechatroniczne w sterowaniu i diagnostyce pojazdów szynowych (Narzędzia sprzętowe i programistyczne).....	37
<i>Kirpluk M., Wojciechowska E.</i> : Terminy i definicje dotyczące wyznaczania poziomu hałasu emitowanego przez pojazdy szynowe wg EN ISO 3095.....	42

# P o j a z d y S z y n o w e

**Kwartalnik naukowo-techniczny poświęcony zagadnieniom konstrukcji,  
budowy i badań taboru szynowego**

\*\*\*

**The scientific – technical quarterly journal dedicated to problems of  
designing , construction and researches of railway stock**

\*\*\*

**Die einer Konstruktion, einem Bau und Versuche von Schienenfahrzeugen  
gewidmete Wissenschafts - und Technischvierteljahresschrift**

\*\*\*

**Ежеквартальный научно-технический журнал по вопросам  
проектирования, конструкции и исследования железнодорожного  
подвижного состава**

**Zespół redakcyjny:**

Włodzimierz Gąsowski (*redaktor naczelny*),  
Włodzimierz Stawecki (*z-ca red.naczelnego*),  
Władysław Stankowski (*sekretarz redakcji*),  
Zbigniew Durzyński (*redaktor techniczny*);  
Zygmunt Giziński, Jerzy Madej, Marian Medwid,  
Marek Sitarz, Adam Tułeczki (*redaktorzy działowi*)

**Adres redakcji:**

Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR”,  
61-055 Poznań, Warszawska 181,  
tel. 061-66-41-488 , fax: 061-653-40-02,  
email: ointe@tabor.com.pl

**Projekt okładki:** Piotr Świerz

**Druk:** Zakład Poligraficzny „GRAFIKA”  
61-062 Poznań, ul.Leszka 22  
tel. (061) 876 89 08

- \* Wszystkie artykuły zamieszczane w kwartalniku są recenzowane.
- \* Redakcja zastrzega sobie prawo dokonywania skrótów nadesłanych artykułów.
- \* Artykułów nie zamówionych redakcja nie zwraca.
- \* Za treść i formę ogłoszeń redakcja nie odpowiada.

Nakład: 320 egz.

**Wydawca – Publisher – Herausgeber - Издатель****Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR”****Rail Vehicles Institute “TABOR”****Institut für Schienenfahrzeuge “TABOR”****Институт железнодорожного подвижного состава „TABOR”**

61-055 Poznań, Warszawska 181, tel. 061-66-41-488  
fax: 061-653-40-02, email: ointe@tabor.com.pl

## Mechanizm różnicowy z tarciem wewnętrznym jako niezbędny czynnik podniesienia efektywności trakcyjnej napędu tramwaju w łukach toru

Przedmiotem opracowania jest technicznie zmodyfikowana wersja układu napędowego *AdTranz* (według rysunków 1 i 2), tramwaju niskopodłogowego, zapewniającego efektywne wywiązywanie sił trakcyjnych w łukach toru o małym promieniu krzywizny.

### 1. Wprowadzenie

W układzie napędowym tramwaju występują ekstremalnie trudne warunki trakcyjne, gdy pojazd ma ruszyć w łuku toru znajdującym się na wzniesieniu. Pomiędzy racjonalnymi technicznymi warunkami budowy napędowego zestawu kół przeznaczonych dla tramwaju o wysokiej efektywności trakcyjnej w ruchu zarówno w torze prostym jak też w łukach toru o małym promieniu krzywizny występuje immanentna sprzeczność. Efektywne wywiązywanie sił trakcyjnych na kołach napędnych w łukach o małym promieniu wymaga albo niezależnego napędu osi kół lewego i prawego (dwoma silnikami elektrycznymi) albo zastosowania mechanizmu różnicowego pomiędzy 'półosiami' umownego zestawu. Pojawiło się wiele takich rozwiązań, które jednak charakteryzują się złą dynamiką ruchu w torze prostym, dużymi wartościami kątów nabiegania kół na szynę i nadmiernymi zużyciami obrzeży kół. Kompromisowym rozwiązaniem technicznym może być zmodyfikowany układ napędu (na przykład typu *AdTranz*) z mechanizmem różnicowym o odpowiednio dobranym momencie tarcia wewnętrznego pomiędzy półosiami [1, 3]. Taki 'zestaw', dzięki odpowiednio dobranej nieczułości różnicowej mechanizmu różnicowego, może dobrze spełniać wymagania trakcyjne w torze prostym, zaś w łuku zapewnić należyłą efektywność trakcyjną.

Siły trakcyjne  $F$  (podłużne) na obwodzie obydwóch kół zestawu, lewego „L” i prawego „P”, należy traktować jako ogólnie niejednakowe. W pracy [1] wprowadzono pojęcie współczynnika efektywności trakcyjnej zestawu  $E_{TZ}$ , będącego wyróżnikiem konstrukcyjnej przydatności układu napędowego tramwaju do pracy w łuku torowym.

Współczynnik  $E_{TZ}$  wyraża się wzorem:

$$E_{TZ} = 1 - \frac{|F_L - F_P|}{|F_L| + |F_P|} \quad (1)$$

Maksymalny potencjał trakcyjnych sił (przyczepności) na obwodzie kół zestawu opisuje zależność  $F_{zmax} = |F_{Lmax}| + |F_{Pmax}|$ . Jednak pod względem konstrukcyjnym z pełną efektywnością trakcyjną, wyra-

żoną wartością  $E_{TZ}=1$  według (1), można mieć do czynienia niezależnie od stopnia wykorzystania maksymalnego potencjału sił trakcyjnych. Zauważmy, że według (1) efektywność trakcyjna  $E_{TZ}=0,5$  wystąpi, gdy trakcyjnie pracuje tylko jedno koło zestawu. Wartość  $E_{TZ}$  spada drastycznie, gdy na jednym z kół występuje pasożytnicza siła ujemna. Właśnie taki przypadek przy klasycznym zestawie może wystąpić w łuku toru. W przypadku, gdy trakcyjnie pracują dwa koła zestawu w zgodnym kierunku, lecz jedno z nich wykorzystuje jedynie 50% swej siły przyczepności, wtedy otrzymamy  $E_{TZ} = 1 - \frac{1}{2} \cdot 0,5 = 0,75$ . Wyznaczenie odpowiedniej (pod względem dynamicznym a zarazem trybologicznym) wartości momentu nieczułości różnicowej mechanizmu różnicowego stanowi oddzielne, złożone zadanie teoretyczno – doświadczalne.

### 2. Różnicowy mechanizm napędowy *AdTranz* [3]

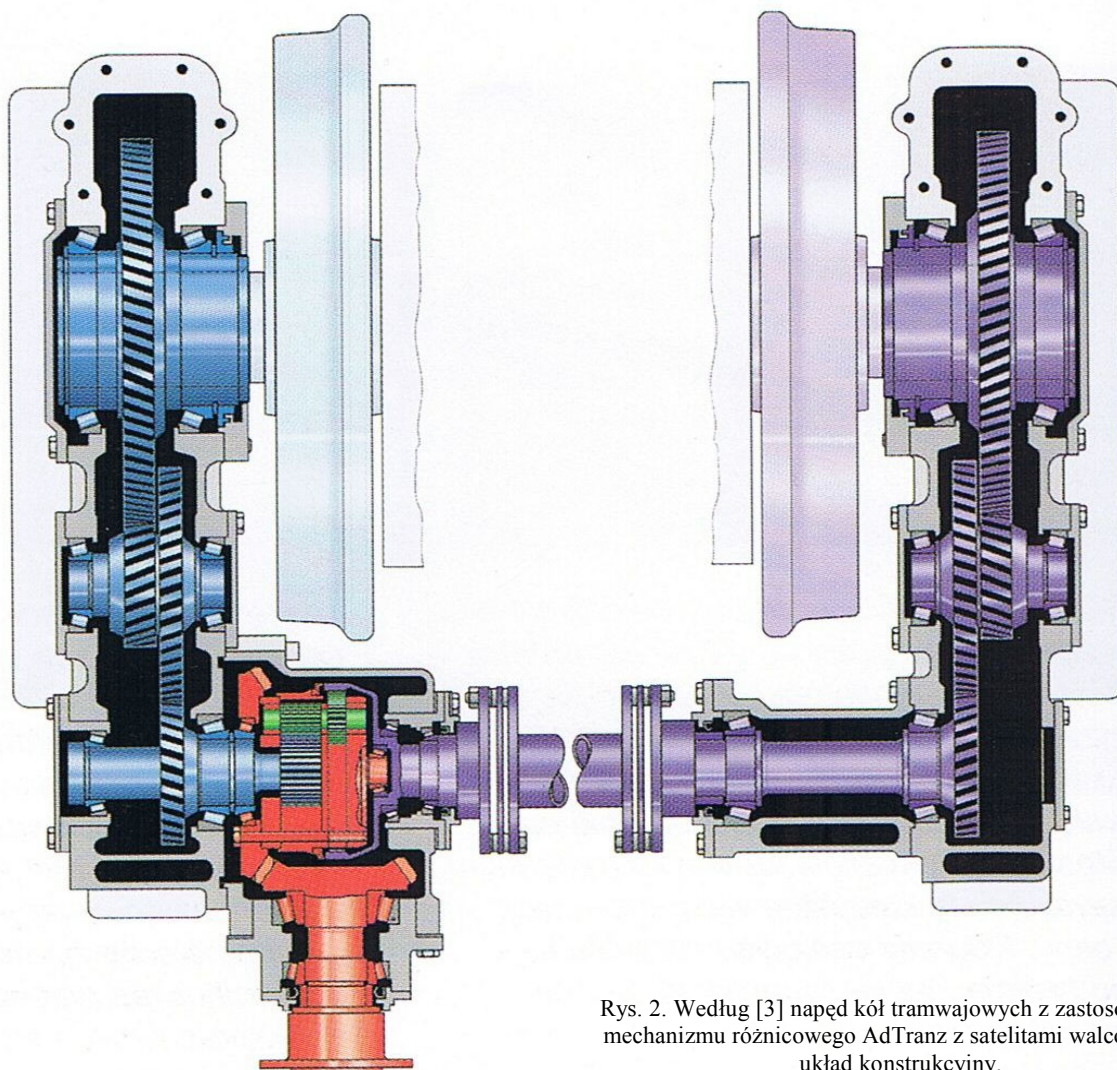
W dalszym ciągu niniejszego artykułu ograniczono się do przedstawienia fundamentalnych zasad modyfikacji znanego rozwiązania *AdTranz* oraz do przedstawienia podstaw teoretycznych dla tego technicznego udoskonalenia.

„Klasyczny” napęd kół tramwajowych *AdTranz* (według rysunków 1 i 2) zawiera oryginalny mechanizm różnicowy z satelitami walcowymi. W torze prostym ten mechanizm charakteryzuje się nieznacznym, płynnym 'tarcie' wewnętrznym o charakterze wiskotycznym, a wartość momentu napędowego na obydwóch kołach pozostaje dobrze wyrównana, niezależnie od wartości promienia krzywizny toru. Zatem w torze zakrzywionym może wystąpić jedynie bardzo niewielka różnica momentów na kołach („L” i „P”), lecz obydwa te momenty, jakkolwiek nieznacznie różne pod względem wartości modułów, zawsze mają zwrot skierowany w jednym, zgodnym kierunku. Zatem jest to rozwiązanie bardzo dobre dla ruchu w łuku toru o małym promieniu, lecz w torze prostym funkcja prowadzenia zestawu w torze za pomocą sił podłużnych nie jest zagwarantowana.

Mechaniczny układ napędu ma strukturę niemal samochodową, jak przy napędzie 'tylnego mostu' ciężarówki ze zwolnicami. Zastosowano planetarny mechanizm różnicowy [3], co oznacza, że koło tarczowe przekładni stożkowej jest osadzone na koszu satelitów walcowych.



Rys. 1. Według [3] widok zewnętrzny napędu kół tramwajowych z zastosowaniem mechanizmu różnicowego *AdTranz* z satelitami walcowymi.



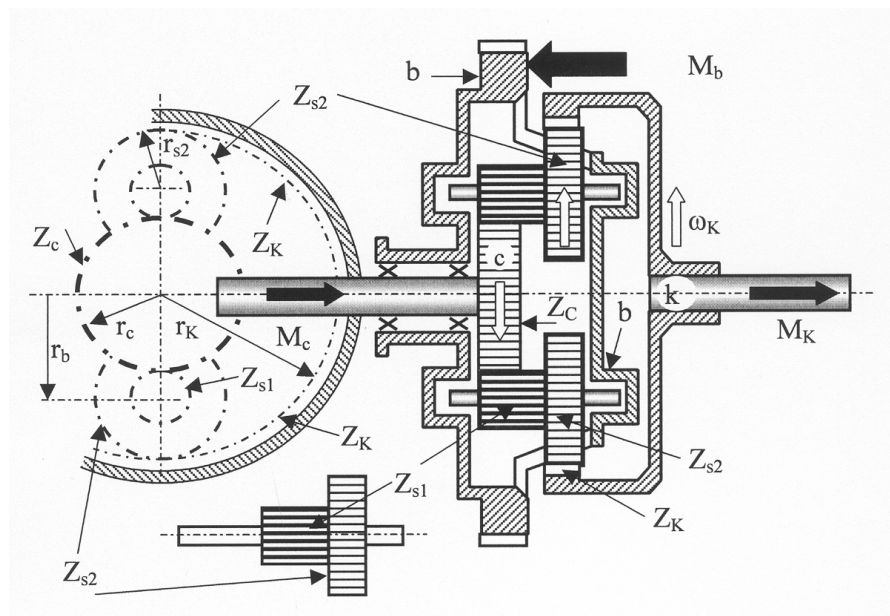
Rys. 2. Według [3] napęd kół tramwajowych z zastosowaniem mechanizmu różnicowego *AdTranz* z satelitami walcowymi – układ konstrukcyjny.

W tym miejscu pojawia się pytanie inżynierskie, jaka powinna być wartość i charakterystyka momentu autentycznie sprzęgającego koła zestawu „na sztywno”, aby w torze prostym oraz w łukach o promieniu nie mniejszym od wartości granicznej  $\rho_{gr}$ , zestaw poprawnie spełniał swoje zadanie konturu adhezyjno – prowadzącego. Wartość graniczną  $\rho_{gr}$  została ściśle zdefiniowana w pracy [1].

Znalezienie odpowiedzi na powyższe pytanie wymaga indywidualnego badania dynamiki napędu (z probabilistycznym uwzględnieniem topografii linii tramwajowej), przy niezbędnym udziale badań eksperymentalnych, podczas ruchu kompletnego pojazdu w torze.

W odniesieniu do osi kół jezdnych (a nie do półosi mechanizmu różnicowego) jest rzeczą oczywistą, że moment autentycznego tarcia wewnętrznego w mechanizmie różnicowym powinien być odpowiednio dobrany (przeliczony) stosownie do wartości przełożenia zastosowanej redukcyjnej przekładni zębatej.

Naukowo – techniczne zagadnienie odpowiedniego doboru momentu tarcia wewnętrznego w mechanizmie różnicowym zostało (na technicznym stopniu ogólności) omówione w monografii [2]. W dalszym ciągu, na rysunku 5, pokazano dwa przykładowe warianty technicznych rozwiązań klasycznego mechanizmu różnicowego z kołami stożkowymi.



Rys. 3. Schemat przekładni planetarno – różnicowej AdTranz.

Kosz satelitów **b** – („basket”) jest elementem aktywnym (napędzającym). Koła **K** („koronowe”) oraz **c** („centralne”) są osadzone na elementach biernych, (czyli na półosiach). Białymi strzałkami zaznaczono kierunek obrotów elementów biernych **k** oraz **c**, gdy element aktywny **b** został unieruchomiony.

Zgodnie z rysunkiem 3, oraz materiałem zawartym w monografii [2], promienie podziałowe poszczególnych kół zębatych wynoszą odpowiednio:

$$r_c = \frac{1}{2}m \cdot Z_c; \quad r_k = \frac{1}{2}m \cdot Z_k; \quad r_{s1} = \frac{1}{2}m \cdot Z_{s1}; \quad r_{s2} = \frac{1}{2}m \cdot Z_{s2}; \quad (2)$$

przy czym:

$$r_b = r_c + r_{s1}; \quad r_k = r_c + r_{s1} + r_{s2}; \quad (3)$$

W przypadku wyidealizowanym, czyli przy doskonałej sprawności ząbów i dobrym smarowaniu przekładni, bilans momentów obrotowych jest następujący:

$$\Sigma \bar{M}_i = 0; \quad M_c + M_k = M_b \quad (4)$$

Równowaga obrotowa pojedynczego satelity wymaga spełnienia bilansu sił obwodowych na jego obydwóch kołach, opisanego pierwszym z równań (4), zaś wyrównane wartości momentów w półosiach otrzymamy, gdy spełnione jest drugie równanie (4).

$$r_{s1} \cdot F_{s1} = r_{s2} \cdot F_{s2}; \quad r_c \cdot F_{s1} = r_k \cdot F_{s2}; \quad (5)$$

Przy założeniu jednakowych modułów **m** uzębienia wszystkich walcowych kół omawianej przekładni planetarno różnicowej, z zależności (5) wynika elementarna zasada budowy planetarnego mechanizmu różnicowego:

$$\frac{r_{s1}}{r_{s2}} = \frac{r_c}{r_k} \quad \text{albo:} \quad \frac{Z_{s1}}{Z_{s2}} = \frac{Z_c}{Z_k} \quad (6)$$

albo, po uwzględnieniu (2) i (3):

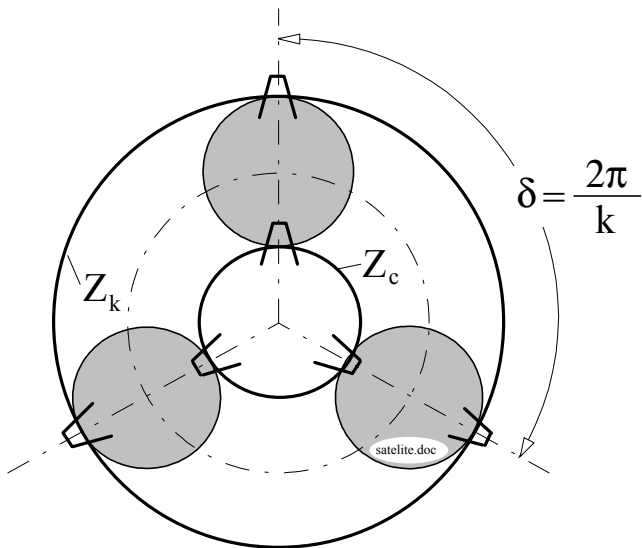
$$\frac{Z_{s1}}{Z_{s2}} = \frac{Z_c}{Z_c + Z_{s1} + Z_{s2}} \quad (7)$$

co prowadzi do fundamentalnej formuły algebraicznej określającej zasadę budowy satelitów oraz całego mechanizmu (wraz z równaniami 3).

$$\frac{Z_{s1}}{Z_c} = \frac{Z_{s2} - Z_{s1}}{Z_{s2} + Z_{s1}} \quad (8)$$

Poprawna budowa oraz montaż mechanizmu są możliwe jedynie przy zachowaniu (niezbywalnego we wszystkich przekładniach planetarnych [2]) warunku biegunowo równomiernego rozmieszczenia satelitów, albowiem musimy mieć na względzie techniczną możliwość poprawnego zmontowania oraz starannego wyrównoważenia przekładni planetarnej. Satelity muszą być odpowiednio oznaczone w miejscu wierzchołkowej zgodności zębów koła  $Z_{s1}$  i  $Z_{s2}$  według rysunków 3 i 4.

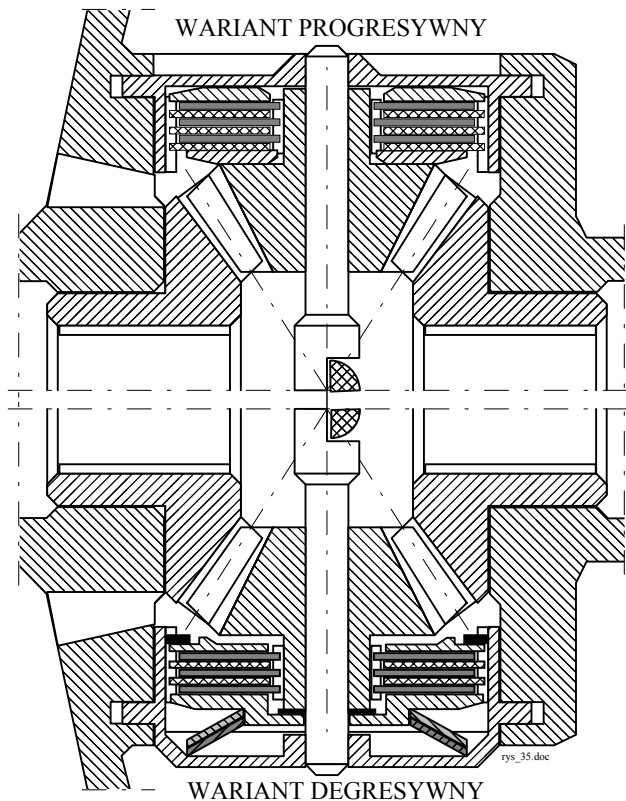




Rys. 4. Schemat rozmieszczenia satelitów w przekładni planetarnej [2].

Aby przekładnia planetarna dała się zmontować, powinna mieć jednakową podziałkę kątową  $\delta$  rozmieszczenia satelitów, przy czym  $k$  oznacza liczbę satelitów na obwodzie przekładni;  $k \geq 2$ ;

Zarówno w kole koronowym jak i w kole centralnym przekładni planetarnej ogółem **musi być co najmniej tyle zębów, mających jednakowe warunki ząbień, ile jest satelitów**. Może być ich także  $C$ -krotnie więcej, przy czym  $C \in \mathbb{R}^+$ ;



Rys. 5. Przykłady budowy dwóch wariantów rozwiązań 'klasycznego' mechanizmu różnicowego z kołami stożkowymi: u góry – o tarczu wewnętrznym zmiennym progresywnie; u dołu – degresywnie.

$$\frac{Z_c}{k} = C_c; \quad \frac{Z_k}{k} = C_k; \quad \text{oraz} \quad \frac{Z_k - Z_c}{k} > 1; \quad (9)$$

Ostatecznie więc możemy napisać następujący warunek konieczny:

$$Z_k - Z_c = C \cdot k; \quad (10)$$

gdzie:  $C$  - dowolna, całkowita, dodatnia liczba rzeczywista;  $C \geq 1$ ;

Podczas projektowania przekładni jest rzeczą niezwykłą równoczesne spełnienie warunków (8) i (10).

Moment nieczułości różnicowej mechanizmu różnicowego może być stały lub zmienny w funkcji przenoszonego obciążenia trakcyjnego [2]. W tym ostatnim przypadku wyróżnia się narastającą nieczułość różnicową (wariant progresywny) oraz malejącą (wariant degresywny). Budowę poszczególnych wariantów mechanizmów różnicowych i ich ogólne charakterystyki techniczne zilustrowano rysunkami 5, 6 i 7.

Przekładnia planetarno – różnicowa [3] (wg patentu *AdTranz*), dość łatwo może być wyposażona dodatkowo w wewnętrzne sprzęgło przeciążeniowe i zastosowana w układach napędu tramwajów niskopodłogowych przeznaczonych do ruchu miejskiego w łukach toru o małych promieniach krzywizny. Wewnętrzne sprzęgło przeciążeniowe blokuje względne ruchy obrotowe obydwóch półosi, dzięki czemu podczas ruchu tramwaju w torze prostym koła jezdne są kinematycznie sprzężone podobnie jak w klasycznym zestawie pojazdu szynowego. Natomiast w łuku o małym promieniu krzywizny toru koło zewnętrzne ma moment napędowy zmniejszony w stosunku do koła wewnętrznego o wartość momentu sprzężenia międzyosiowego. Efektywność trakcyjna takiego zestawu w łuku (w porównaniu do ruchu w torze prostym) jest zmniejszona zależnie od wartości momentu blokującego, pochodzącego od sprzęgła przeciążeniowego. Jednak warunki pracy takiego zestawu w łuku są znacznie lepsze niż przy kołach sprzężonych na sztywno. Przede wszystkim zapobiega się występowaniu pasożytniczych sił ujemnych na obwodzie kół jezdnych [1], co daje  $E_{TZ} \geq 0,5$ .

Przekładnia bez strefy nieczułości różnicowej nie nadaje się do pojazdu szynowego.

Jak wyżej wspomniano, w napędzie *AdTranz*, pomiędzy półosiami mechanizmu różnicowego a osią kół jezdnych występuje redukcyjna przekładnia zębata o przełożeniu „i”. Charakterystyka śladowej 'nieczułości różnicowej' fizycznego mechanizmu nie jest znana. Traktując jednak moment nieczułości różnicowej  $M_{TO}$  mechanizmu różnicowego jako znany, moment nieczułości różnicowej na kołach zestawu wyniesie:

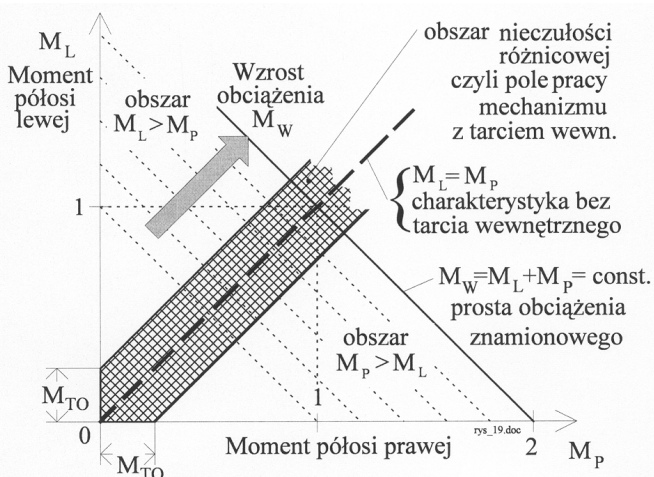
$$M_{TZ} = M_{TO} \cdot i \quad (11)$$

W takim przypadku siły obwodowe na kołach będą się różnić o wartość  $\Delta F$ .

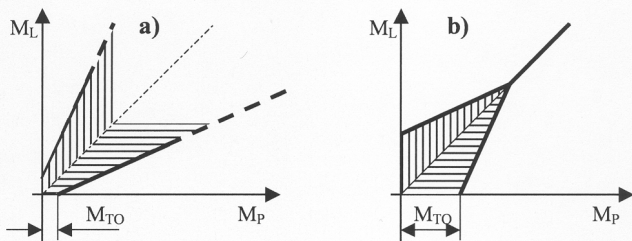
$$\Delta F = \frac{2M_{TO} \cdot i}{R} \quad (12)$$

Zaś współczynnik efektywności trakcyjnej wyrazi się następująco:

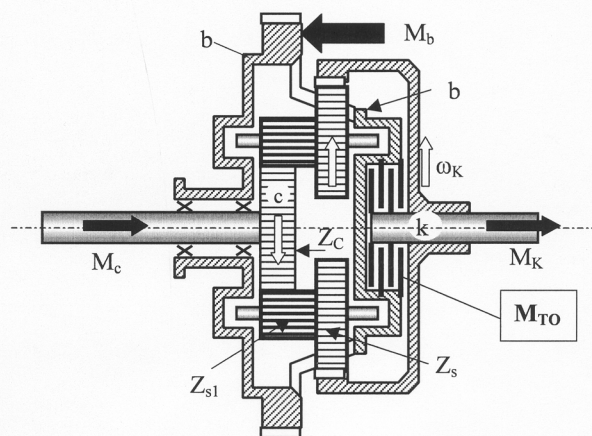
$$E_{TZ} = 1 - \frac{\Delta F}{Q_z \cdot \psi(V)} \quad (13)$$



Rys. 6. Charakterystyka mechanizmu różnicowego symetrycznego z więzami ciernymi na półosiach o stałej wartości momentu nieczułości różnicowej [2].



Rys. 7. Charakterystyki tarcia wewnętrznego zależne od obciążenia panującego w mechanizmie różnicowym a) progresywna, b) degresywna.



Rys. 8. Schemat przekładni planetarno – różnicowej AdTranz ze sprzęgłem ciernym o stałej nieczułości różnicowej  $M_{TO}$  według rys. 6.

## 6. Podsumowanie i wnioski praktyczne

1. Przy osadzeniu mechanizmu różnicowego (z odpowiednio dobranym momentem tarcia wewnętrznego o charakterystyce tarcia suchego) bezpośrednio na osi zestawu kół tramwajowych lub na osi zastępczej, sprzęgającej kontur adhezyjny, podczas ruchu w torze prostym zestaw zachowuje się tak, jak zestaw klasyczny. Zatem stabilne prowadzenie zestawu w torze prostym odbywa się dzięki odpowiednim różnicom sił podłużnych pomiędzy kołami i szynami po obydwóch stronach pojazdu, w ramach odpowiednio dobranej nieczułości różnicowej mechanizmu sprzęgającego kontur adhezyjny [2].

2. Przy zastosowaniu mechanizmu różnicowego (o odpowiednio dobranej charakterystyce 'suchego' tarcia wewnętrznego) na osi zestawu kół tramwajowych, podczas trakcyjnego ruchu pojazdu w łuku o małym promieniu, różnica sił pociągowych na kołach jest określona przez (stały lub sterowany) moment nieczułości różnicowej pomiędzy „półosiami” tego mechanizmu różnicowego, dzięki czemu uzyskuje się odpowiednią efektywność trakcyjną w łuku toru o małym promieniu (na przykład w miastach zabytkowych).

3. Badanie podłużnej (płaskiej) dynamiki trakcyjnej całego pojazdu i dynamiki układów napędowych najkorzystniej powinno być prowadzone łącznie.

4. Przekładnia AdTranz bez strefy nieczułości różnicowej nie powinna być stosowana w tramwajach.

## 7. Przykład obliczeniowy (techniczny):

Wyznaczenie drogi przejazdu klasycznego zestawu w torze prostym, niezbędnej dla całkowitego odprężenia maksymalnego skręcenia zestawu (ograniczonego siłami przyczepności). W przykładzie m.in. wykorzystano teorię podaną w pracy [1].

Rozważmy ruch w łuku zestawu kół zespołu trakcyjnego o następujących wartościach parametrów:

- ◆ Nacisk koła na szynę  $Q=5 \cdot 10^4$  [N];
- ◆ Rozstaw szyn  $s=1,5$  [m];
- ◆ Promień okręgów toczyń  $R=0,5$  [m];
- ◆ Średnica osi pomiędzy kołami zestawu  $d=0,16$  [m];
- ◆ Moduł sprężystości postaciowej dla stali  $G=8,085 \cdot 10^{10}$  [N/m<sup>2</sup>];
- ◆ Prędkość jazdy zestawu w torze  $V=10$  [m/s];
- ◆ Promień łuku  $\rho = \text{const.}$ , możemy traktować jako skokowo zmienny parametr.

Obliczamy kolejno:

Współczynnik przyczepności według Andrewsa:

$$\Psi(V) = \frac{0,33}{1 + 0,0288 \cdot V}; \quad \Psi_{10} = 0,2562;$$

Współczynnik "c" w uproszczonym wzorze Cartera:

$$c = 70835 \sqrt{Q \cdot R}; \quad c = 1,12 \cdot 10^7$$
 [N];

Maksymalna wartość momentu skręcającego w osi zestawu, na granicy przyczepności, przy zadanej prędkości  $V$ , wynosi:

$$M_{\max} = Q \cdot R \cdot \Psi_{10} = 5 \cdot 10^4 \cdot 0,5 \cdot 0,2562 = 6405 [\text{Nm}];$$

Sztwywność skrętna osi zestawu wynosi:

$$\kappa = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot G}{32 \cdot s}; \quad \kappa = 3,467 \cdot 10^6 \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \right];$$

Maksymalny kąt skręcenia osi zestawu (w opisanych warunkach pracy) wynosi:

$$\Delta\Phi_{\max} = \frac{M_{\max}}{\kappa}; \quad \Delta\Phi_{\max} = 0,001847 [\text{rad}];$$

Maksymalny (bezwzględny) przyrost promienia trakcyjnego  $\Delta R$  wynosi:

$$|\Delta R_{\max}| = \frac{1}{c} Q \cdot R \cdot \Psi_{10}; \quad |\Delta R_{\max}| = 5,718 \cdot 10^{-4} [\text{m}];$$

Droga przejazdu zestawu po prostej, niezbędna dla całkowitego odprężenia maksymalnego skręcenia zestawu klasycznego, wynosiłaby:

$$L = \Delta\Phi_{\max} \frac{R^2}{\Delta R}; \quad L = 0,80754 [\text{m}]; \quad (*)$$

Graniczny promień łuku, na którym jest podtrzymywane maksymalne skręcenie osi [zestawu walcowego] przy zadanej prędkości:

$$\rho_{\text{gran}} = \frac{R \cdot s}{2\Delta R_{\max}}; \quad \rho_{\text{gran}} = 656 [\text{m}];$$

Moc tracona na mikropoślizgi graniczne podczas ruchu zestawu w łuku o promieniu  $\rho=656[\text{m}]$  wynosi:

$$P = F_{\max}(V) \cdot V \frac{s}{\rho}; \quad P_{656} = 5 \cdot 10^4 \cdot 0,2562 \frac{1,5}{656} = 29,29 \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \right];$$

Moc tracona na mikropoślizgi graniczne podczas ruchu zestawu w łuku o promieniu  $\rho=120[\text{m}]$  wynosi:

$$P_{120} = 5 \cdot 10^4 \cdot 0,2562 \frac{1,5}{120} = 160,125 \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \right];$$

Z powyższego przykładu wynika dodatkowo istotny wniosek inżynierski, że zmniejszenie w osi momentu skrętnego  $M_{\max}$  do odpowiednio wysterowanej wartości momentu nieczułości różnicowej mechanizmu, zgodnie z powyższym wzorem (\*), powoduje skrócenie drogi skrętnego odprężania osi, gdyż linowo sprężyste odprężanie zachodzi do mniejszej wartości skręcenia osi, zaś większe skręcenia osi są odprężane poślizgowo w mechanizmie różnicowym. Przy względnie wolnobieżnym ruchu tramwajowym względnie niska wartość momentu nieczułości różnicowej może nie mieć istotnego znaczenia, lecz wymaga to potwierdzenia podczas skrupulatnych badań eksperymentalnych.

#### LITERATURA.

- [1] Madej J.: *Analiza efektywności trakcyjnej zestawu kół pojazdu szynowego w łuku toru o małym promieniu. Pojazdy Szynowe 1/2008*
- [2] Madej J.: *Mechanika Transmisji Momentu Trakcyjnego Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2000.*
- [3] *Prospekt firmowy Voith Turbo; voithpl@lodz.pdi.net*



**prof. dr hab. inż. Janusz Mielniczuk**  
Politechnika Poznańska  
Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR”  
**mgr inż. Paweł Kuligowski**  
Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR”

## **Analiza wytrzymałości konstrukcji pudła wagonu osobowego całkowicie wykonanego z materiału porowatego**

*W artykule omówiono konstrukcję nośną wagonu osobowego, w której klasyczną strukturę szkieletową zastąpiono elementami powierzchniowymi o budowie porowatej. Zaprezentowano wyniki analiz wytrzymałości proponowanych rozwiązań oraz porównanie ich z rezultatami dla konstrukcji klasycznej. Artykuł składa się z dwóch części. W pierwszej części [1] oceniono wytrzymałość konstrukcji wagonu osobowego z dachem wykonanym z elementów powierzchniowych o strukturze porowatej, a w drugiej części artykułu (2) omówiono możliwości rozszerzenia zastosowań takich elementów do budowy ścian bocznych wagonu.*

*Praca powstała w ramach projektu badawczego nr N509 014 32/099 pt. „Elementy powierzchniowe z materiału porowatego w budowie pojazdów szynowych” finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego ze środków na naukę w latach 2007÷2008*

### **1. Wprowadzenie**

Praca stanowi kontynuację wcześniej podjętych i opublikowanych badań [1]. Tematyką ich są rozważania dotyczące możliwości zastosowania metalowych materiałów porowatych w budowie wagonów osobowych. Podstawową zaletą takiego przedsięwzięcia jest uzyskanie lżejszej konstrukcji nośnej. Ponadto metalowe struktury porowate posiadają między innymi bardzo dobre właściwości izolacji cieplnej, tłumienia hałasu oraz niepalności, co znacznie obniża koszty wytworzenia i poprawia własności eksploatacyjne.

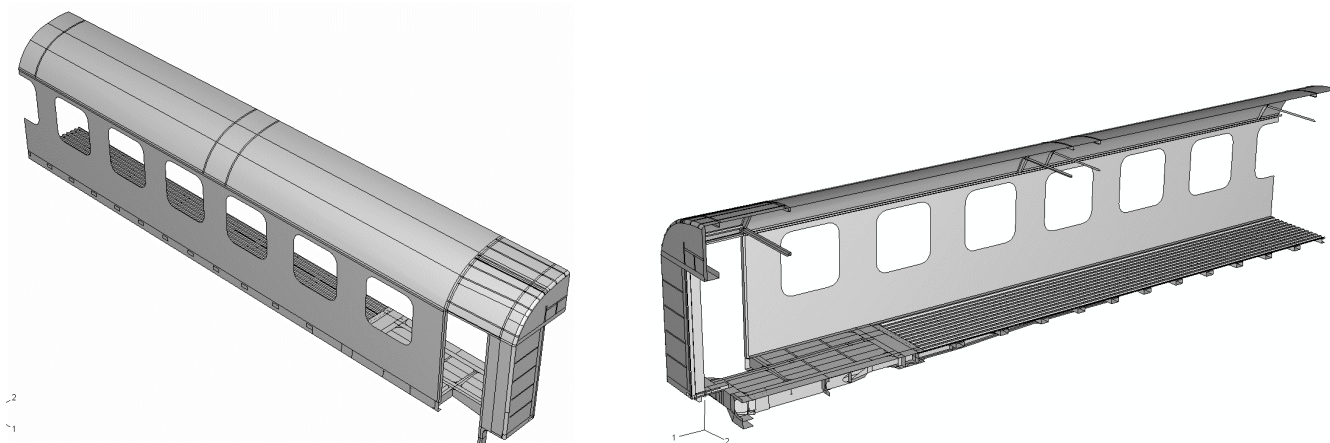
W [1] przedstawiono rezultaty analizy wytrzymałości konstrukcji nośnej wagonu osobowego, w którym strukturę dachu wykonano z elementów powierzchniowych o budowie porowatej. Z przeprowadzonej analizy wynika, że zastąpienie szkieletowej konstrukcji dachu wagonu osobowego porowatą powłoką walcową jest w pełni możliwe, pod warunkiem zachowania fragmentu szkieletu dachu w postaci zestawów krokwi wraz ze ściągami. Szczątkowy szkielet zapewnia z jednej strony spełnienie wymagań wytrzymałościowych wynikających z przepisów kolejowych, a z drugiej umożliwia zrealizowanie zamierzeń projektowych w zakresie mocowania do dachu urządzeń niezbędnych do prawidłowego funkcjonowania wagonu. Proponowane rozwiązania znacznie obniżają masę konstrukcji nośnej. W zależności od parametrów struktury porowatej określanej przez grubość oraz współczynnik porowatości można uzyskać ponad dwukrotne obniżenie masy dachu.

W celu pełnego wykorzystania zalet omawianych materiałów w odniesieniu do zastosowań w budowie pojazdów szynowych zaproponowano wprowadzenie w ścianie bocznej, w miejsce dotychczas stosowanej konstrukcji szkieletowej, płaskich elementów powierzchniowych o strukturze porowatej.

Analizie wytrzymałości poddano całą konstrukcję nośną pudła wagonu, w której przyjęto, że dach posiada budowę opartą na walcowych elementach powierzchniowych o strukturze porowatej taką jak ostatecznie przyjęto w [1], a w ścianie bocznej pomiędzy drzwiami wejściowymi zastosowano płyty o analogicznej strukturze. Dla celów porównawczych rozpatrzono również zachowanie dotychczasowego szkieletowego rozwiązania pudła wagonu.

### **2. Obciążenia, modele obliczeniowe i omówienie wyników analiz**

Konstrukcję wagonu poddano analogicznie jak w [1] podstawowym obciążeniom wymagany w przepisach ustalonych przez międzynarodowe organizacje kolejowe (UIC, ERRI) oraz w normach europejskich. Należą do nich przede wszystkim obciążenia pionowe pochodzące od masy własnej oraz pasażerów, a także obciążenia wzdłużne wynikające ze ściskania wagonu w osi zderzaków i sprzęgu oraz rozciągania w osi sprzęgu. Bardzo ważnym obciążeniem dla konstrukcji wagonu jest masa śniegu zalegającego na jego dachu.



Rys. 1. Model ¼ wagonu osobowego z porowatą powłoką na ścianie bocznej

Przyjęto tak jak w [1] następujące obciążenia: ściskanie w osi zderzaków 2,0 MN, rozciąganie w osi sprzęgu 1,5 MN oraz obciążenie śniegiem około 2 kN/m<sup>2</sup>. Masę własną pudła przyjęto około 41 t, a masę pasażerów około 4,6 t.

Obliczenia wytrzymałości konstrukcji pudła wagonu konieczne do przeprowadzenia analiz wykonano metodą elementów skończonych (MES) przy pomocy systemu obliczeniowego ABAQUS. Wykorzystując istniejącą w rzeczywistości symetrię konstrukcji pudła rozpatrzono model obejmujący tylko ¼ wagonu, który przedstawiono na rys. 1. Do modelowania zastosowano przede wszystkim element powłokowy S8R, przy czym dla konstrukcji szkieletowej przyjęto jednorodny przekrój powłokowy, a dla powłoki walcowej wielowarstwowy (złożony) przekrój powłokowy.

Własności materiałowe powłoki, zmienne na grubości przekroju poprzecznego, zostały zamodelowane w identyczny sposób jak w [1] za pomocą szeregu warstw o stałej grubości oraz o stałych wskaźnikach mechanicznych. W [1] omówiono również zmianę własności mechanicznych poszczególnych warstw.

Badania wytrzymałości tak zamodelowanej konstrukcji nośnej wagonu osobowego przeprowadzono dla dwóch grubości poszycia porowatego tj. 5 i 11 mm, wprowadzonego zarówno na dachu jak i ścianie bocznej oraz dwóch współczynników porowatości:  $e_0=0,45$  oraz  $e_0=0,90$ .

Przyjęto następujące dane materiałowe: elementy szkieletu i klasyczne poszycie jak dla stali ( $E=2,05 \cdot 10^5$  MPa,  $\nu=0,3$ ), a powłoka porowata jak dla aluminium ( $E_1=0,7 \cdot 10^5$  MPa,  $\nu=0,3$ ).

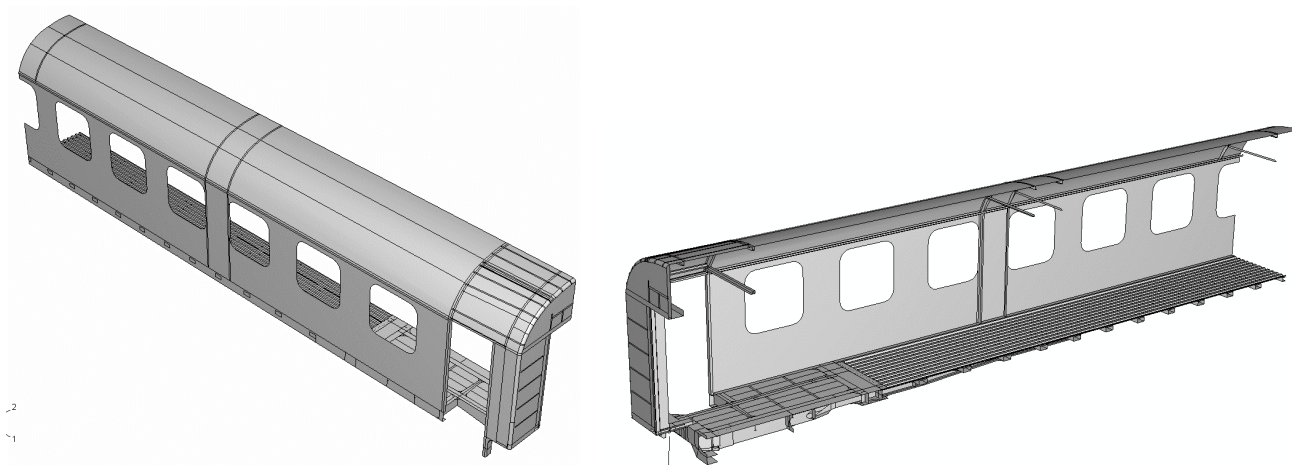
W pierwszej kolejności przeprowadzono obliczenia dla modelu pudła (rys. 1), w którym na dachu i ścianie bocznej przyjęto porowate poszycie o grubości 5 mm, przy czym w konstrukcji dachu występuje fragment szkieletu omówiony w [1]. Szczególną uwagę poświęcono zmianom wysokości i szerokości pudła

wagonu oraz ugięcia ostoï. Z obliczeń wynika, że poszerzenie pudła w środku długości wagonu na wysokości pasa dachowego, a spowodowane obciążeniem pionowym pochodzącym od masy własnej oraz pasażerów i obciążenia śniegiem zalegającym na dachu, jest znacznie większe niż dla konstrukcji szkieletowej i w przypadku obciążenia pionowego dla porowatości  $e_0=0,90$  przekracza 2,8 razy i wynosi około 13,5 mm. Podobnie zmiana wysokości pudła w przekroju przechodzącym przez czop skrętu w przypadku obciążenia śniegiem dla porowatości  $e_0=0,90$  jest ponad 2,7 razy większa niż dla rozwiązania klasycznego. Tak znaczny wzrost, a zwłaszcza szerokości pudła na wysokości pasa dachowego stanowi zagrożenie z punktu widzenia spełnienia wymagań odnośnie wpisywania się w zarys skrajni kinematycznej według przepisów UIC.

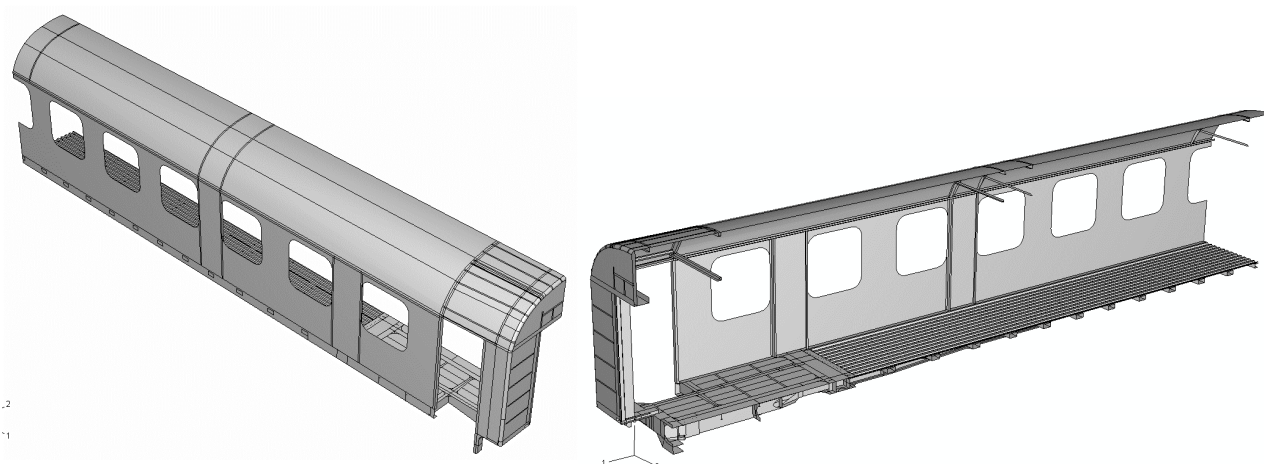
Wobec powyższego zaproponowano dwa rozwiązania problemu.

Jednym z nich jest zastosowanie grubszej powłoki porowatej zarówno na dachu jak i na ścianie bocznej np. o grubości 11 mm. Z powtórnych obliczeń z uwzględnieniem grubszej powłoki wynika, że poszerzenie pudła znacznie zmniejszyło się i przyjmuje wartości na poziomie odpowiadającym konstrukcji szkieletowej. Wadą takiego rozwiązania jest jednak zwiększenie masy konstrukcji pudła, które w przypadku współczynnika porowatości  $e_0=0,45$  przekracza masę rozwiązania klasycznego.

Drugim rozwiązaniem problemu nadmiernego poszerzenia pudła jest wprowadzenie w ścianie bocznej pod krokiewiami dachowymi dwóch zestawów słupków po dwa słupki w każdym zestawie. Wówczas model obliczeniowy przyjmuje budowę pokazaną na rys. 2.



Rys. 2. Model  $\frac{1}{4}$  wagonu osobowego z porowatą powłoką na ścianie bocznej i zestawem słupków pod krokiewmi w  $\frac{1}{4}$  długości ściany bocznej



Rys. 3. Model  $\frac{1}{4}$  wagonu osobowego z porowatą powłoką na ścianie bocznej i zestawem słupków pod krokiewmi w  $\frac{1}{4}$  długości ściany bocznej i nad belką skrętową

Z obliczeń przeprowadzonych dla takiego modelu wynika, że znaczne polepszenie wyników w zakresie poszerzenia pułda wagonu uzyskuje się dla obciążenia śniegiem. W przypadku obciążenia pionowego poprawa jest niewielka. Dążąc do polepszenia sytuacji zaproponowano wprowadzenie w ścianie bocznej jeszcze dwóch podobnych zestawów słupków w rejonie nad belką skrętową. Tak przygotowany model przedstawiono na rys. 3. Obliczenia wykazały, że tym razem wpływ na zmniejszenie poszerzenia pułda jest odwrotny tzn. jest większy dla obciążenia pionowego. Jednak wartości poszerzeń w obu modelach są mimo wprowadzonych zmian konstrukcyjnych większe niż dla konstrukcji klasycznej. W celu uzyskania pełnego obrazu zachowania się konstrukcji nośnej pułda wagonu osobowego wykonanego z porowatych elemen-

tów powierzchniowych przeprowadzono kolejne analizy, w których zróżnicowano grubości powłok na dachu i ścianie bocznej. Przyjęto grubość powłoki na dachu 5 mm, a na ścianie bocznej 11 mm. Z obliczeń wynika, że zachowanie konstrukcji nośnej pułda jest bardziej zbliżone do wersji, w której wszystkie powłoki miały grubość 11 mm.

Wszystkie wyniki uzyskane w przeprowadzonych obliczeniach zestawiono w postaci wykresów na rys. 4÷7. Przedstawiają one zmiany wysokości pułda w przekrojach przechodzących przez kolejno: czop skrzętu, krokiew w  $\frac{1}{4}$  długości i środek wagonu oraz poszerzenie pułda i ugięcie ostoi. Wynikają z nich istotne informacje na temat poszczególnych sztywności pułda, a mianowicie:

– szywność poprzeczna

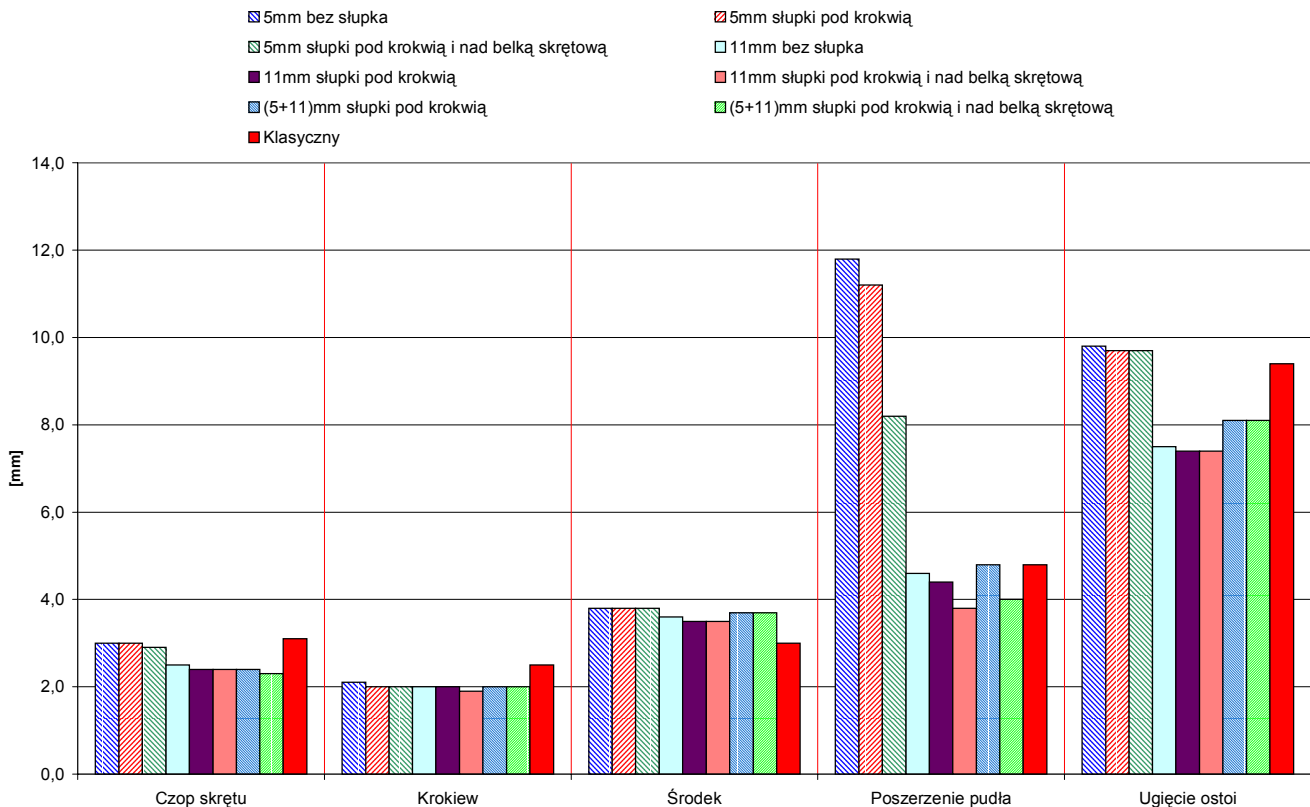
Miarą sztywności poprzecznej jest poszerzenie pudła wagonu mierzone na wysokości pasa dachowego. Z obliczeń wynika, że poszerzenia pudła wagonu w przypadku konstrukcji dachu i ściany bocznej wykonanej z powłoki porowatej o grubości 5 mm są większe niż dla konstrukcji klasycznej, przy czym w przypadku obciążenia pionowego te różnice są większe. W przypadku obciążenia pochodzącego od zalegającego śniegu, zwłaszcza dla rozwiązania konstrukcyjnego z dodatkowymi słupkami w ścianie bocznej, poszerzenia pudła są tylko nieznacznie większe niż w konstrukcji szkieletowej. Dla porowatości  $e_0=0,90$  różnica ta nie przekracza 30 %. Dla rozwiązań z powłoką o grubości 11 mm oraz kombinacją grubości 5 mm na dachu i 11 mm na ścianie bocznej, wielkość poszerzenia pudła oscyluje wokół wartości dla konstrukcji klasycznej, a niejednokrotnie jest mniejsza.

– szywność pionowa

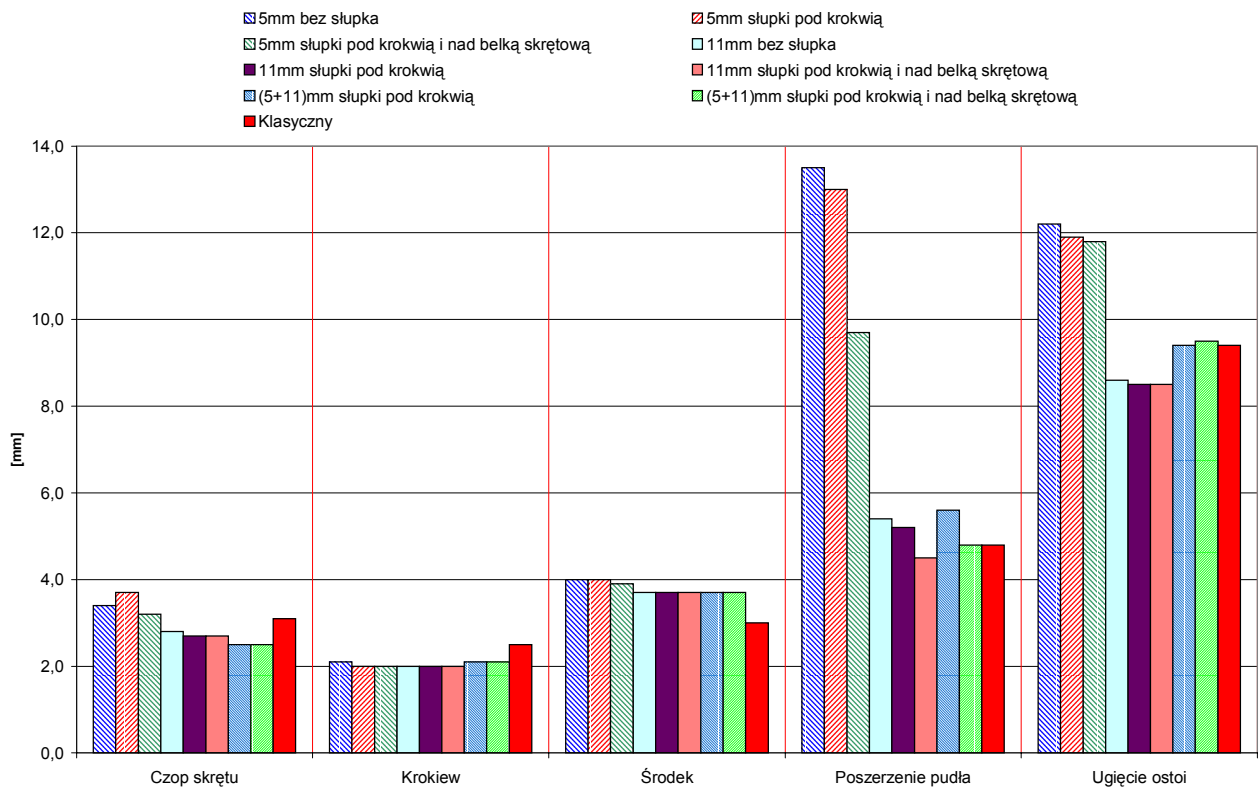
Miarą sztywności pionowej jest zmiana wysokości pudła mierzona odległością między ostoją a dachem. Z obliczeń wynika, że zmiany wysokości dla danej grubości powłoki są praktycznie niezależne od przyjętych rozwiązań

konstrukcyjnych ściany bocznej (bez lub z zestawami słupków). Dotyczy to zarówno obciążenia masą własną oraz pasażerami jak i obciążenia śniegiem, przy czym w przypadku obciążeń pionowych wielkość zmian wysokości kształtuje się na poziomie zbliżonym do występujących w konstrukcji klasycznej. W przypadku obciążenia śniegiem zmiany wysokości pudła w miejscach podparcia na krokwiach również różnią się niewiele od klasycznej, natomiast w rejonach nie podpartych (np. w czopie skrzętu) zmiany wysokości dla poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych są większe niż dla klasycznej, nawet w przypadku porowatości  $e_0=0,90$  ponad 2,7 razy.

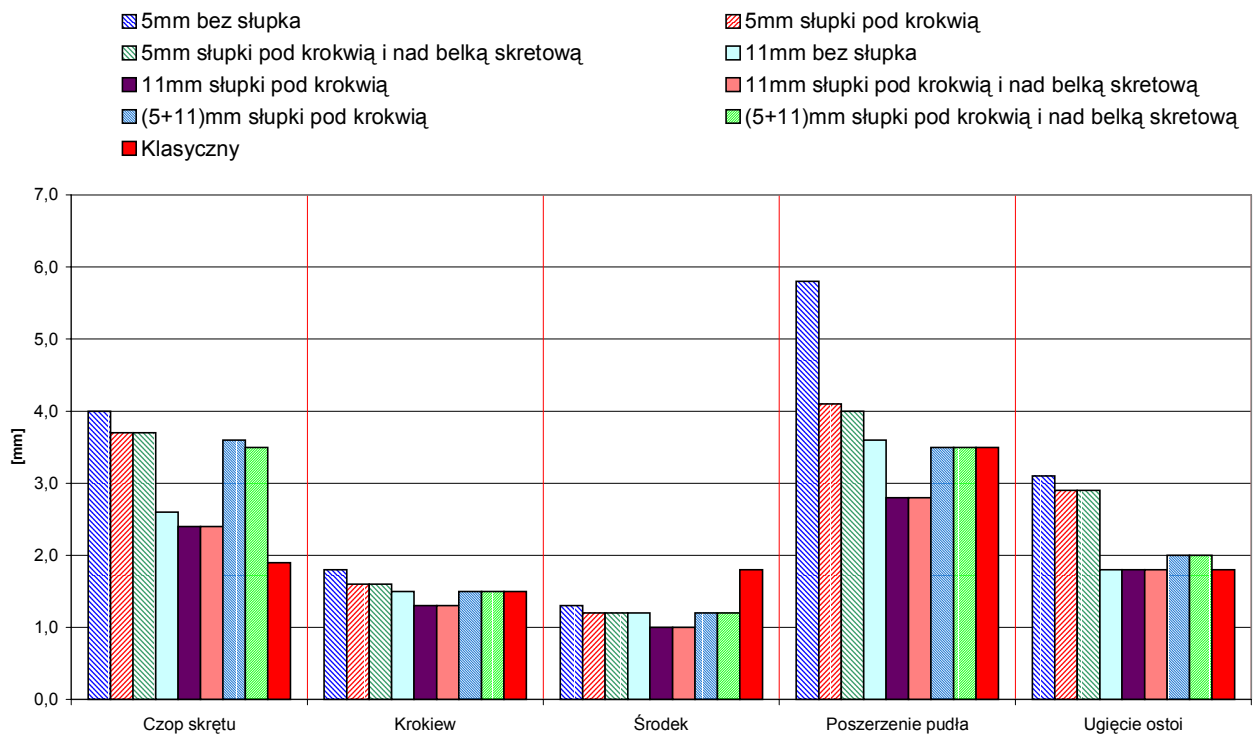
Zmiany ugięcia ostoi w środku długości wagonu zachowują się bardzo podobnie do poszerzeń pudła. Dla rozwiązań z powłoką o grubości 11 mm oraz kombinacją grubości 5 mm na dachu i 11 mm na ścianie bocznej, wielkość ugięcia ostoi pudła nie wiele różni się od wartości dla konstrukcji klasycznej. Jednak w przypadku powłoki o grubości 5 mm na całej konstrukcji pudła, zwłaszcza dla obciążenia śniegiem jest większa. Maksymalnie przekracza 2,4 razy dla współczynnika porowatości  $e_0=0,90$ .



Rys. 4. Zmiany wysokości i szerokości pudła oraz ugięcia ostoi dla obciążenia pionowego przy porowatości  $e_0=0,45$

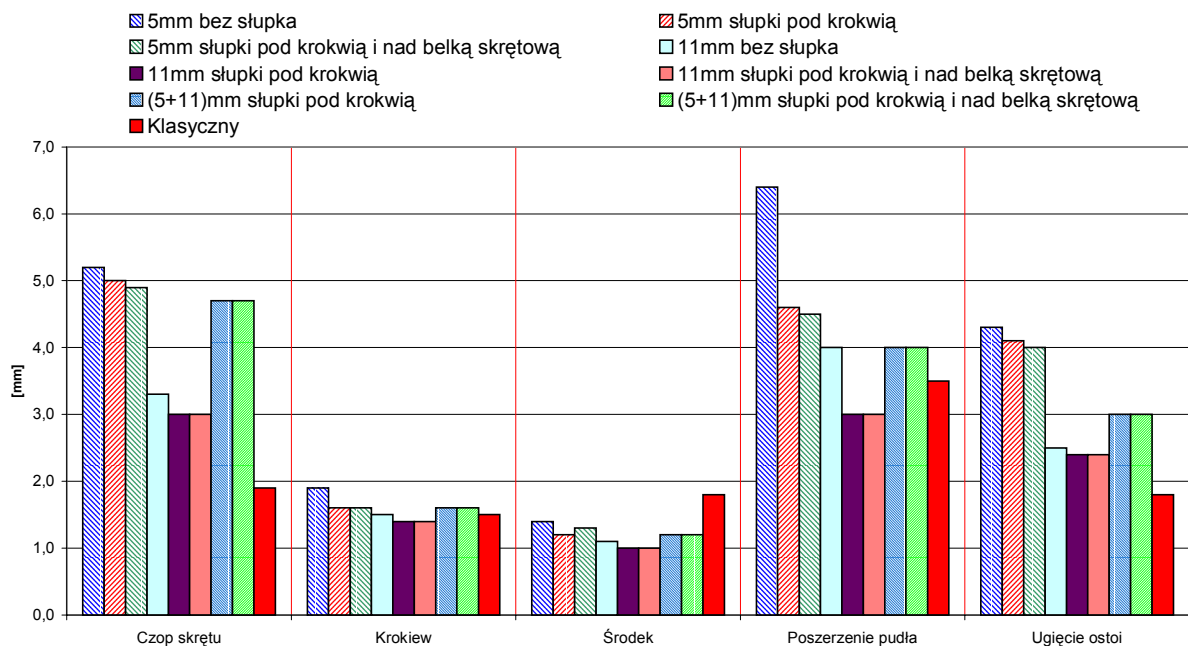


Rys. 5. Zmiany wysokości i szerokości pudła oraz ugięcia ostoi dla obciążenia pionowego przy porowatości  $e_0=0,90$

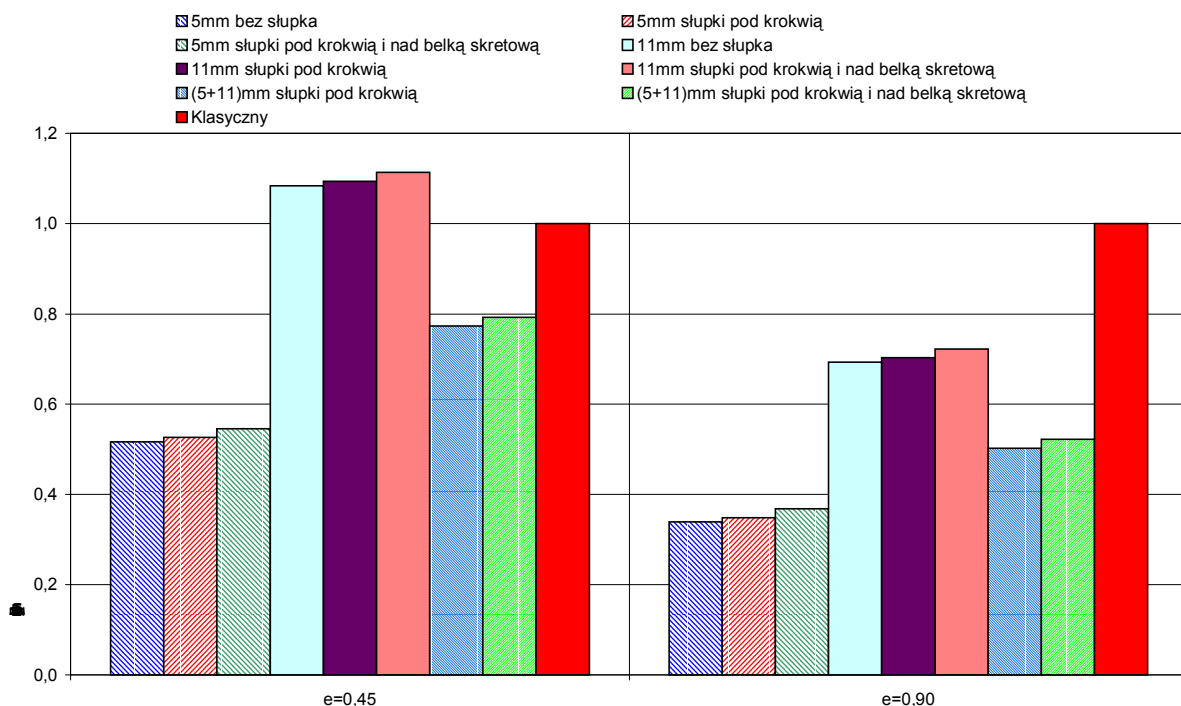


Rys. 6. Zmiany wysokości i szerokości pudła oraz ugięcia ostoi dla obciążenia śniegiem przy porowatości  $e_0=0,45$





Rys. 7. Zmiany wysokości i szerokości pudła oraz ugięcia ostoi dla obciążenia śniegiem przy porowatości  $e_0=0,90$



Rys. 8. Stosunek mas porowatych rozwiązań konstrukcyjnych i klasycznego

Na rys. 8 porównano masy konstrukcji nośnej wagonu osobowego, wykonanej z proponowanych elementów powierzchniowych o strukturze porowatej z dodatkowymi wzmocnieniami, z masą wagonu w rozwiązaniu klasycznym. Założono, że materiał porowaty wykonany jest ze stopów aluminium. Z rys. 8 wynika, że jedynie konstrukcja wykonana z powłoki porowatej o grubości 11 mm na dachu i ścianach bocznych wykazuje większą masę i to o około 11 %. Największe obniżenie masy można uzyskać dla konstrukcji wykonanej z powłoki 5 mm, nawet do około 34 % masy konstrukcji klasycznej.

Dla celów porównawczych wybrane analizy przeprowadzono również dla konstrukcji nośnej wagonu osobowego, w którym w miejsce powłoki o strukturze porowatej zdefiniowanej tak jak w [1], a więc zmiennej na grubości według zależności trygonometrycznych wprowadzono powłokę o klasycznej strukturze trójwarstwowej. Zewnętrzne warstwy są wykonane z jednorodnego stopu aluminium, a rdzeń ze struktury porowatej, ale o jednorodnej porowatości. Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że ugięcia ostoi oraz poszerzenia tak zbudowanego pudła wagonu, w przypadku obciążenia

pionowego masą własną i pasażerami, a także śniegiem zalegającym na dachu, osiągają większe wartości. Wzrost ten jest tym większy, im większy jest współczynnik porowatości rdzenia elementu powierzchniowego. Dla porowatości  $e_0=0,90$  sięga ponad 50 %. Podobna sytuacja jest w przypadku zmian wysokości pudła dla obciążenia śniegiem. Przy obciążeniu pionowym natomiast zmiany wysokości pozostają na porównywalnym poziomie. Porównano również masy konstrukcji nośnej wykonanej z elementów powierzchniowych o różnej strukturze wewnętrznej. Wynika z niej, że zastosowanie powłok trójwarstwowych obniża masę konstrukcji i w zależności od współczynnika porowatości może to być od 12 do 38 %.

### 3. Wnioski

Z przeprowadzonych analiz wynika, że wprowadzenie w konstrukcji ścian bocznych wagonów osobowych, w miejsce dotychczasowej struktury szkieletowej, elementów powierzchniowych o budowie porowatej podobnych jak zaproponowano w dachu [1], jest możliwe. Analogicznie jak w [1] konieczne jest pozostawienie niewielkich wzmocnień w wybranych rejonach.

Ze względu na sztywność konstrukcji nośnej wagonu najkorzystniejszym rozwiązaniem jest zastosowanie porowatej powłoki o grubości 11 mm, przy czym przy małym współczynniku porowatości dyskwalifikuje je masa, która przekracza masę konstrukcji klasycznej. Na przykład dla porowatości  $e_0=0,45$  jest większa o 11 %.

Dla rozwiązania, w którym na dachu zastosowano powłokę o grubości 5 mm, a na ścianach bocznych 11 mm, uzyskano w zakresie sztywności, poza zmianą wysokości pudła w rejonie czopa skrzytu, porównywalne wyniki. Występujące różnice są tym mniejsze im niższa jest porowatość. Jak wynika z rys. 8 masa takiego rozwiązania nawet dla najmniejszej z analizowanych porowatości ( $e_0=0,45$ ) jest mniejsza niż dla konstrukcji klasycznej i nie przekracza 80 %. Zastosowanie elementów porowatych o klasycznej strukturze trójwarstwowej gwarantuje dalsze obniżenie masy konstrukcji, ale jednocześnie pogarszają się, i to niejednokrotnie znacznie, wskaźniki sztywności pudła.

Reasumując można stwierdzić, że koncepcję budowy konstrukcji nośnej wagonu osobowego polegającej na zastąpieniu struktury szkieletowej porowatymi elementami powierzchniowymi, można pod względem wytrzymałościowym zrealizować i to na wiele sposobów. Z całą pewnością omówione w artykule propozycje stanowią punkt wyjściowy do określenia dalszych kierunków rozwoju strukturalnych zastosowań materiałów porowatych w budowie pojazdów szynowych.

### Literatura

- [1] *Mielniczuk J., Kuligowski P.: Analiza wytrzymałości konstrukcji wagonu osobowego z zastosowaniem materiału porowatego (1). Pojazdy Szynowe 1/2008.*

## Algorytm dekompozycji sieci transportowej

*W pracy sformułowano zagadnienie wyboru optymalnej struktury sieci transportowej. Przedstawiono analizę istniejących metod optymalnej dekompozycji sieci. Zaproponowano przybliżony algorytm wyboru optymalnej struktury zarządzania siecią transportową oparty na analizie klasterowej i klasyfikacji automatycznej.*

### 1. Wprowadzenie

Z punktu widzenia teorii systemów, system transportowy należy traktować jako pewną organiczną całość składającą się ze struktur:

-podstawowych, obejmujących wszystkie obiekty jednorodnie i istniejące pomiędzy nimi relacje oraz opisujące je cechy,

-głębokich, obejmujących procesy wraz z ich charakterystykami i utworzone przez nie struktury.

Zatem w analizie systemowej struktura odgrywa rolę kluczową. Znajomość struktur w systemach transportowych umożliwia analizę powiązań pomiędzy poszczególnymi podsystemami (i ich składowymi) oraz określa siłę oddziaływań pomiędzy nimi.

Podejście strukturalne może być skutecznie wykorzystane w wyborze optymalnej struktury zarządzania siecią transportową oraz w racjonalnym podziale funkcji pomiędzy poszczególnymi jego organami. Efektywne zarządzanie systemem wielkim i złożonym, a do takich należy system transportowy, związane jest ze strukturą hierarchiczną, pod którą rozumiana jest dekompozycja systemu na określoną liczbę podsystemów rzędu niższego, koordynowanych systemem rzędu wyższego. Zadanie koordynacji zarządzania podsystemami rzędu niższego jest tym łatwiejsze im bardziej są one autonomiczne i niezależne od siebie.

Zatem zadanie wyboru optymalnej struktury zarządzania w systemach transportowych sprowadza się do dekompozycji grafu sieci transportowej według przyjętego kryterium. Konieczność dekompozycji wynika ze złożoności problemów decyzyjnych, która rośnie w sposób wykładniczy wraz ze wzrostem rozmiarów sieci transportowej. W praktyce dekompozycja sieci zmniejsza ilość informacji przekazywanych na poziom wyższy, co w dużej mierze wpływa na efektywność zarządzania sieciami transportowymi.

Z matematycznego punktu widzenia przedstawiony problem można rozpatrywać w terminach teorii grafów.

Jak wiadomo, wartości miary podobieństwa pomiędzy elementami systemu są rozłożone nierównomiernie. W związku z powyższym w dowolnym systemie można wydzielić struktury elementów słabo ze sobą powiązanych, tj. rozdzielić system na podsystemy bliskich względem siebie elementów.

W niniejszej pracy przedstawiono dostatecznie prosty, w aspekcie obliczeniowym, algorytm strukturalizacji systemu przedstawionego grafem.

### 2. Matematyczny model wyboru optymalnej struktury zarządzania

Niech system obiektów zarządzania przedstawia graf nieorientowany  $G(R, W)$ , gdzie  $R = \{r_1, r_2, \dots, r_m\}$  jest zbiorem obiektów traktowanych jako wierzchołki;  $W = //w_{ij}//$  jest wagą relacji pomiędzy  $r_i$  i  $r_j$ ,  $w_{ij} \geq 0$ ;  $i_{ij} = 1$ ;  $m$  i  $i \neq j$ . Dla każdego podgrafu  $G_l = G(R_l, W_l)$  odpowiadającego  $l$ -temu podsystemowi obiektów  $R_l$  wybierzmy obiekt – przedstawiciel  $r(R_l)$ , przy czym:

$$r(R_l) \in R_l; R_l \subset R; G_l \subset G$$

Zadanie wyboru optymalnej struktury sprowadza się do podziału zbioru  $\{R\}$  na części  $\{R_j\}$ , ( $\{R_j\} \in \{R\}$ ),  $j = \overline{1, k}$ , gdzie  $k$  jest liczbą części o zadanych charakterystykach relacji. Biorąc pod uwagę fakt, iż wzajemne relacje pomiędzy obiektami pierwotnymi rozłożone są nierównomiernie, zadanie wyboru racjonalnej struktury może być sformułowane jako zadanie dekompozycji grafu  $G$  na  $k$  części, która wyznacza ekstremum wybranego kryterium  $C$ . Strukturalizacja grafu  $G$  odwzorowującego system transportowy jest zadaniem wielokryterialnym ze względu na fakt, iż graf ten przedstawia strukturę sieci transportowej, odnośnie której podejmowane jest wiele decyzji i rozwiązywane są różnorodne problemy dotyczące zarządzania. Można wydzielić następujące kryteria i ograniczenia dotyczące zadania dekompozycji grafu systemu transportowego  $G$ :

1. Kryterium minimum sumy wag relacji pomiędzy częściami. Kryterium to zapewnia niezależność części, niezbędną do strukturalnego rozwiązywania problemów decyzyjnych. Wagę relacji pomiędzy obiektami pierwotnymi  $i$  i  $j$  można wyrazić następująco:



- a)  $w_{ij} = x_{ij}$ , gdzie  $x_{ij}$  - np. strumień wagonów próżnych przesuwanych od stacji  $i$  do stacji  $j$ . Dekompozycja systemu według tego kryterium pozwala odrzucić niewygodne relacje przesuwu i tym samym zmniejszyć rozmiar rozpatrywanego zadania;
- b)  $w_{ij} = \frac{1}{r_{ij}}$ , gdzie  $r_{ij}$  - odległość pomiędzy stacjami  $i$  i  $j$  mierzone w km;
- c)  $w_{ij} = \frac{1}{t_{ij}}$ , gdzie  $t_{ij}$  - czas jazdy wagonów próżnych od stacji  $i$  do stacji  $j$ ;
- d)  $w_{ij} = d_{ij}$ , gdzie  $d_{ij}$  - zdolność przepustowa szlaku „stacja  $i$  – stacja  $j$ ”;
- e)  $w_{ij} = c_{ij}$ , gdzie  $c_{ij}$  - koszt przesuwu jednego wagonu próżnego pomiędzy stacjami  $i$  i  $j$ .

Wagi relacji mogą przyjmować również inne znaczenia, zależne od charakteru rozwiązywanego problemu.

2. Kryterium minimum liczby cykli pomiędzy częściami i maksimum liczby cykli wewnątrz części. Spełnienie tego kryterium, nawet w przypadku braku ograniczeń, w praktyce jest bardzo trudne. Tym nie mniej przy minimalizacji relacji zewnętrznych liczba cykli pomiędzy częściami również się zmniejsza.

3. Ograniczenie nałożone na średnicę  $l$ -tej części z góry:

$$\sigma_k = \max_{i,j \in \{R_L\}} r(w_{ij} \leq \sigma^*), \quad \text{gdzie } \{R_L\} \in \{R\},$$

$r(w_{ij})$  – droga od  $i$  do  $j$  – tego wierzchołka części  $R_l$ , określona jako najkrótsza droga od  $i$  do  $j$  [1].

4. Ograniczenia nałożone na sumę wag krawędzi w części, która powinna być ograniczona z dołu i z góry:

$$W_2 \leq \sum_{i,j \in \{R_L\}} w_{ij} \leq W_1, \quad \text{gdzie } \{R_L\} \in \{R\}.$$

5. Sumę wag obiektów w części  $R_l$  również należy ograniczyć z dołu i z góry:

$$P_2 \leq \sum_{i \in \{R_l\}} p(r_i) \leq P_1, \quad \text{gdzie } \{R_l\} \in \{R\}, \quad p(r_i) - \text{waga obiektu } r_i.$$

Minimalizacja pierwszego i drugiego kryterium przy odpowiednich ograniczeniach jest złożonym zadaniem programowania dyskretnego, które obecnie nie posiada efektywnego algorytmu rozwiązywania. Jednym z podejść do rozwiązania zadania strukturalizacji jest więc wybór jednego kryterium, stosowanego do szerokiej klasy problemów decyzyjnych. W pracy [2] pokazano, że przy dostatecznie szerokich założeniach, zadanie wyboru racjonalnej struktury sprowadza się do

minimalizacji sumy liczby relacji zewnętrznych pomiędzy częściami. Wszystkie relacje pomiędzy obiektami zadawane są w postaci macierzy kwadratowej  $W = //w_{ij}//$ , przy czym  $i_{ij} = \overline{1; m}$ .

Sformułowanie matematyczne problemu optymalnej dekompozycji wyjściowego systemu transportowego sprowadza się do podziału (przekroju) zbioru wierzchołków grafu  $G$  na  $k$  podzbiorów, przy czym każdy z nich zawiera jeden z wydzielonych  $k$  – wierzchołków. Przyjęty podział powinien minimalizować sumę wag krawędzi, których końce należą do różnych części przekroju lub maksymalizować sumę wag krawędzi wewnętrznych przekroju. Zauważmy, iż zadanie określenia minimalnego przekroju grafu pomiędzy wydzielonymi  $k$  – wierzchołkami, w przypadku  $k = 2$  sprowadza się do przypadku klasycznego, rozpatrywanego w teorii Forda – Fulkersona [3] i można go efektywnie rozwiązać stosując znany algorytm maksymalnego przepływu w sieci. Zatem rozpatrywane zadanie strukturalizacji sprowadza się do podziału grafu wyjściowego  $G$  na  $k$  rozłącznych podgrafów  $G_1, G_2, \dots, G_k$  w taki sposób, aby suma wag relacji pomiędzy podgrafami była minimalną, tj.:

$$C = C(R_1, R_2, \dots, R_k) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^k \sum_{r_i \in R_i} \sum_{r_j \in R_j} w_{ij} \rightarrow \min \quad (1)$$

i został spełniony warunek:

$$R = \bigcup_{l=1}^k R_l; \quad R_l \cap R_p = \emptyset \quad l, p = \overline{1, k}; \quad l \neq p; \quad \exists r(R_l) \quad (2)$$

### 3. Analiza istniejących metod wyboru optymalnej struktury zarządzania

Obecnie istnieje wiele algorytmów dotyczących dekompozycji sieci. Rozważane zadanie minimalizacji (1) może być sformułowane w języku programowania całkowitoliczbowego [4,5]. Przyjmuje się, że liczba elementów w podziałach  $R_j$  jest ograniczona liczbą  $d$ . Wprowadza się macierz  $X = //x_{ij}//$  o wymiarze  $n \times d$ , gdzie  $n$  – jest liczbą podziałów. Elementy macierzy są równe:

$$x_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{for } \rightarrow r_i \in R_L \\ 0, & \text{for } \rightarrow r_j \notin R_L \end{cases}$$

Wiadomo, że:

$$\sum_i x_{ij} = 1 \\ \sum_j x_{ij} \leq d$$

W pracy [6] pokazano, że sformułowane zadanie sprowadza się do zadania kwadratowego programowania całkowitoliczbowego:

$$\max 0,5 \sum_{q=1}^n \sum_{p=1}^m \sum_{j=1}^m w_{pj} x_{qj} x_{qp} \quad (3)$$

Obecnie nie istnieją efektywne metody rozwiązywania podobnych zadań, dlatego proponuje się linearyzację wyrażenia (3). Model liniowy może być przedstawiony

po wprowadzeniu dodatkowych zmiennych  $y_{qpj} = x_{qj}$   $x_{qp}$  o liczbie  $nm^2$ .

Zadanie liniowe całkowitoliczbowe ma postać:

$$\max \sum_{q=1}^n \sum_{p=1}^m \sum_{j=1}^m w_{pj} y_{qpj}$$

przy ograniczeniach:

$$\begin{cases} \sum_{q=1}^n \sum_{j=1}^m y_{qpj} = m^2 \\ x_{qi} + x_{qp} - 2y_{qpj} \geq 0 \\ 1 \geq x_j \geq 0 \\ 1 \geq y_{qpj} \geq 0 \end{cases} \quad (4)$$

Zadanie (4) można rozwiązać stosując metodę podziału i ograniczeń. Algorytm ten nie uwzględnia specyfiki rozwiązywanego zadania, wymaga dużej liczby iteracji, jest złożony w sensie języka programowania i fizycznej interpretacji procesu minimalizacji. Wykorzystując dany algorytm należy określić ograniczenie dotyczące liczby obiektów w podziale.

W pracy [7] rozpatrywane jest zadanie podziału systemu przedstawionego grafem na zadaną liczbę jednokowych grup, zawierających najmniejszą liczbę relacji. Algorytm podziału grafu na minimalne spójne podgrafy, oparty na idei metody podziału i ograniczeń przedstawiono w pracy [8]. W pracy [9] rozważono dekompozycję systemu na podsystemy, liczby których nie zadano. W kryterium podziału uwzględnia się złożoność wydzielonych podsystemów i stopień ich spójności. Jakość podziału ocenia się według siły spójności i złożoności otrzymywanych podsystemów. W poszukiwaniu podziału optymalnego wykorzystuje się również algorytm przeglądu ograniczonego [10]. Istnieją także inne algorytmy dekompozycji [2], lecz nie uwzględniają one specyfiki zadania (1), są złożone w sensie obliczeniowym i fizycznej interpretacji procesu minimalizacji. Algorytmy te nie uwzględniają również faktu, że podstawowym kryterium dekompozycji grafu powinno być rozwiązanie bliskie rozwiązaniu optymalnemu.

W niniejszej pracy przedstawiony jest przybliżony algorytm rozwiązania zadania dekompozycji (1), pozbawiony wyżej wymienionych wad, oparty na analizie klastrowej [11, 12] i klasyfikacji automatycznej [13].

#### 4. Algorytm klasyfikacji automatycznej

Podstawą wykorzystywanych metod analizy klastrowej i klasyfikacji automatycznej jest fundamentalna dla nauki zasada klasyfikacji oparta na twierdzeniu, że dowolne fakty i zjawiska powinny być sklasyfikowane tj. uporządkowane lub pogrupowane zanim zostaną opracowane ogólne zasady objaśniające ich pojawienie się i wzajemne powiązania. A więc klasyfikacja jest uporządkowaniem i grupowaniem obiektów według cech podobieństwa. Przy czym, pod

pojęciem obiektów można rozumieć również procesy i działania.

Rozważmy dane zadanie w sposób formalny. Niech stany obiektów badanych (dróg, stacji, itp.) będą opisane wektorem deskryptorów lub wielowymiarowym zbiorem cech

$X = \{X^1, X^2, \dots, X^n\}$ . Część z tych cech ma charakter ilościowy i może przyjmować dowolne wartości rzeczywiste. Pozostałe cechy mają charakter jakościowy i pozwalają grupować obiekty według stopnia pojawiania się dowolnej jakości (np. cecha binarna odwzorowuje istnienie lub brak danej właściwości).

Wprowadźmy do rozważań przestrzeń parametrów  $X$ , w której każdemu konkretnemu obiektowi  $X_i = \{X^1, X^2, \dots, X^n\}$  odpowiada punkt  $\bar{X}_i \in \bar{X}$ . Załóżmy, że posiadamy kilka różnych klas takich obiektów. Jeśli położenie punktów w  $X$  jest takie, iż poszczególnym klasom odpowiadają dostatecznie izolowane od siebie grupy punktów, to zadanie wydzielenia takich grup punktów jest zadaniem klasyfikacji [11, 12].

Bliskość pomiędzy elementami zbioru abstrakcyjnego związana jest z pewną topologią. Tym samym przestrzeń opisująca  $X$  przekształca się w przestrzeń topologiczną. Dla określenia funkcji celu należy wprowadzić charakterystykę, która określi stopień podobieństwa danej klasyfikacji z wprowadzoną topologią. Charakterystykę tę czasami nazywa się miarą zagęszczenia lub kryterium grupowania.

Istnieje wiele sposobów określania topologii w przestrzeni opisów. Jednym z nich jest wyrażenie topologii poprzez miarę podobieństwa. Dowolna miara podobieństwa jest funkcją zależności każdej pary punktów  $X_i, X_j$  ze zbioru  $X$  od liczby  $p(X_i, X_j)$ .

Ogólne wymagania stawiane miarom podobieństwa są następujące:

- 1) powinny być wielkością dodatnią, tj.  $p(X_i, X_j) \geq 0$
- 2) powinny być symetryczne, tj.  $p(X_i, X_j) = p(X_j, X_i)$
- 3) miara podobieństwa obiektu do siebie jest maksymalna:  $p(X_i, X_j) \geq p(X_i, X_k), i \neq j$
- 4)  $p(X_i, X_j) = 0$  wtedy i tylko wtedy, gdy  $X_i = X_j$
- 5)  $p(X_i, X_j) \leq p(X_i, X_k) + p(X_k, X_j)$ , gdzie  $X_i, X_j, X_k$  - obiekty dowolne

Miarą podobieństwa może być współczynnik korelacji i odległość w przestrzeni metrycznej.

Najczęściej wykorzystuje się metrykę euklidesową, związaną z intuicyjnym szacowaniem odległości jako miary podobieństwa pomiędzy obiektami, wyrażoną wzorem:

$$p_e(X_i, X_j) = \left[ \sum_{k=1}^n (X_i^k - X_j^k)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

Miarę podobieństwa dwóch punktów  $X_i$  i  $X_j$  może być również funkcja potencjalna  $K(X_i, X_j)$  wyrażająca odległość pomiędzy tymi punktami [14]. Zazwyczaj funkcja ta ma następujące wyrażenie:

$$K(X_i, X_j) = \frac{1}{1 + \alpha p^2(X_i, X_j)} \quad (6)$$

gdzie  $\alpha$  - jest parametrem.

Obiekty  $X_i$  i  $X_j$  można odnieść do jednej klasy, jeżeli miara podobieństwa pomiędzy nimi będzie dostatecznie mała.

W niniejszej pracy przedstawiono algorytm klasyfikacji oparty na budowie minimalnego szkieletowego drzewa.

Niech wyniki pomiarów  $p$  obiektów przedstawia macierz o wymiarze  $n \times p$ :

$$\left. \begin{matrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_p \end{matrix} \right\} \rightarrow \begin{matrix} X_1^1 X_1^2 \dots X_1^n \\ X_2^1 X_2^2 \dots X_2^n \\ \dots \\ X_p^1 X_p^2 \dots X_p^n \end{matrix}$$

Wtedy odległość pomiędzy parami obiektów można przedstawić w postaci macierzy kwadratowej o postaci:

$$R = \begin{pmatrix} 0 & p_{12} & \dots & p_{1p} \\ p_2 & 0 & \dots & p_{2p} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ p_{p1} & p_{p2} & \dots & 0 \end{pmatrix}$$

przy czym  $p_{ii} = 0$ ;  $i = 1; p$ .

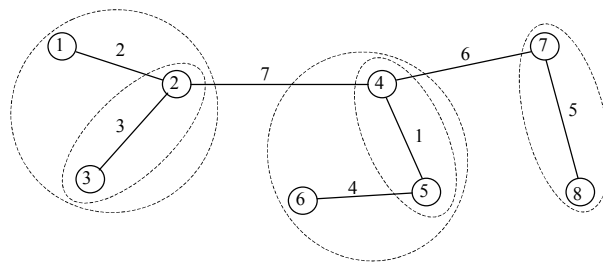
Algorytm klasyfikacji zawiera dwa kroki podstawowe:  
**Krok 1.** Budowa minimalnego szkieletowego drzewa z wykorzystaniem macierzy  $R$ .

Niech  $\{r_1, r_2, \dots, r_{p-1}\}$  oznacza zbiór wag (długości) krawędzi minimalnego szkieletowego drzewa.

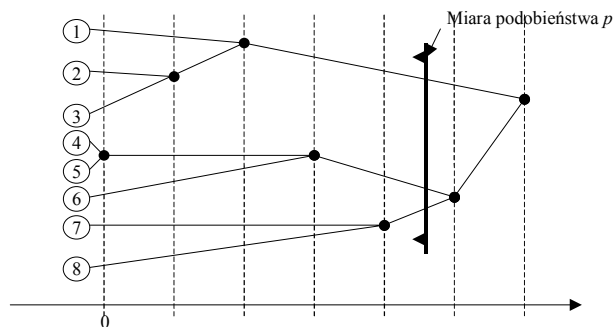
**Krok 2.** Wierzchołki minimalnego szkieletowego drzewa grupuje się w klasy. Wybiera się dwa obiekty, którym odpowiada krawędź minimalna i grupuje się je do jednej klasy, po czym procedurę kroku 2 powtarza się.

Na rys. 1 przedstawiono minimalne szkieletowe drzewo zbudowane z 8 obiektów z zadanymi wagami krawędzi. Proces grupowania obiektów w liczby pokazano na rys. 2 w formie drzewa.

Przy zmniejszaniu miary podobieństwa  $p$  drzewo stopniowo rozpada się, początkowo na dwa poddrzewa, potem na trzy, cztery, itd., co odpowiada dwóm, trzem, czterem, itd. klasom.



Rys. 1. Minimalne szkieletowe drzewo



Rys. 2. Proces grupowania obiektów w klasy

Opracowany algorytm, oparty na skojarzeniach heurystycznych, można wykorzystać do wstępnego podziału, np. sieci dróg kolejowych na okręgi lub rejony w taki sposób, aby w jeden spójny rejon weszły te stacje i te odcinki dróg, pomiędzy którymi przewozi się najczęściej towarów i/lub pasażerów.

## 5. Wnioski

1. Efektywne podejmowanie decyzji w systemach transportowych wymaga hierarchicznej struktury zarządzania, w której podsystemy niższego rzędu koordynowane są podsystemami wyższego. Koordynacja jest tym łatwiejsza im bardziej autonomiczne i niezależne od siebie są podsystemy niższego.
2. Zadanie wyboru optymalnej struktury zarządzania systemami transportowymi jest zadaniem dekompozycji według dowolnego kryterium. Konieczność dekompozycji wynika z dużych rozmiarów i złożoności rozwiązywanych problemów decyzyjnych. Dekompozycja pozwala na zmniejszenie ilości informacji przekazywanej na poziom wyższy.
3. Sformułowany problem może dotyczyć nie tylko systemów transportowych, ale również pozatransportowych, w których elementy są w dowolny sposób ze sobą powiązane. Wartości miary podobieństwa rozłożone są pomiędzy elementami nierównomiernie. Z tego wynika, że w systemie można wydzielić strukturę słabo powiązanych pomiędzy sobą grup obiektów, tj. podzielić system na podsystemy względnie bliskich obiektów.

4. Jedynym sformulowaniem matematycznym zadania dekompozycji jest podział zbioru wierzchołków grafu, odwzorowującego strukturę sieci transportowej na  $k$  nie przecinających się podgrafów, przy czym każdy z nich zawiera jeden z wydzielonych  $k$ - wierzchołków (obiektów – przedstawicieli). Optymalna dekompozycja sieci transportowej jest zadaniem wielokryterialnym ze względu na złożoność problemów decyzyjnych w systemach transportowych.
5. Jednym z podejść prowadzących do rozwiązania zadania strukturalizacji systemu transportowego jest wybór jednego kryterium podziału. Zadanie wyboru racjonalnej struktury sieci transportowej prowadzi do minimalizacji sumy relacji zewnętrznych pomiędzy  $k$ - podsystemami lub maksymalizacji sumy relacji wewnętrznych, pomiędzy  $k$ - podsystemami.
6. Analiza istniejących algorytmów rozwiązujących zadanie dekompozycji sieci według kryterium minimalizacji sumy liczby relacji zewnętrznych pokazała, że są one pracochłonne i skomplikowane w aspekcie programowania. W niniejszej pracy zaproponowano algorytm przybliżony, pozbawiony tych wad, oparty na analizie klasterowej i klasyfikacji automatycznej.
7. Opracowany algorytm klasyfikacji automatycznej bazuje na budowie minimalnego szkieletowego drzewa i może być wykorzystany do wstępnej dekompozycji systemów zarówno transportowych jak i pozatransportowych.

## Literatura

- [1] *Minieka E., Maximal Lexicographic, and Dynamic Network Flows, «Operations Research», 1973, vol.20, s. 517-527*
- [2] *Цвиркун А. Д. Структура сложных систем. М., «Сов. Радио», 1975*
- [3] *Ford L.R., Fulkerson D.R., Препływy w sieciach, PWN, Warszawa 1969*
- [4] *Hu T., Integer Programming and Network Flows, Addison-Wesley, 1969*
- [5] *Кристофидес Н., Теория графов: алгоритмический подход. М., «Мир», 1978*
- [6] *Nieminen J., On minimum point cutset of a point weighted communication graph, Control and Cybernetics, vol. 3(1974) N ¾, p. 90-92*
- [7] *Орлова Г. И., Дорфман Я.Г., Оптимальное деление графа на несколько подграфов, Техническая кибернетика, 1972, № 1, с.118-121*
- [8] *Рыжков А. П., Алгоритм разбиения графа на минимально связанные подграфы. Техническая кибернетика, 1975, № 6, с.122-128*
- [9] *Моисенко Г.Е., Оптимальное разбиение системы на подсистемы, Автоматика и телемеханика, 1979, №7, с.103-112*
- [10] *Кнут Д., Искусство программирования на ЭВМ: Основы программирования, т.1, М., «Мир», 1976*
- [11] *Дюран Б., Одделл П., Кластерный анализ, М., «Статистика», 1977*
- [12] *Жамбю М., Иерархический кластер-анализ и соответствия, М., «Финансы и статистика», 1988*
- [13] *Классификация и кластер, под редакцией Д.Вэна, М., «Мир», 1980*
- [14] *Айзерман М. А., Браверман Э. М., Розоноэр Л.И., Метод потенциальных функции и теория обучения машин, М., «Наука», 1988*

## Zasady dopuszczeń pojazdów kolejowych w ruchu międzynarodowym po wejściu w życie dyrektyw II pakietu kolejowego

*W artykule przedstawiono informacje na temat stanu opracowania procedur związanych z dopuszczeniem pojazdów kolejowych, po wprowadzeniu w życie dyrektywy II pakietu kolejowego. Prace te są wynikiem inicjatyw Unii Europejskiej podejmowanych w celu zwiększenia konkurencyjności kolei. W artykule zostały wymienione i opisane różnego rodzaju dokumenty, przyjęte już do stosowania przez państwa Uni lub krajowe, obowiązujące w Polsce, oraz robocze, opracowane przez grupę specjalną (Task Force) powołaną przez Dyrektoriat Generalny Energii i Transportu. Niektóre istotne dokumenty zostały zacytowane we fragmentach. We wniosku stwierdzono, że przewidywane procedury i związane z nimi regulacje techniczne nie będą zagrożeniem dla polskich przewoźników planujących obsługę ruchu międzynarodowego.*

### 1. Wstęp

Mimo intensywnych prac Unii Europejskiej dla zwiększenia konkurencyjności kolei w transporcie na naszym kontynencie, których efektem jest opracowanie i wprowadzenia szeregu dyrektyw i przepisów wykonawczych do nich, praktyczne ich wdrażanie napotyka na wiele trudności. Kluczowym zagadnieniem dla faktycznego wdrożenia interoperacyjności taboru kolejowego jest uzgodnienie zasad i procedur wzajemnego dopuszczania lokomotyw. Niniejszy artykuł przedstawia podstawowe informacje o stanie aktualnym procesu umożliwiającego przekraczania granic państwowych przez lokomotywy.

### 2. Dyrektywy II pakietu kolejowego

Akty prawne wydawane przez Parlament Europejski i Radę Unii Europejskiej dotyczące kolejnictwa podzielone zostały na tzw. pakiety [12, 13]. Drugi pakiet kolejowy pochodzi z 30.04.2004 roku (*Official Journal of the European Union – L164*) i obejmuje następujące trzy dyrektywy oraz rozporządzenie:

- **Dyrektywa** 2004/51 [1]
- **Dyrektywa** 2004/50 [2]
- **Dyrektywa** 2004/49 [3]
- **Rozporządzenie** [4]. Ten dokument nie wymaga implementacji do prawodawstwa polskiego, ponieważ obowiązuje wprost.

Dyrektywa [1] została transponowana w przyjętej przez Sejm RP ustawie o zmianie ustawy o transporcie kolejowym oraz o zmianie innych ustaw, a jej tekst jednolity został opublikowany w **Obwieszczeniu** Marszałka Sejmu RP z dnia 19 stycznia 2007 r. [5]. Z kolei Dyrektywa wymieniona w [2] znalazła swoje odbicie w **Rozporządzeniu** Ministra Transportu z dnia 5 września 2006 r. [6]. Ponadto w Polsce obowiązuje **Rozporządzenie** Ministra Infrastruktury z 12.10.2005 r. [7] dotyczące zakresu badań koniecznych do uzyskania świadectw dopuszczenia do eksploatacji.

Dokumenty normatywne, które powinny być uwzględnione przy projektowaniu i w procedurach badawczych zostały ujęte w **Obwieszczeniu** Prezesa Urzędu Transportu Kolejowego z dnia 8 sierpnia 2005 r. w sprawie ustalenia listy właściwych krajowych specyfikacji technicznych i dokumentów normalizacyjnych, których zastosowanie umożliwi spełnienie zasadniczych wymagań dotyczących interoperacyjności kolei [8].

W Rozporządzeniu [6] została przywołana **Decyzja** Komisji z dnia 23 grudnia 2005 r. dotycząca technicznej specyfikacji dla interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „tabor kolejowy – hałas” transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych [9] ustanawiająca Techniczną Specyfikację dla Interoperacyjności dla taboru kolejowego. Ponadto w Unii Europejskiej obowiązuje już akt prawny, który nie został jeszcze przywołany w żadnym akcie prawnym wprowadzonym w Polsce, dotyczący TSI dla wagonów towarowych systemu kolei konwencjonalnych, a mianowicie **Decyzja** Komisji z dnia 28 lipca 2006 r. dotycząca technicznej specyfikacji dla interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „tabor kolejowy – wagony towarowe” transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych [10].

Dla zagadnienia dopuszczeń pojazdów kolejowych istotnymi dokumentami są [3], [5] oraz [7] i te właśnie zostały uwzględnione w dalszym opisie zagadnień będących tematem artykułu.
































### 3. Dokumenty robocze Dyrektoriatu Generalnego Energii i Transportu

Poza wymienionymi w pkt. 2 istotne dla tematu są następujące dokumenty firmowane przez Dyrektoriat Generalny ds. Energii i Transportu Komisji Europejskiej, dostępne (częściowo w języku polskim) na oficjalnej stronie internetowej Komisji Europejskiej – Transport w dziale Rail Transport i Interoperability – Safety, przywołane w raporcie [11].

- a) Press release: **European Commission proposes new measures to remove red tape hindering the development of railways throughout Europe** (bez sygnatur)
- b) Memo: **Towards an integrated European railway area** (bez sygnatur)
- c) Komunikat Komisji do Rady i Parlamentu Europejskiego: **Ułatwienie przemieszczania się lokomotyw na obszarze Wspólnoty**. Bruksela, 13.12.2006. KOM(2006) 782; wersja ostateczna
- d) Wniosek do: **Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie interoperacyjności wspólnotowego systemu kolei**. Bruksela, 13.12.2006 r. COM(2006) 783; wersja ostateczna
- e) Wniosek do: **Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady zmieniająca dyrektywę 2004/49/WE w sprawie bezpieczeństwa kolei wspólnotowych**. Bruksela, 13.12.2006. KOM(2006) 784; wersja ostateczna
- f) Proposal for a **Regulation of the European Parliament and of the Council amending Regulation (EC) No 881/2004 establishing a European Railway Agency**. Brussels, 13.12.2006. COM(2006) 785; final
- g) Commission Staff Working Document. Annex to the Communication from the Commission to the Council and the European Parliament. **Facilitate free movement of locomotives across the EU**. Brussels, 13.12.2006. SEC(2006) 1640
- h) Commission Staff Working Document accompanying the Communication from the Commission to the Council and the European Parliament. **Facilitate interoperability of locomotives across the EU**. Brussels, 13.12.2006. SEC (2006) 1641
- i) Dokument roboczy Komisji. Dokument towarzyszący do Komunikatu Komisji dla Rady i Parlamentu Europejskiego **Ułatwienie przemieszczania się lokomotyw na obszarze Wspólnoty** Bruksela, 13.12.2006. SEC(2006) 1642.

Ze względu na trudności w rozwiązywaniu zagadnień dotyczących wzajemnego uznawania taboru przez państwa członkowskie Unii Europejskiej, Komisja Europejska powołała w 2005 r. Grupę Specjalną (*Task Force*), która z mandatu Dyrektoriatu Generalnego ds. Energii i Transportu Komisji Europejskiej opracowała kilka dokumentów, między innymi:

- j) **Guideline For Cross Acceptance of Rolling Stock**. Task Force for Cross Acceptance of Rolling Stock. Draft. 5.12.2005
- k) Consultation Document: **Improving Cross Acceptance of Rolling Stock: problems, objectives and options**. Brussels 12.04.2006
- l) **Annexes** (do Listy kontrolnej) przywołanej w pkt. 2.j) wg poniższego wykazu:

-  051130 annex a-d to guideline 1
-  051130 annex b to guideline 1
-  051130 annex c to guideline 1
-  051130 annex d to guideline 1
-  Anhang\_1\_VwV\_Abnahme\_5\_32\_Uebersicht\_Ausgabestand\_Teile\_Regelfahrzeug\_0501 E
-  check list
-  com\_checklist\_part\_00\_general\_information\_0501 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_01\_vehicle\_dynamics\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_02\_vehicle\_superstructure\_0501 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_03\_draw\_and\_buffer\_gear\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_04\_bogie\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_05\_wheelset\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_06\_brake\_equipment\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_07\_technical\_systems\_requiring\_monitoring\_0501 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_08\_pantograph\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_09\_windows\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_10\_doors\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_11\_passing\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_12\_power\_supply\_and EMC\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_13\_control\_systems\_(software)\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_14\_drinking\_water\_and\_waste\_water\_systems\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_15\_environmental\_protection\_0501 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_16\_fire\_protection\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_17\_occupational\_health\_and\_safety\_0501 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_18\_vehicle\_gauge\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_19\_miscellaneous\_safety\_equipment\_0501 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_20\_tank-wagon\_tank\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_21\_pressure\_discharged\_freight\_containers\_0501 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_22\_load\_securing\_0409 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_23\_marking\_0501 E\_guideline
-  com\_checklist\_part\_24\_joining\_technology\_0409 E\_guideline

„...Artykuł 14

*Dopuszczanie do eksploatacji użytkowanego taboru kolejowego*

1. *Tabor kolejowy, na który wydano zezwolenie na dopuszczenie do eksploatacji w jednym Państwie Członkowskim stosownie do art. 10 ust. 2 lit. b), a który nie w pełni jest objęty stosownymi TSI, musi uzyskać zezwolenie na dopuszczenie do eksploatacji w innym Państwie Członkowskim lub w innych Państwach Członkowskich stosownie do niniejszego artykułu, jeżeli uzyskanie takiego zezwolenia jest wymagane przez takie Państwo Członkowskie lub przez takie Państwa Członkowskie.*

2. *Przedsiębiorstwo kolejowe wnioskujące o zezwolenie na dopuszczenie taboru do eksploatacji w innym Państwie Członkowskim przedstawia odpowiedniej władzy bezpieczeństwa zestaw dokumentacji technicznej dotyczącej taboru kolejowego lub typu taboru kolejowego, opisując jego planowane zastosowanie w sieci. Zestaw dokumentacji zawiera następujące informacje:*

*a) dowody uzyskania zezwolenia na dopuszczenie taboru do eksploatacji w innym Państwie Członkowskim wraz z rejestrami zawierającymi historię eksploatacji, utrzymania oraz, jeśli to właściwe, modyfikacji technicznych dokonanych po uzyskaniu zezwolenia;*

*b) stosowne dane techniczne, plany utrzymania i charakterystyki operacyjne wymagane przez władzę bezpieczeństwa dla potrzeb zezwolenia uzupełniającego;*

*c) dowody zgodności charakterystyki technicznej i operacyjnej taboru kolejowego z systemem zasilania w energię, systemem sygnalizacji oraz nadzoru sterowania, szerokością torów i skrajniami infrastruktury, maksymalnym dopuszczalnym obciążeniem osi i innymi ograniczeniami sieci;*

*d) informację o wyjątkach od krajowych przepisów bezpieczeństwa, które są niezbędne do udzielenia zezwolenia, oraz dowody, oparte na ocenie ryzyka, potwierdzające, iż dopuszczenie do eksploatacji taboru kolejowego nie wprowadzi większych niż dopuszczalne ryzyk w sieci.*

3. *Władza bezpieczeństwa może wymagać wykonania jazd próbnych w sieci w celu weryfikacji zgodności z ograniczeniami wymienionymi w ust. 2 lit. c) i w tym wypadku powinna określić ich zakres i co ma się na nie składać. ...”*

Istotny dla zagadnienia dopuszczeń pojazdów kolejowych do ruchu międzynarodowego jest rozdz. 4a Ustawy o transporcie kolejowym [5], a zwłaszcza jej art. 25d, wprowadzony zmianą 20.04.2004 r., który ma zastosowanie w przypadku, gdy TSI jeszcze nie zostały ogłoszone.

„... 1. *W przypadku, gdy TSI nie zostały ogłoszone przez Komisję Europejską, Prezes UTK ustala listę właściwych krajowych specyfikacji technicznych i dokumentów normalizacyjnych, których zastosowanie umożliwi spełnienie zasadniczych wymagań dotyczących interoperacyjności kolei.*

2. *Listę, o której mowa w ust. 1, ogłasza się, w drodze obwieszczenia, w dzienniku urzędowym ministra właściwego do spraw transportu..*

3. *Prezes UTK przekazuje listę, o której mowa w ust. 1, Komisji Europejskiej i właściwym organom państw członkowskich Unii Europejskiej. ...”*

Według aktualnego stanu ma to miejsce w odniesieniu do pojazdów trakcyjnych (lokomotywy i e.z.t.) i wagonów pasażerskich. Dla tych pojazdów konieczne jest ogłoszenie przez Prezesa UTK listy specyfikacji technicznych i dokumentów normalizacyjnych. Lista ta jest listą publiczną i powinna być przekazana do wiadomości Komisji Europejskiej i właściwym organom państw członkowskich Unii Europejskiej. Dla wagonów towarowych obowiązujące są ogłoszone już TSI.

W odniesieniu do zakresu (listy) niezbędnych dokumentacji i badań dla oceny zgodności pojazdu z infrastrukturą istotne są uregulowania zawarte w art. 23 ust. 2, 2a i 2b ww. Ustawy.

„... 2. *Pojazdy kolejowe należące do zagranicznych przewoźników kolejowych dopuszcza się do eksploatacji na terytorium Rzeczypospolitej Polskiej, jeżeli zostały dopuszczone do eksploatacji w komunikacji międzynarodowej w kraju ich właścicieli oraz spełniają warunki techniczne określone w przepisach wydanych na podstawie art. 20.*

2a. *Na pojazdy kolejowe, na które wydano świadectwo dopuszczenia do eksploatacji typu pojazdu kolejowego w innym państwie członkowskim Unii Europejskiej w sieciowej części certyfikatu bezpieczeństwa, o której mowa w art. 18b ust. 1 pkt 2, które nie są w pełni objęte TSI, należy uzyskać świadectwo dopuszczenia do eksploatacji typu pojazdu kolejowego, jeżeli świadectwo takie jest wymagane.*

2b. *Prezes UTK wydaje przewoźnikowi kolejowemu z innego państwa członkowskiego Unii Europejskiej świadectwo dopuszczenia do eksploatacji typu pojazdu kolejowego po przedstawieniu zestawu dokumentacji technicznej zawierającej:*

1) *świadectwa dopuszczenia do eksploatacji typu pojazdu kolejowego lub zezwolenia wydane w innym państwie członkowskim Unii Europejskiej wraz z dokumentacją zawierającą przebieg eksploatacji i utrzymania oraz modernizacji pojazdów kolejowych, w przypadku gdy modernizacja nastąpiła po uzyskaniu świadectwa lub zezwolenia;*



- 2) dane techniczne, plany utrzymania, dokumentację techniczno-ruchową i inne charakterystyki ruchowe;
- 3) dowody zgodności charakterystyki technicznej i operacyjnej pojazdów kolejowych z systemem zasilania w energię, systemem sterowania ruchem kolejowym i sygnalizacji, szerokością torów, skrajniami budowli, maksymalnym dopuszczalnym naciskiem osi i innymi ograniczeniami sieci kolejowej;
- 4) informacje o odstępstwach od krajowych przepisów bezpieczeństwa, niezbędne do wydania świadectwa, oraz dowody oparte na ocenie ryzyka potwierdzające, że dopuszczenie pojazdów kolejowych do eksploatacji nie przekroczy dopuszczalnych zakłóceń w sieci kolejowej.  
...

Istotną nową regulacją wprowadzoną zmianą ustawy, jest obowiązek prowadzenia rejestru taboru przez przewoźnika kolejowego lub inny podmiot eksploatujący pojazdy kolejowe. Kopie rejestrów Prezes UTK przekazuje zainteresowanym państwom Unii Europejskiej oraz Europejskiej Agencji Kolejowej.

## 5. Działania Komisji Europejskiej

Komisja Europejska przyjęła szereg środków dla wsparcia rewitalizacji sektora kolejowego przez usunięcie przeszkód w przemieszczaniu się pociągów w europejskiej sieci kolejowej (patrz: *European Commission – Rail Transport and Interoperability – Safety – Cross-acceptance*). Część tych środków dotyczy uproszczenia certyfikowania pojazdów kolejowych, propozycji przetworzenia istniejących Dyrektyw dotyczących interoperacyjności kolei i modyfikacji rozporządzenia ustanawiającego Europejską Agencję Kolejową oraz Dyrektywy dotyczące bezpieczeństwa kolei. Ze względu na to, że integrowanie transportu kolejowego w Unii dotyka skomplikowanej materii bezpieczeństwa przygotowano szereg dokumentów.

W dokumencie podanym w pkt. 2.c) szczegółowo opisano trudności, na jakie napotyka tworzenie jednolitej, dostępnej europejskiej sieci kolei konwencjonalnej. Zalecaną zasadą wg tego dokumentu powinna być zasada wzajemnego uznawania.

Proponowane kierunki działania dla różnego typu taboru są zróżnicowane. W pkt. 2.1 tego dokumentu omówiono stan dla dwóch rodzajów taboru: trakcyjnego i wagonów.

*„... W zakresie dotyczącym lokomotyw i zespołów trakcyjnych w celu uzyskania zgody na dopuszczenie do eksploatacji w innym państwie członkowskim należy wykazać, że eksploatowane lokomotywy pozostają w zgodzie z krajowymi przepisami tego państwa członkowskiego. Przepisy krajowe zawierają specyfikacje i normy dotyczące kompatybilności infrastruktury, a także szczególne krajowe wymagania dotyczące bezpieczeństwa.*

*Infrastruktura kolejowa na terenie państw członkowskich posiada zróżnicowane parametry, takie jak rozstaw infrastruktury, właściwości zakłóceń elektromagnetycznych, napięcia energii dostarczanej do linii trakcyjnej oraz systemu kontroli i sterowania. Szczególne wymagania krajowe dotyczące bezpieczeństwa mają swoją podstawę w krajowych wymaganiach technicznych, a także odzwierciedlają wnioski wyciągnięte z wypadków i zdarzeń, do których doszło w poszczególnych państwach członkowskich.*

*Ostatnie badania wykazały, że we wszystkich państwach członkowskich istnieją takie same zasady bezpieczeństwa, na przykład w zakresie tylnych oznaczeń pojazdów, zasad bezpieczeństwa pożarowego w taborze kolejowym, działania drzwi dla pasażerów, świateł awaryjnych itp. Jednakże szczegółowe kryteria krajowe służące wykazaniu, że zasady te są przestrzegane, istotnie się różnią. Niemniej jednak poziom bezpieczeństwa kolejowego nie różni się zbytnio pomiędzy państwami członkowskimi, pokazując, że podejście do kwestii bezpieczeństwa jest porównywalne w poszczególnych kolejach krajowych.*

*W niektórych państwach członkowskich zasady bezpieczeństwa i normy techniczne są wciąż kształtowane i są w trakcie określania, dokumentowania i publikowania, zgodnie z postanowieniami dyrektyw w sprawie interoperacyjności kolejowej i bezpieczeństwa. Jednak wstępna ocena tych zasad ukazuje znaczne różnice w zakresie rozumienia tego, czym są krajowe zasady bezpieczeństwa, przy jednoczesnym braku notyfikacji tych zasad z wielu powodów, na przykład dlatego, że przyjmuje się, iż zasady te są objęte TSI. W rezultacie nadal brakuje pełnej przejrzystości wśród kolei krajowych w UE w zakresie obowiązujących zasad krajowych dotyczących dopuszczania taboru kolejowego do eksploatacji. Sytuacja ta tworzy dla producentów i przedsiębiorstw kolejowych dodatkowe problemy w momencie występowania o dopuszczenie nowego lub eksploatowanego już taboru kolejowego, ponieważ ponoszą one ryzyko spóźnionego uwzględnienia szczególnych wymogów krajowych przy projektowaniu pojazdów, co powoduje opóźnienia lub zwiększa koszty wprowadzenia taboru kolejowego do eksploatacji.*

*W odniesieniu do wagonów towarowych i pasażerskich istniejące porozumienia, takie jak RIC i RIV, zapewniły wzajemne dopuszczanie do eksploatacji pod warunkiem uwzględnienia szeregu warunków, z których jednym jest rejestracja wagonów towarowych i pasażerskich u członków UIC, którzy w zamian biorą na siebie utrzymanie taboru kolejowego. Z chwilą wdrożenia dyrektyw europejskich w sprawie interoperacyjności i bezpieczeństwa postanowienia RIV/RIC zostaną częściowo zastąpione przez postanowienia UE, zaś częściowo przez nową umowę GCU. Do czasu przyjęcia wszystkich TSI, ustanowienia rejestrów dotyczących infrastruktury i taboru kolejowego, ustanowienia krajowych władz do spraw bezpieczeństwa,*



które będą uprawnione do dopuszczania taboru kolejowego do eksploatacji, łącznie z rejestracją, i do czasu, gdy państwa członkowskie w pełni wdrożą dyrektywy w sprawie interoperacyjności i bezpieczeństwa, znajdujemy się w okresie przejściowym. Bardzo ważne jest, aby wszyscy uczestnicy znali zakres swoich obowiązków i znali postanowienia, które muszą stosować w trakcie tego okresu przejściowego. Dlatego też Komisja po konsultacji z wszystkimi zainteresowanymi uczestnikami i państwami członkowskimi opracowała „przewodnik dla okresu przejściowego”. Zasada wzajemnego zatwierdzania istniejących wagonów towarowych/wagonów pasażerskich z oznaczeniem RIV/RIC jest już uznawana. ...”

W pkt. 3.2 tego samego dokumentu stwierdza się, że: „...Zalecane jest stosowanie przez wszystkie państwa członkowskie wspólnej listy kontrolnej (załącznik V<sup>2)</sup>) do projektów związanych z dopuszczaniem do eksploatacji na zasadzie wzajemności.

Państwa członkowskie powinny przedstawić zestawienie wymagań na podstawie listy kontrolnej i wytycznych zawartych w załączniku VI. Zachęca się również państwa członkowskie do stosowania tych wytycznych do bieżących projektów zarówno w ujęciu dwustronnym, jak i wielostronnym. ...”

Wyżej cytowany we fragmentach dokument odwołuje się także do dokumentu z pkt. 2.g), a zwłaszcza do jego kilku załączników:

- II – procedury przekazywania do eksploatacji,
- IV – zasada wzajemnego uznawania,
- V – lista parametrów,
- VI – przewodnik homologowania już użytkowanego taboru kolejowego.

Lista parametrów odnosząca się do taboru (oparta na dokumentach stosowanych przez niemiecki urząd EBA), podlegających ocenie w trybie wzajemnego uznawania, jest następująca:

0. informacje ogólne
1. dynamika pojazdu
2. struktura pojazdu
3. urządzenie pociągowe i zderzaki
4. wózek i urządzenia biegowe
5. zestaw kołowy / łożyskowanie zestawu kołowego
6. wyposażenie hamulca
7. systemy techniczne wymagające monitoringu np. system sprężonego powietrza
8. okna czołowe / boczne
9. drzwi
10. urządzenia przejścia
11. systemy sterowania (software)
12. woda pitna, systemy wody zużytej
13. ochrona środowiska

<sup>2)</sup> – przypisek autora: dotyczy załączników do dokumentu przytoczonego w pkt. 3 g)

14. ochrona przeciwpożarowa
15. bezpieczeństwo i higiena pracy
16. zbiorniki cystern
17. odprężanie ciśnienia wagonów zbiornikowych
18. zabezpieczenie ładunku
19. oznakowanie
20. technologia łączenia.

Ostatni z załączników przywołuje trzy grupy dokumentów:

- A – zawiera normy międzynarodowe
- B – zawiera wymagania krajowe, które mogłyby być dopasowane do wzajemnego uznawania
- C – zawiera niepodważalne wymagania powiązane z charakterystykami technicznymi infrastruktury w poszczególnych krajach lub sieciach (podobnie jak rozdziale „Przypadki szczególne” w TSI).

Od 2005 r. działa powołana przez Komisję Europejską Grupa Specjalna do sprawy wzajemnego uznawania taboru. Dostępne dokumenty wyliczone w pkt. 2.j), 2.k) i 2.l) opracowane przez Grupę są dokumentami roboczymi, ale wskazują realne kierunki poszukiwań rozwiązania problemu.

Grupa Specjalna dokonała następujących ustaleń (pkt. 5a w dokumencie przytoczonym w pkt. 2.j):

„... Pojazdy (lub ich części) dopuszczone na mocy TSI, RIC-RIV i COTIF są z zasady wzajemnie akceptowane. Grupa Specjalna usilnie rekomenduje stosowanie wspólnej listy kontrolnej (Zał. C) do projektów wzajemnego dopuszczania przez wszystkie Państwa Członkowskie. Struktura wspólnej listy kontrolnej nie powinna być zmieniana. Wspólna lista kontrolna powinna zawierać wszystkie odpowiednie przepisy każdego Państwa Członkowskiego. Wymagania co do akceptowania zgodnie ze wspólną listą kontrolną są podzielone na trzy grupy: A, B, C. ...”

Kategorie te zostały opisane już wyżej.

Porównanie listy kontrolnej z zakresem badań wymaganych przez [7] prowadzi do wniosku, że brak między tymi listami pełnej zgodności, a ponadto wykaz badań koniecznych wymienionych w Rozporządzeniu nie zawiera żadnych odniesień do dokumentów normalizacyjnych.

W przypadku wykazania dwustronnie dobrej woli, możliwe jest zawarcie odpowiednich porozumień wprowadzających zasadę międzynarodowego wzajemnego dopuszczania do eksploatacji taboru kolejowego. Przykładem może tutaj być porozumienie podpisane w 2006 r. między EBA i departamentem francuskiego Ministerstwa Transportu lub w sprawie korytarza Rotterdam - Genua.

Grupa Robocza proponuje, jak wspomniano wyżej, stosowanie jednolitej, tzw. listy kontrolnej podzielonej na zagadnienia wymienione wcześniej, po ich uzupełnieniu o:

- poz. 8: pantograf
- poz. 12: zasilanie energią elektryczną / kompatybilność elektromagnetyczna
- poz. 18: skrajnia pojazdu
- poz. 19: różne wyposażenie bezpieczeństwa (np. sterowania ruchem, radio pociągowe).

Do każdej części tzw. listy kontrolnej (patrz pkt. 2.k), podzielonej na odpowiednie grupy tematyczne, wprowadzono zestawienie konkretnych dokumentów normatywnych. Dodatkowo, w porównaniu do oficjalnego dokumentu EBA, na którym oparto listę kontrolną, wprowadzono podział przywołanych dokumentów normalizacyjnych na międzynarodowe i krajowe. W aktualnym stanie tej listy wypełnione są tylko kolumny z dokumentami międzynarodowymi.

Możliwe opcje dochodzenia do wspólnego rozwiązania docelowego opisano w pkt. 5.1 dokumentu przywołanym w pkt. 2.l) i w załączniku III.

## 6. Wnioski

Mając na uwadze:

- stanowisko Zespołu PKP ds. Interoperacyjności (szczegóły w kolejnych raportach - praca CNTK 4016/12) odnośnie wdrażania TSI dla wagonów towarowych [14]
- konsekwentne stosowanie w Polsce międzynarodowych standardów (EN, kart UIC) w dotychczasowej praktyce projektowania, modernizowania i badania lokomotyw

można stwierdzić brak, w odniesieniu do techniki, istotnych zagrożeń wynikających z aktualnego stanu aktów prawnych dotyczących dopuszczeń pojazdów kolejowych do ruchu międzygranicznego dla polskich przewoźników kolejowych.

## Literatura

- [1] **Dyrektywa** 2004/51 zmieniająca dyrektywę Rady 91/440/EWG w sprawie rozwoju kolei wspólnotowych
- [2] **Dyrektywa** 2004/50 zmieniająca dyrektywę Rady 96/48/WE w sprawie interoperacyjności transeuropejskiego systemu kolei dużych prędkości i dyrektywę 2001/16/WE Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie interoperacyjności transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnej
- [3] **Dyrektywa** 2004/49 w sprawie bezpieczeństwa kolei wspólnotowych oraz zmieniająca dyrektywę Rady 95/18/WE w sprawie przyznawania licencji przedsiębiorstwom kolejowym, oraz dyrektywę 2001/14/WE w sprawie alokacji zdolności przepustowej infrastruktury kolejowej i pobierania opłat za użytkowanie infrastruktury kolejowej oraz certyfikację w zakresie bezpieczeństwa
- [4] **Rozporządzenie** 881/2004 ustanawiające Europejską Agencję Kolejową
- [5] **Obwieszczenie** Marszałka Sejmu RP z dnia 19 stycznia 2007 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu ustawy o transporcie kolejowym (z 28 marca 2003 r. z późniejszymi zmianami: 20.04.2004, 16.12.2005 i 22.07.2006)
- [6] **Rozporządzenie** Ministra Transportu z dnia 5 września 2006 r. w sprawie zasadniczych wymagań dotyczących interoperacyjności kolei oraz procedur oceny zgodności dla transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych
- [7] **Rozporządzenie** Ministra Infrastruktury z 12.10.2005 r. w sprawie zakresu badań koniecznych do uzyskania świadectw dopuszczenia do eksploatacji typów budowli i urządzeń przeznaczonych do prowadzenia ruchu kolejowego oraz typów pojazdów kolejowych
- [8] **Obwieszczenie** Prezesa Urzędu Transportu Kolejowego z dnia 8 sierpnia 2005 r. w sprawie ustalenia listy właściwych krajowych specyfikacji technicznych i dokumentów normalizacyjnych, których zastosowanie umożliwi spełnienie zasadniczych wymagań dotyczących interoperacyjności kolei
- [9] **Decyzja** Komisji z dnia 23 grudnia 2005 r. dotycząca technicznej specyfikacji dla interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „tabor kolejowy – hałas” transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych
- [10] **Decyzja** Komisji z dnia 28 lipca 2006 r. dotycząca technicznej specyfikacji dla interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „tabor kolejowy – wagony towarowe” transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych
- [11] *Cross-Acceptance propo-sals adopted on 13 December 2006.* ([http://ec.europa.eu/transport/rail/safety/cross-acceptance\\_en.htm](http://ec.europa.eu/transport/rail/safety/cross-acceptance_en.htm))
- [12] *Schweinberg R., Fischer K.: Die europäische Entwicklung im Eisenbahnbereich - Chance für den Güterverkehr. Eisenbahntechnische Rundschau.* 2005 nr 7-8
- [13] *Burnewicz J.: Rynki transportowe UE w Strategii Lizbońskiej – liberalizacja i integracja. Polskie forum strategii lizbońskiej. Instytut Badań nad Gospodarką Rynkową* (<http://www.pfsl.pl/news.php?id=153>)
- [14] *Bieżąca analiza europejskich prac nad technicznymi specyfikacjami dla interoperacyjności systemu trans-europejskich kolei konwencjonalnych. Temat CNTK 4016 (raporty kwartalne 01÷12)*

## Możliwości kształtowania optymalnego zarysu pojazdu tramwajowego

*Artykuł jest poświęcony studium możliwości kształtowania optymalnego zarysu pojazdu tramwajowego w oparciu o obowiązujące przepisy w zakresie skrajni kinematycznej pojazdu tramwajowego oraz skrajni budowli. W pierwszej części przedstawiono układ stopień wejściowy –peron, czynniki wpływające na minimalną wysokość podłogi oraz możliwości konstrukcyjne usytuowania urządzeń pomocniczych na dachu pojazdu tramwajowego.*

*Artykuł powstał w ramach projektu badawczego nr N 509 03531/2367, finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego ze środków na naukę na lata 2006÷2009, pt.: „Metodyka wyznaczania kinematycznego zapotrzebowania przestrzeni oraz luzów bezpieczeństwa dla pojazdów tramwajowych, celem ustalenia optymalnego zarysu pojazdu”.*

### 1. Wstęp

W związku ze zwiększającymi się wymaganiami rynkowymi w zakresie transportu miejskiego pojazd tramwajowy musi posiadać możliwie maksymalne wymiary gabarytowe, umożliwiające odpowiedni komfort jazdy pasażerów [2÷5]. Szczególną uwagę należy zwrócić w tym wypadku na:

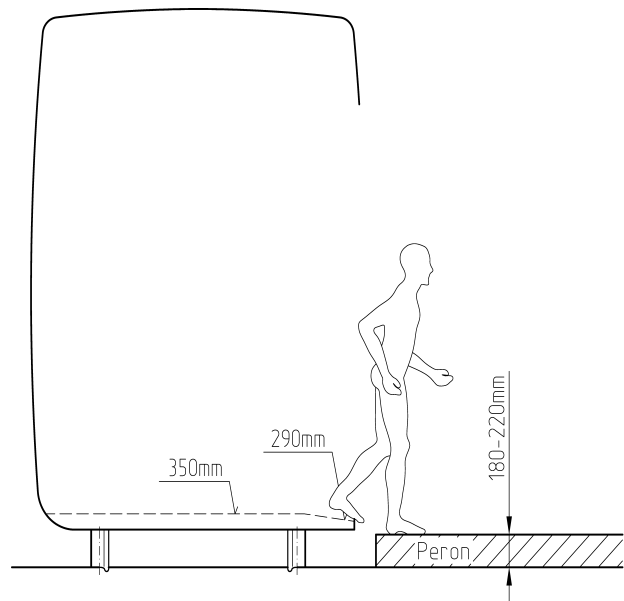
- efektywną szerokość pojazdu tramwajowego, od której zależy między innymi układ i szerokość miejsc siedzących, szerokość korytarza przejściowego (niem. „Gangbreite”)
- zapewnienie maksymalnej rotacji podróżnych przy wsiadaniu i wysiadaniu podróżnych poprzez zastosowanie możliwie maksymalnej ilości podwójnych drzwi oraz możliwie równomiernego ich rozdziału na pełnej szerokości pojazdu tramwajowego
- efektywną wysokość pojazdu tramwajowego, od której zależy między innymi usytuowanie agregatów pomocniczych na dachu
- usytuowanie stopnia wejściowego i podłogi w stosunku do główki szyny.

Istotnym ograniczeniem projektowym dla dopuszczalnego zarysu tramwajowego jest dopuszczalny zarys odniesienia skrajni kinematycznej wg normy PN-K-92008 [6] oraz PN-K-92008/Ap1 [7], po uwzględnieniu zwężeń wewnętrznych  $E_i$  i zewnętrznych  $E_a$ . Zarys skrajni kinematycznej skrajni jest z kolei warunkowany zarysem skrajni budowli wg normy PN-K-92009:1998 [8]. W przypadku niemieckich przedsiębiorstw przewozowych obowiązują w tym zakresie przepisy BOStrab [9]. W wyniku jazdy na torze prostym oraz łukach pojazd tramwajowy podlega przemieszczeniom geometrycznym i kinematycznym, które składają się na kinematyczne zapotrzebowanie przestrzeni (niem. „Lichtraumbedarf”). W ponad 100-letniej historii rozwoju ruchu tramwajowego przez

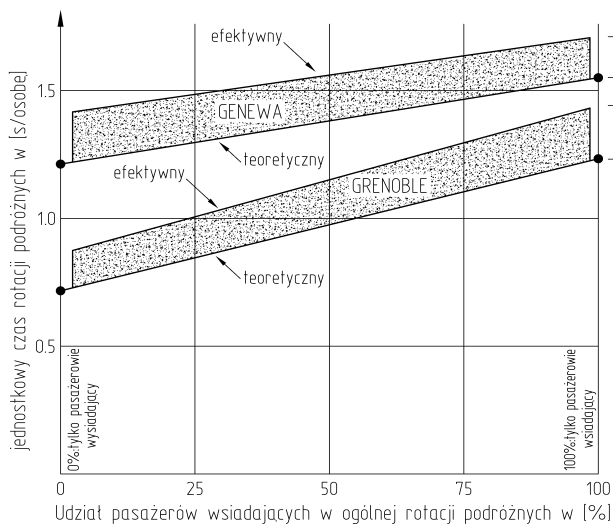
ok.80 lat eksploatacja tramwajów zmieniła się w niezauważalnym stopniu, natomiast przez ostatnie 20 lat można mówić o rewolucji w tym zakresie. Zmiany zostały wymuszone przede wszystkim upowszechnieniem transportu samochodowego, zwłaszcza w latach 60-tych, kiedy coraz więcej ludzi zostało posiadaczami samochodów, co spowodowało znaczne zmniejszenie ilości pasażerów komunikacji miejskiej. Zmiany, które pochodzą jednoznacznie z potrzeby racjonalizacji, miały istotny wpływ na budowę pojazdu tramwajowego. Głównym problemem, jaki powstał przy konstruowaniu nowoczesnych pojazdów tramwajowych było dopasowanie wysokości podłogi do wysokości peronów. Wskutek tego powstała nowa generacja pojazdów tramwajowych, zwanych pojazdami niskopodłogowymi (niem. „Niederflurstrassenbahnen”), które zgodnie z [1] charakteryzują się wysokością wsiadania (niem. „Einstiegshöhe”) < 400 mm. W przypadku tramwajów średniopodłogowych (niem. „Mittelflurstrassenbahnen”) wysokość podłogi zawiera się w przedziale 400 do 600 mm, natomiast w przypadku tramwajów wysokopodłogowych (niem. „Hochflurstrassenbahnen”) wysokość podłogi jest większa od 600 mm. Pierwszy tramwaj niskopodłogowy typu „20TFS2” pojawił się po raz pierwszy w Grenoble w 1987 roku, w związku z czym można już mówić o blisko dwudziestoletniej ich historii w zakresie konstruowania, produkcji i doświadczeń eksploatacyjnych. Głównym zadaniem zastosowania tramwaju niskopodłogowego w eksploatacji było przede wszystkim oprócz polepszenia wskaźnika rotacji podróżnych podczas wsiadania i wysiadania podróżnych między innymi korzystanie przez pasażerów niepełnosprawnych, pasażerów z dziećmi oraz osoby w starszym wieku ze środków komunikacji miejskiej.

## 2. Wysokość peronu tramwajowego

Istotnym ograniczeniem skrajniowym o charakterze ciągłym dla pojazdów tramwajowych jest wysokość peronu ( niem., „Bahnsteigshöhe”). Punktem wyjściowym do dalszych rozważań konstrukcyjnych jest wysokość stopnia wejściowego ( niem., „Türtrittshöhe” lub „Einstiegshöhe”), która wynosi w większości eksploatowanych pojazdów tramwajowych 290÷300 mm. Zastosowanie tramwajów niskopodłogowych powoduje rezygnację z pośredniego stopnia wejściowego (, niem. Trittstufe”), co powoduje znaczne efekty przyspieszające rotację podróżnych, widoczne dla przykładowych tramwajów niskopodłogowych dla Grenoble (Francja) oraz Genewy ( Szwajcaria). W wyniku poprawy warunków wsiadania i wysiadania należy liczyć się, że przy drzwiach podwójnych ( niem. „Doppeltür”) ilość pasażerów będzie dochodziła nawet do 40.



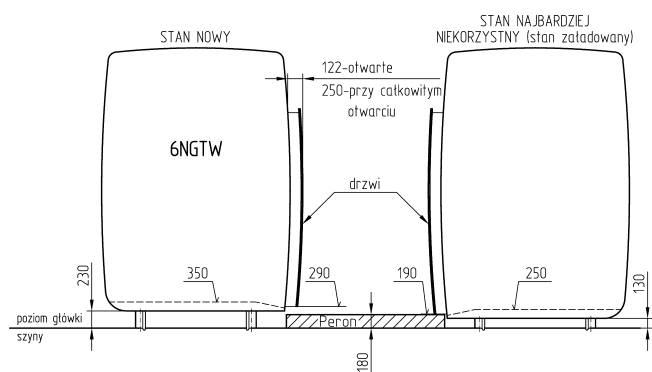
Rys.2. Warunki wsiadania i wysiadania dla podróżnych w przypadku tramwaju niskopodłogowego typu 6NGTW dla Kassel ( Niemcy)



Rys.1. Zwiększenie efektywności jednostkowego wskaźnika rotacji pasażerów wsiadających i wysiadających (niem. „Fahrgastwechselzeit”) na przykładzie tramwaju niskopodłogowego dla Grenoble w stosunku do tramwaju dla Genewy

Kolejnym przykładem polepszenia warunków wsiadania i wysiadania dla pasażerów jest tramwaj niskopodłogowy dla Kassel ( niem., „Kasseler Niederflurfahrzeug”), co jest przedstawione na rys.2.

Jak widać z przykładu pokazanego na rys.2, warunkiem zwiększenia komfortu przy wsiadaniu oraz wysiadaniu przez podróżnych jest nie tylko zmniejszenie wysokości podłogi i stopnia wejściowego pojazdu tramwajowego, ale również odpowiednie dopasowanie wysokości peronu. W stanie nowym pokazanym na rys.2, różnica wysokości pomiędzy stopniem wejściowym oraz peronu wynosi 70÷110 mm. Warunki wsiadania i wysiadania dla pasażerów tramwaju niskopodłogowego typu 6NGTW w stanie nowym oraz najbardziej niekorzystnym z punktu widzenia statycznego ugięcia i maksymalnego zużycia szyn oraz powierzchni toczonej kół w przypadku peronu o wysokości 180 mm przedstawiono na rys.3.



Rys.3. Usytuowanie tramwaju niskopodłogowego typu 6NGTW na tle peronu o wysokości 180 mm

Czynniki wpływające na usytuowanie stopnia wejściowego sprowadzają się do:

- połowy zużycia wieńca koła na powierzchni toczonej (niem., „1/2 Radreifenverschleiss”): 20 mm
- ugięcia usprężynowania w stanie statycznym, kołysanie pudła ( niem. „ Durchfederung, Wanken”): 65 mm
- zużycia szyn ( niem. „Schienenabnutzung”): 15 mm
- swobodnej przestrzeni ( niem. „Freiraum”): 10 mm, co daje łączne zmniejszenie wysokości podłogi ( stopnia wejściowego) wynoszące 110 mm i wynikającą z tego wysokość peronu wynoszącą 290-110= 180 mm.

Jeśli ugięcie i kołysanie udałoby się zmniejszyć z 65 mm do 50 mm oraz zużycie szyn do 10 mm wówczas zmniejszenie wysokości podłogi ( stopnia wejściowego) wynosiłoby 90 mm i wynikałoby z tego wysokość peronu wynosząca  $290-90=200$  mm. Powyższe obliczenia uzasadniają przyjętą wysokość dla peronów w Kassel wynoszącą  $180\pm 200$  mm. Zużycie szyn w kierunku pionowym jest przyjęte na podstawie wymogu regularnych kontroli przeprowadzonych przez przedstawicieli infrastruktury. Zgodnie z przepisami krajowymi dla miejskich przedsiębiorstw przewozowych dopuszczalne zużycie szyn w kierunku pionowym wynosi odpowiednio:

-dla szyn rowkowych  $P\leq 18$  mm

-dla szyn kolejowych:

– o dopuszczalnym ciężarze jednostkowym do 422N/m:  $P\leq 12$  mm

– o dopuszczalnej ciężarze jednostkowym powyżej 422 N/m:  $P\leq 15$  mm [11].

Zgodnie z niemieckimi przepisami BOStrab [10] pionowe zużycie szyn pomiędzy dwoma okresami naprawczymi, w których dokonuje się podbijania podkładów przyjmuje się nawet na poziomie 5 mm ( niem. „ vertikaler Schienenverschleiss zwischen zwei Stopfintervallen”). W związku z powyższymi wymogami sformułowanymi dla polskich oraz niemieckich przedsiębiorstw komunikacyjnych ograniczenie zużycia szyn w kierunku pionowym do 10 mm wydaje się być realne.

### 3. Czynniki wpływające na usytuowanie podłogi tramwaju nisko-podłogowego względem peronu

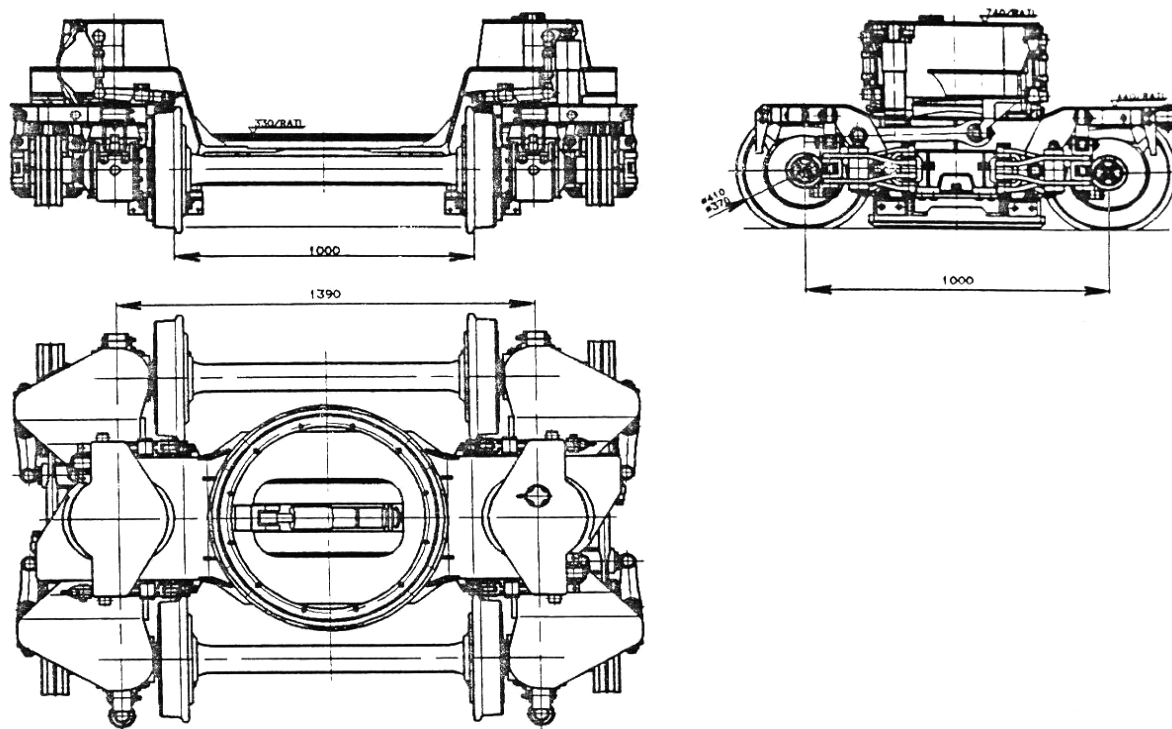
Zużycie wieńca koła i szyny jest we wzajemnej zależności i odbywa się w wyniku procesów niszczących zachodzących na wzajemnie stykających się powierzchniach. Wielkości, które wpływają w sposób znaczący na zużycie i których procentowy udział w zużyciu kół odbywa się wg następującej reguły dla danej sieci toru:

- w 10% jest zależne od luzu zestawu kołowego w torze
- w 40% jest zależne od rodzaju prowadzenia zestawu kołowego w torze
- w 50% jest zależne od własności materiałowych wieńca koła.

Podane wartości procentowe mogą się zmienić w zależności od okoliczności, jednakże podają one zasadnicze wytyczne do poprawy sytuacji w zakresie zużycia.

Zasadniczo zużycie kół pojazdów tramwajowych można zmniejszyć poprzez stworzenie lepszych warunków ruchu tocznego oraz poprzez lepsze warunki ustawiania się zestawów kołowych w łuku toru.

Następujące środki konstrukcyjne przyczyniają się do mniejszego zużycia kół zestawów kołowych:

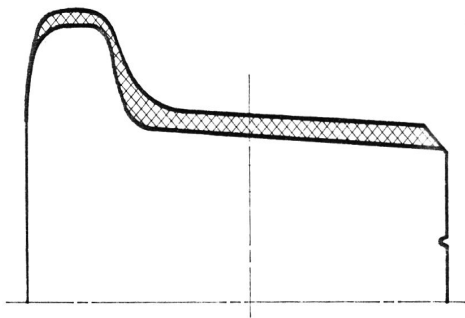


Rys.4. Układ biegowy toczny dla tramwaju niskopodłogowego w Bernie

- krótka baza, stąd mały kąt nabiegania pomiędzy kołem i szyną podczas jazdy na łuku toru
- elastyczne prowadzenie wzdłużne zestawów kołowych, przez co mogą się ustawiać w łuku toru sposób częściowo radialny, poprzez „samonastawianie się”
- elastyczne prowadzenie poprzeczne zestawów kołowych, z czego wynika nabieganie na łuk ze zmniejszonym uderzeniem podczas nabiegania
- zredukowana masa nieusprężynowana dzięki zastosowaniu techniki kół o małych średnicach
- zredukowana masa własna układu biegowego ( niem. „Niederflurlaufwerk”) w wyniku zastosowania kompaktowej, zwartej budowy ( niem. „ kompakte Bauweise”)
- zmniejszony moment obrotowy wózka poprzez zastosowanie łożyska obrotowego ( niem. „ Kugeldrehkranz”) poprzez zmniejszenie sił prowadzących.

Z powyższego wynika, że zastosowanie wózka o klasycznej budowie dla tramwajów niskopodłogowych jest niemożliwe.

Potwierdzenie skuteczności zastosowanych ww. środków konstrukcyjnych dostarczyły badania eksploatacyjne ( podczas komercyjnej eksploatacji) przeprowadzone w Bernie w 1988 roku. Zużycie koła po przebiegu 83 100 km układu biegowego dla tramwajów niskopodłogowych ( rys.4) jest przedstawione na rys.5.



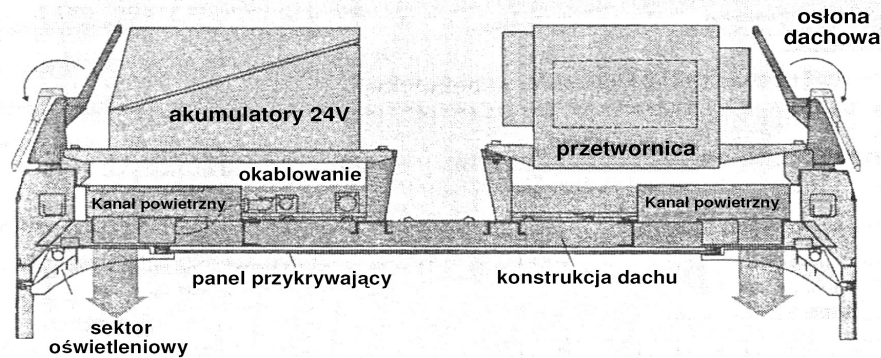
Rys.5. Zużycie zarysu zewnętrznego wieńca koła po 83 100 km dla wózka tocznego niskopodłogowego ( niem. „Niederflurdrehgestell”)

Zużycie koła o średnicy w stanie nowym  $\varnothing 410$  mm (przystosowane do maksymalnego pionowego obciążenia statycznego na szynę wynoszącego 35kN) po przebiegu wynoszącym 83 100 km wynosiło ok. 4 mm na promieniu w płaszczyźnie okręgu tocznego. Różnica średnic obydwu kół zestawu kołowego wynosiła mniej niż 0,3 mm. Na koła została zastosowana stal stopowa o wytrzymałości na rozciąganie  $R_m=880\div 980$  MPa z maksymalną zawartością węgla 0,60%. Na uwagę zasługuje w miarę równomierne zużycie zarysu

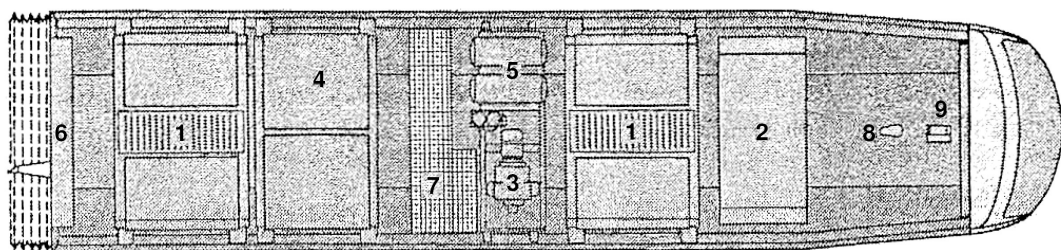
zewnętrznego wieńca koła. Uzyskane pozytywne wyniki badań można przenieść również dla kół o normalnej średnicy tocznej  $\varnothing 660$  mm. Zmniejszonemu zużyciu kół zestawów kołowych w wyniku zastosowanych środków konstrukcyjnych towarzyszą bardzo korzystne efekty uboczne, do których zalicza się między innymi polepszenie komfortu jazdy, zmniejszenie emisji hałasu do otoczenia podczas jazdy i mały opór toczenia w łukach toru. Doświadczenia eksploatacyjne z małymi kołami  $\varnothing 410 / 370$  mm, przeprowadzone w 1988 roku zostały wykorzystane w nowej generacji tramwajów typu NGT 8D użytkowanych przez BSVAG ( Braunschweig)-rok budowy 2007, typu ST14 użytkowanych przez HEAG ( Darmstadt)-rok budowy 2007 oraz typu NGT8G użytkowanych przez GVB (Gera)-rok budowy 2006/2007. Ww. tramwaje niskopodłogowe posiadają wózki toczne z małymi kołami o średnicy  $\varnothing 410 / 370$  mm ( stan nowy/stan zużyty) oraz wózki napędne z kołami o średnicy 590/510 mm. Dzięki zastosowaniu wózków tocznych z małymi średnicami tocznymi kół udało się osiągnąć 67% udział obniżonej podłogi ( niem. „Niederfluranteil”).Istotnym czynnikiem ograniczającym zastosowanie kół o małych średnicach jest oprócz ograniczenia dopuszczalnego nacisku pionowego ( statycznego oraz dynamicznego) jest dolne ograniczenie zarysu skrajni kinematycznej, które w przypadku polskich przepisów PN-K-92008:1998 [7] oraz PN-K-92008/Ap1:1998 [8] wynosi 60 mm od główki szyny, natomiast w przepisach Zachodniej Europy 50 mm [2].

#### 4. Możliwości konstrukcyjne w zakresie usytuowania urządzeń pomocniczych na dachu tramwaju

Jedną z ważniejszych tendencji rozwojowych w tramwajach niskopodłogowych jest zastosowanie na ich dachu urządzeń o budowie modułowej ( niem.„ Gerätmodule”), które w celu ułatwienia montażu i demontażu podczas prac remontowych i kontrolnych są wyposażone ucha ułatwiające zaczepianie przez urządzenia dźwigowe ( niem. „Kranösen” lub „ Befestigungsösen“). Przykłady rozmieszczenia urządzeń pomocniczych o budowie modułowej na dachu tramwaju z obniżoną podłogą typu VÖV są przedstawione na rys.6, 7 i 8. Tramwaj został opracowany na zlecenie niemieckiego Ministerstwa Badań i Rozwoju ( niem.„ Bundesministerium für Forschung und Technologie”) oraz Ministerstwa Komunikacji ( niem. „Bundesministerium für Verkehr”) przez konsorcjum pod przewodnictwem Rheinische Bahngesellschaft GmbH.

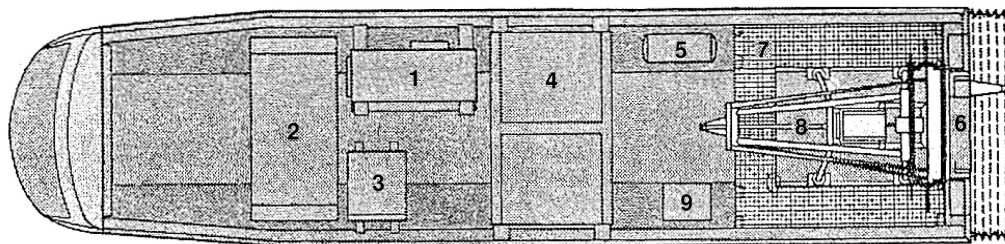


Rys.6. Przekrój dachu tramwaju niskopodłogowego typu VÖV wyposażonego w urządzenia pomocnicze o budowie modułowej



- |                          |                    |
|--------------------------|--------------------|
| 1.Przetwornica           | 6.Obudowa przegubu |
| 2.Ogrzewanie             | 7.Ruszt            |
| 3.Sprężarka              | 8.Antena           |
| 4.Skrzynia na urządzenia | 9.Urządzenie IRIS  |
| 5.Zbiornik powietrza     |                    |

Rys. 7. Rozmieszczenie urządzeń pomocniczych na części „A” przegubowego tramwaju niskopodłogowego typu VÖV



- |                          |                         |
|--------------------------|-------------------------|
| 1.Przetwornica           | 6.Obudowa przegubu      |
| 2.Ogrzewanie             | 7.Ruszt                 |
| 3.Skrzynia akumulatora   | 8.Odbierak prądu        |
| 4.Skrzynia na urządzenia | 9.Napęd odbieraka prądu |
| 5.Zbiornik powietrza     |                         |

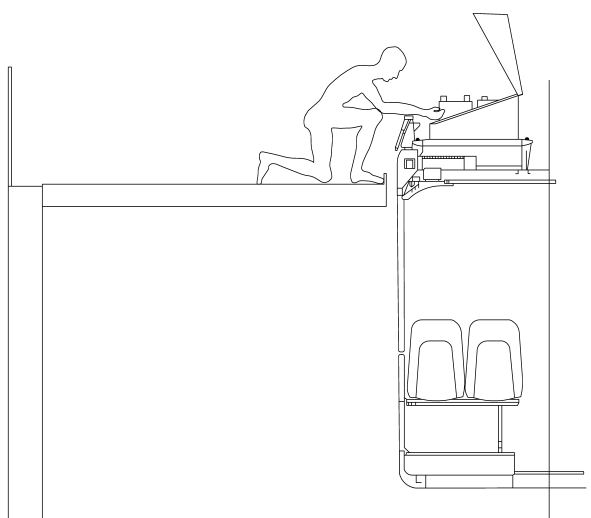
Rys.8. Rozmieszczenie urządzeń pomocniczych na części „B” przegubowego tramwaju niskopodłogowego typu VÖV

Rozmieszczenie urządzeń pomocniczych odbywało się przy uwzględnieniu warunków:

- modułowa budowa poszczególnych urządzeń
- równomierne rozmieszczenie mas względnie rozkład nacisków pionowych kół
- funkcjonalne rozmieszczenie modułów przy minimalnym orurowaniu i okablowaniu.
- ze względu na narażenie konstrukcji na warunki atmosferyczne, urządzenia pomocnicze muszą wykazywać wymagane warunki szczelności i zabezpieczenia antykorozyjnego.

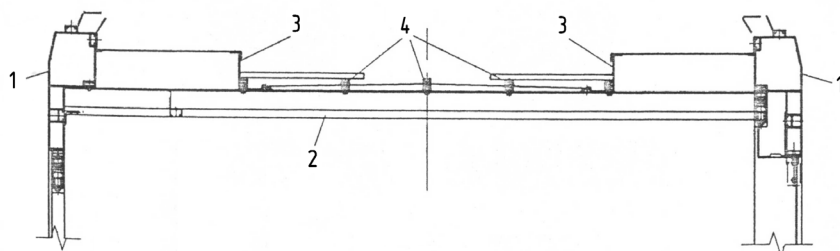
Urządzenia modułowe są kompletnie okablowane i podlegają odbiorowi przez każdego z producentów. Kolejną cechą lokalizacji urządzeń modułowych jest montaż na sztywno lub usprężynowane za pomocą elementów gumowo-metalowych tłumiących drgania i uderzenia o charakterze udarowym w zależności od ich cech konstrukcyjnych.

Urządzenia umieszczone na dachu części A (z dwoma wózkami napędzonymi) posiadają masę całkowitą ok. 1600 kg, natomiast część B (z jednym wózkiem tocznym) 1200 kg. Osłony dachowe (niem., Dachblende) po poluzowaniu kilku połączeń zatrzaskowych mogą być odchylone, przez co powstaje możliwość korzystnej dostępności do urządzeń, celem wykonania prac konserwacyjnych i naprawczych (rys.9).



Rys. 9. Dostępność urządzeń o budowie modułowej rozmieszczonych na dachu pojazdu tramwajowego typu VÖV przy pracach konserwacyjnych i naprawczych przy użyciu pomostu roboczego (niem., Arbeitsbühne)

Osłony dachowe są wykonane z ujednoliconych, znormalizowanych części i po zluźnieniu kilku połączeń śrubowych są łatwe do zdemontowania oraz spełniają warunek zamienności. Modułową zabudowę urządzeń pomocniczych umożliwia specjalna konstrukcja dachu, przedstawiona na rys.10.



- 1 - ostojnice dachowe
- 2 - poprzecznice
- 3 - poprzecznice pośrednie
- 4 - profile podpierające

Rys.10. Konstrukcja dachu tramwaju z obniżoną podłogą typu VÖV

Pomiędzy obydwoma zewnętrznymi podłużnicami dachu (1) są przykręcone poprzecznice (2) w praktycznie równej odległości. Wzdłuż przebiegają jeszcze pośrednie elementy nośne (3) i w celu lepszego podparcia dachu trzy dalsze małe profile podpierające (4). Płaszcz dachu został ukształtowany lekko pod górę, aby uniknąć koncentracji wody. Konstrukcja dachu umożliwia swobodne przechodzenie dla personelu obsługującego, jak również bardzo dobre dojście do stref o szczególnym znaczeniu jak np. miejsca zainstalowania odbieraka prądu.

### Literatura

- [1] *Hondius H.: Entwicklung der Niederflurstrassen- und Stadtbahnen. Stadtverkehr Nr.12 /2007*
- [2] *Müller A.: Niederflur-Stadtbahnwagen. Eine neue Fahrzeuggeneration. Vorträge der ETG Fachtagung vom 13 bis 14 März 1990 Kassel. ETG-Fachbericht Nr.31.*
- [3] *Sobaś M.: Skrajnia kinematyczna i budowli pojazdów tramwajowych. Pojazdy Szynowe Nr 3/2007*
- [4] *Sobaś M.: Analiza przemieszczeń geometrycznych i kinematycznych krajowych pojazdów tramwajowych na torze prostym oraz na łuku o minimalnym promieniu. Pojazdy Szynowe Nr 4/2007*
- [5] *Sobaś M.: Luzy bezpieczeństwa między skrajnią kinematyczną i skrajnią budowli dla pojazdów tramwajowych (1). Pojazdy Szynowe Nr 1/2008.*
- [6] *Sobaś M.: Luzy bezpieczeństwa między skrajnią kinematyczną i skrajnią budowli dla pojazdów tramwajowych (2). Pojazdy Szynowe Nr 1/2008*
- [7] *Norma PN-K-92008:1998: Komunikacja miejska. Skrajnia kinematyczna wagonów tramwajowych.*
- [8] *Norma PN-K-92008/Ap1:1998: Komunikacja miejska. Skrajnia kinematyczna wagonów tramwajowych.*
- [9] *Norma PN-K-92009:1998: Komunikacja miejska. Skrajnia budowli. Wymagania.*
- [10] *Tymczasowe wytyczne dla określenia zapotrzebowania przestrzeni dla kolei miejskich wg zarządzenia dotyczącego budowy i eksploatacji tramwajów (niem. „Vorläufige Richtlinien für die Bemessung des lichten Raumes nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen (BOStrab-Lichtraum-Richtlinien))” .12. 1996.*
- [11] *Wytyczne techniczne projektowania budowy i utrzymania torów tramwajowych. Ministerstwo Administracji, Gospodarki Terenowej i Ochrony Środowiska. Departament Komunikacji Miejskiej i Dróg. Warszawa 1983.*



## Możliwości kształtowania optymalnego zarysu pojazdu tramwajowego w świetle aktualnie obowiązujących przepisów bezpieczeństwa jazdy, komfortu pasażerów i ergonomii pracy motorniczego

Artykuł jest poświęcony studium możliwości kształtowania optymalnego zarysu pojazdu tramwajowego w oparciu o obowiązujące przepisy w zakresie skrajni kinematycznej pojazdu tramwajowego oraz skrajni budowli. Artykuł stanowi dalszą kontynuację artykułu „Możliwości kształtowania optymalnego zarysu pojazdu tramwajowego” i przedstawiono w nim problematykę doboru maksymalnej szerokości pojazdu tramwajowego, czynniki związane z kształtowaniem części czołowej oraz parametry techniczno-ekonomiczne oceny współczesnych konstrukcji pojazdów tramwajowych.

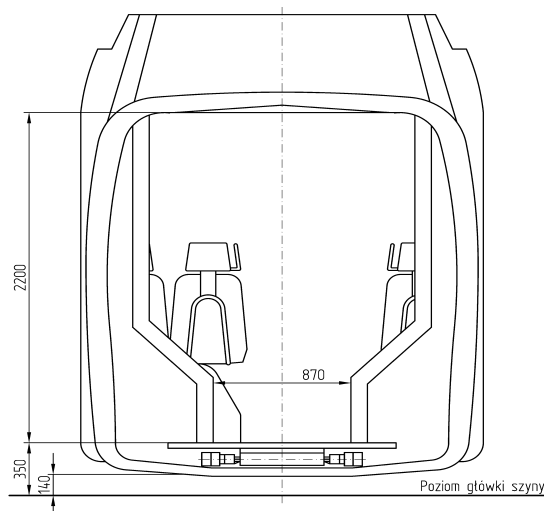
Artykuł powstał w ramach projektu badawczego nr N 509 03531/2367, finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego ze środków na naukę na lata 2006÷2009, pt.: „Metodyka wyznaczania kinematycznego zapotrzebowania przestrzeni oraz luzów bezpieczeństwa dla pojazdów tramwajowych, celem ustalenia optymalnego zarysu pojazdu”.

### 5. Maksymalna szerokość pojazdu tramwajowego

Maksymalna szerokość pojazdu tramwajowego wynika bezpośredniego obliczenia różnicy pomiędzy dopuszczalnym zarysem odniesienia skrajni kinematycznej i zwężeniami wewnętrznymi  $E_i$  oraz zewnętrznymi  $E_a$ . Wzory na zwężenia w przepisach krajowych są wymienione w normie PN-K-92008:1998 [7] i PN-K-92008/Ap1:1998 [8]. Jednym z zasadniczych celów jest między innymi osiągnięcie maksymalnej szerokości pojazdu tramwajowego na możliwie jego największej długości. Jak wynika z [2] przy pierwszych tramwajach z obniżoną podłogą typu VÖV realizowana szerokość pojazdu tramwajowego wynosiła 2,4 m względnie 2,3 m. Łącznie zbudowano trzy prototypy tramwajów typu VÖV tzn. Düsseldorf/München o szerokości 2,4 m (o długości 20,19 m), Mannheim/Ludwigshafen o szerokości 2,3 m (o długości 26,69 m), Bonn/Düsseldorf o szerokości 2,4 m (o długości 20,19 m). Szerokość ta została utrzymana przy współczesnych tramwajach niskopodłogowych typu NGT8D użytkowanych przez BSVAG (Braunschweig)-rok budowy 2007 (szerokość 2,3 m przy długości 29,4 m oraz układzie osi Bo'2'2'Bo'), typu ST14 użytkowanych przez HEAG (Darmstadt)-rok budowy 2007 (szerokość 2,4 m przy długości 27,728 m oraz układzie osi Bo'2'2'Bo') oraz typu NGT8G użytkowanych przez GVB (Gera)-rok budowy 2006/2007 (szerokość 2,4 m przy długości 27,658 m oraz układzie osi Bo'2'2'Bo') [2]. Wynika z tego, że założona szerokość pojazdu jest dalej realizowana i potwierdza to słuszność założeń konstrukcyjnych, opracowanych w latach 80-tych dla tramwajów z obniżoną podłogą typu VÖV. Istotnym czynnikiem ograniczającym szerokość wagonu we wszystkich

przypadkach było zapewnienie przejezdności przez minimalny promień łuku toru, który wynosi w przypadku rozpatrywanych tramwajów odpowiednio 20 m, 20 m i 18 m. Szerokość pojazdów tramwajowych wpływa na szerokość miejsc siedzących oraz korytarzy przejściowych, co jest elementem komfortu jazdy pasażerów. Z ww. trzech pojazdów tramwajowych produkowanych w latach 2006-2007 parametry są przedstawione w tabeli 1.

Bardzo ważnym parametrem mającym wpływ na komfort jazdy pasażerów jest również szerokość w zakresie przegubu tramwajowego (niem. „Faltenbalg und Übergang im Gelenkbereich”). Przykład takiego przejścia dla tramwaju niskopodłogowego typu VÖV jest przedstawiony na rys.11.



Rys.11. Przykład przejścia w strefie przegubu dla tramwaju niskopodłogowego typu VÖV

L.p.	Typ tramwaju		Szerokość korytarza przejściowego pomiędzy podwójnymi siedzeniami [mm]	Szerokość miejsca siedzącego [mm]
	Oznaczenie	Użytkownik/miasto		
1.	NGT8D	BSVAG/Braunschweig	585	425
2.	ST14	HAEG/Darmstadt	468	450
3.	NGT8G	GVB/Gera	468	450

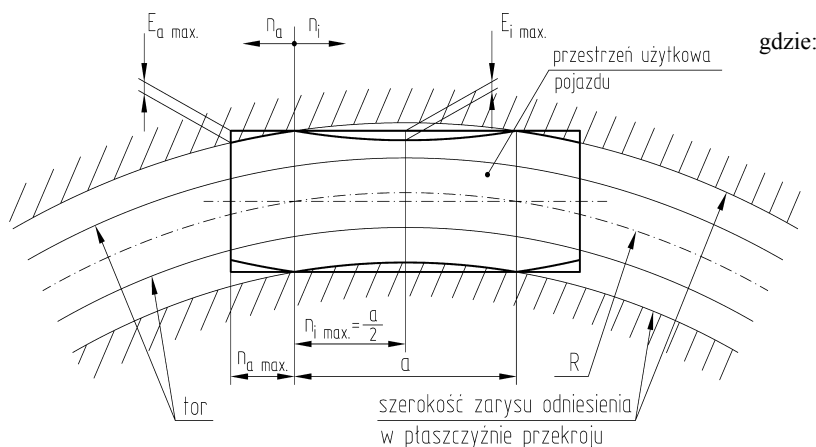
Maksymalna szerokość pojazdu tramwajowego ma ścisły związek z konstrukcją jego wnętrza (niem., „Innenausbau” lub „Innenraum”). Charakterystyczną cechą wnętrza, tramwaju jest przechodnia podłoga o wysokości 350 mm (niem. „durchgängiger Fußboden”), co umożliwi zastosowanie układów biegowych z kołami o małych średnicach oraz przegubów o bardzo niskiej wysokości zabudowy. Za pomocą przestrzennego rozdzielania wzdłużnej i poprzecznej osi obrotu przegubu gwarantuje się dodatkowo bardzo dużą szerokość przejścia dla pasażerów, która jest ograniczona jedynie na wysokości kolan pasażerów. Nowoczesny pojazd tramwajowy musi gwarantować możliwość wjazdu i miejsce w przedniej części dla osoby niepełnosprawnej na wózku inwalidzkim. Dodatkowo dochodzi warunek zapewnienia miejsca dla wózka dziecięcego, usytuowanego najlepiej za kabiną motorniczego. Koncepcja wnętrza pojazdu tramwajowego orientuje się na technologię autobusów, które cechują się małą masą własną.

### 6. Kształtowanie części czołowej tramwaju niskopodłogowego

W związku ze zwężeniami zewnętrznymi  $E_a$ , które ograniczają zarys zewnętrzny pojazdu tramwajowego w stosunku do zarysu odniesienia występuje problem kształtowania części czołowej pojazdu tramwajowego (rys.12).

Ze schematycznego rys.12 wynika, że ostateczny kształt pojazdu tramwajowego, jakiego nabiera on w fazie projektowania i produkcji w wyniku uwzględnienia zwężeń wewnętrznych  $E_i$  oraz zewnętrznych  $E_a$  jest przedstawiony na rys.13, który zawiera przykładową konstrukcję tramwaju niskopodłogowego typu NGT8D dla Braunschweigu.

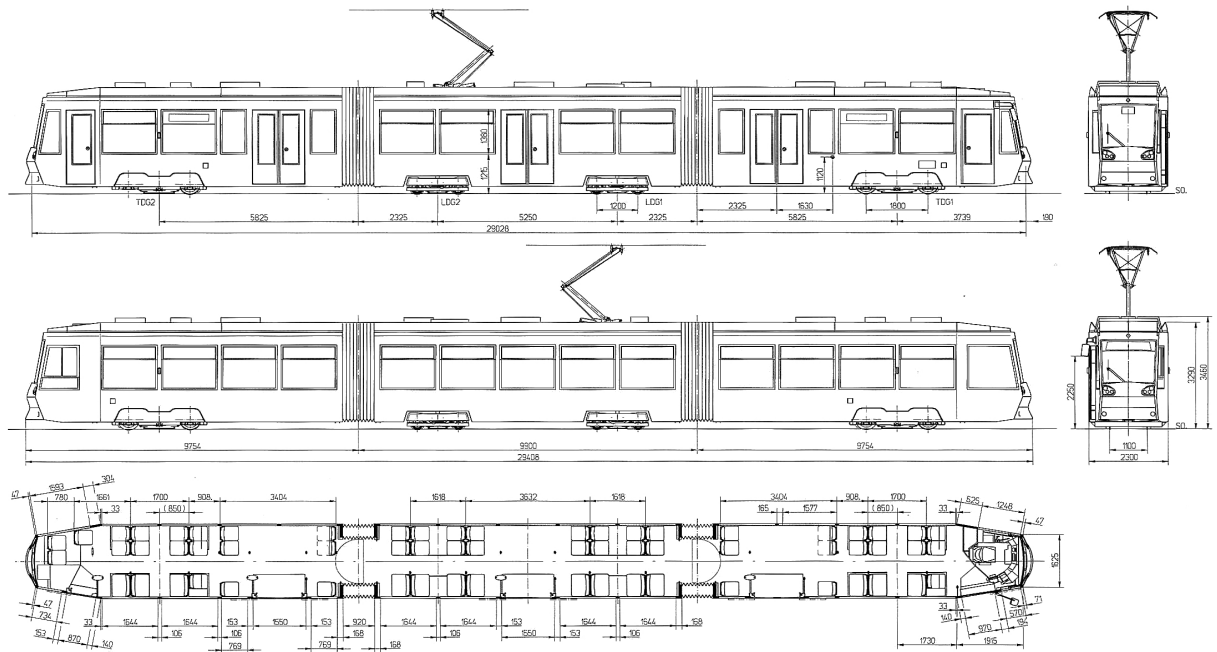
Jak widać z rys.13 największy skutek zwężeń obejmuje czoło pojazdu tramwajowego, w którym znajduje się kabina motorniczego (niem., „Führerraum” lub „Fahrerraum”). W związku czoło kabiny motorniczego nabiera kształtu ograniczonego krzywą paraboliczną zwężeń zewnętrznych. Kształt ten utrudnia zadanie konstruktorom, technologom i producentom, ale coraz więcej wytwórni podejmuje to wyzwanie. Taki kształt czoła pojazdu tramwajowego ułatwia optymalne rozmieszczenie urządzeń obsługi na pulpicie motorniczego oraz ergonomię stanowiska pracy (dobra widoczność, możliwość dobrej obsługi stanowiska pracy przez ergonomiczne rozmieszczenie elementów obsługi, optymalna konstrukcja miejsca siedzącego dla motorniczego). W tym przypadku szczególny nacisk położono również na dostępność napędu wycieraczek, posiadającego budowę kompaktową, usytuowanego na zewnątrz pojazdu i łatwo wymienialnego. W nowych rozwiązaniach kabin motorniczych szafa z urządzeniami elektrycznymi znajduje się z tyłu za siedzeniem motorniczego, przy czym drzwi do niej znajdują się w



gdzie:

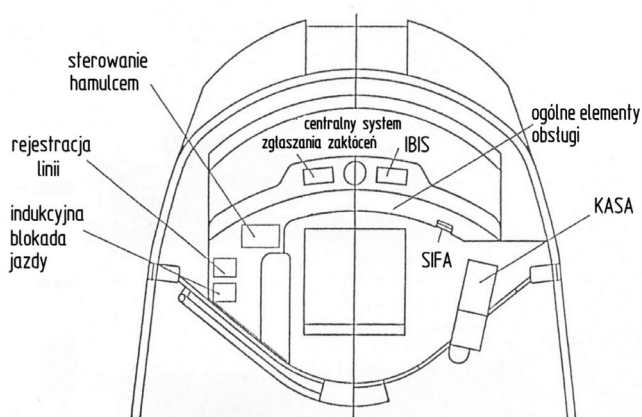
- R- promień łuku toru
- a- baza pojazdu ( rozstaw czopów skrzętu pomiędzy wózkami, środkami wózków lub pomiędzy skrajnymi zestawami kołowymi w przypadku wózków jednoosiowych)
- $n_{i \max}$ - odległość od czopa skrzętu, umownego środka wózka ( pojazdy wózkowe) lub osi zestawu kołowego w kierunku wewnętrznym, dla którego zwężenia wewnętrzne  $E_{i \min}$  przyjmują wartości maksymalne
- $n_{a \max}$ - odległość od czopa skrzętu, umownego środka wózka ( pojazdy wózkowe) lub osi zestawu kołowego w kierunku wewnętrznym, dla którego zwężenia wewnętrzne  $E_{a \max}$  przyjmują wartości maksymalne

Rys.12. Zwężenia zewnętrzne  $E_a$  oraz zwężenia wewnętrzne  $E_i$  wpływające na ostateczny zarys pojazdu tramwajowego



Rys.13. Ogólny widok tramwaju niskopodłogowego ze zwężonym kształtem części czołowej typu NGT8D dla przedsiębiorstwa BSVAG w Braunschweigu (Niemcy) [1]

płaszczyźnie ścianki działowej oddzielającej kabinę maszynisty od pomieszczenia dla pasażerów. W nowatorski sposób rozwiązano również sprawę napowietrzenia kabiny motorniczego, które jest zasysane bez wywoływania przeciągów przez boczne, odchylnie szyby w kierunku szyby czołowej. Przykładowy kształt czoła pojazdu tramwajowego wraz z rozmieszczeniem elementów obsługi na pulpicie motorniczego niskopodłogowego typu VÖV jest przedstawiony na rys. 14.



Rys.14. Rozmieszczenie urządzeń w kabinie motorniczego dla tramwaju niskopodłogowego typu VÖV

Z podanego przykładu można wyciągnąć wniosek, że maksymalne zwężenia wewnętrzne są kryterium doboru efektywnej szerokości pojazdu tramwajowego dla przestrzeni przeznaczonej do korzystania przez pasażerów, natomiast dla kabiny motorniczego taka ich wielkość zwężeń zewnętrznych, która może być do zrealizowania przez producenta w aspekcie technologicznym oraz ekonomicznym. Rys.13 i rys.14 podają przykład ewolucji w podejściu do projektowania pojazdów tramwajowych. W przypadku tradycyjnych tramwajów w Polsce i Europie produkowanych do lat osiemdziesiątych dążąc do uproszczenia konstrukcji wymiary gabarytowe kabiny motorniczego odpowiadały wymiarom części środkowej, co powodowało znaczne zmniejszenie jej długości, a zatem w konsekwencji znaczne ograniczenie możliwości optymalnego kształtowania stanowiska pracy. W obecnych konstrukcjach kształt pojazdów tramwajowych jest dobierany w oparciu o spełnienie warunku:

$$E_{amax} > E_{imax} \quad (1)$$

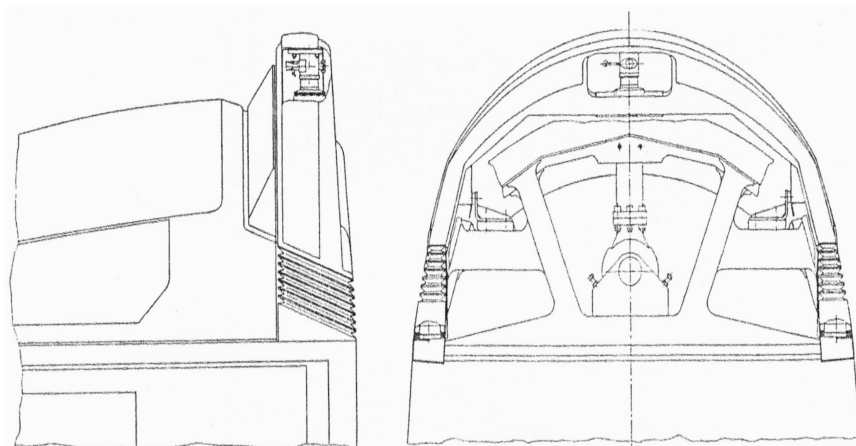
gdzie:

$E_{amax}$ - maksymalne zwężenie zewnętrzne

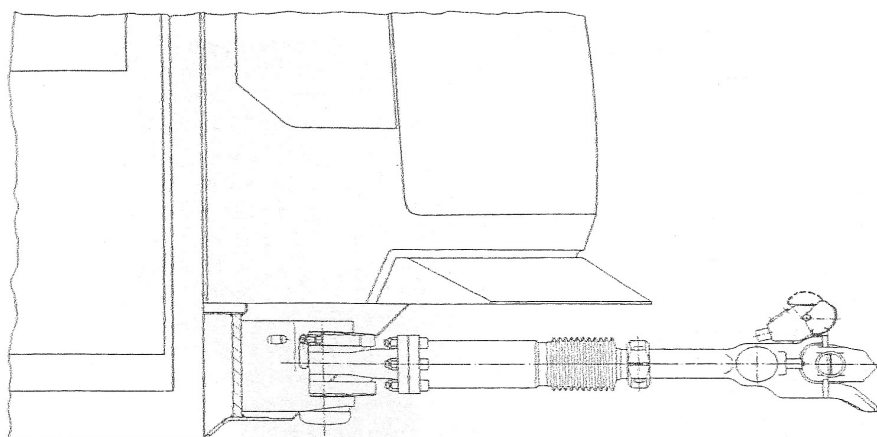
$E_{imax}$ - maksymalne zwężenie wewnętrzne

Maksymalne zwężenie zewnętrzne  $E_{amax}$  jest przyjmowane jako dopuszczalne z punktu widzenia użytkowego i technologicznego dla opracowania optymalnego kształtu kabiny motorniczego i czoła pojazdu. Maksymalne zwężenie wewnętrzne  $E_{imax}$  jest przyjmowane do ustalenia dopuszczalnej szerokości pojazdu w części przeznaczonej dla pasażerów. Wraz z

nowym sposobem kształtowania kabin motorniczych oraz czoł pojazdów tramwajowych pojawiła się okazja przemyslenia no nowo konstrukcji elementów pochłaniająco-zderznych, zabezpieczających konstrukcję tramwaju przed uszkodzeniami przy zderzeniach. W tym przypadku zaproponowano budowę modułową urządzeń tego typu, których przykładowe konstrukcje zostały przedstawione na rys. 15 i rys.16.



Rys.15. Element pochłaniająco-zderzny wkomponowany (niem. „Stoßstange mit Wechseladapter”) w postaci do nowoczesnego kształtu czoła pojazdu tramwajowego niskopodłogowego typu VÖV



Rys.16. Sprzęg automatyczny (niem.„Automatische Kupplung”) dla tramwaju niskopodłogowego typu VÖV

Jak wynika z rys.15 i 16 istotnym elementem ograniczającym konstrukcję urządzeń pochłaniająco-zderznych ( niem.„Stoßverzehreinrichtung”) w takiej konfiguracji jest wymiar dolnego zarysu skrajni budowli oraz zwężenia zewnętrzne  $E_a$ . Modułowa budowa umożliwia zastosowanie urządzeń innych producentów, pod warunkiem utrzymania zasady zamienności. Urządzenia pochłaniająco-zderzne, przedstawione na rys.15 i 16 gwarantują przy prędkości nabiegania  $3\div 4$  m/s (  $10,8\div 14,4$  km/h) brak odkształceń trwałych, natomiast przy prędkościach  $6\div 8$  m/s (  $21,6\div 28,8$  km/h) mogą powstać lekkie odkształcenie trwałe w częściach urządzeń pochłaniająco-zderznych, których wymiana nie stwarza większych trudności.

## 7. Parametry techniczne oceny konstrukcji pojazdów tramwajowych

Jak wynika z [1] do oceny konstrukcji stosuje się ilości miejsc siedzących, stojących oraz wskaźniki, które dla trzech przykładowych tramwajów są przedstawione w tabeli 2.

Z przedstawionych wskaźników jednostkowych ( niem. „spezifische Zahlen”) tzn. masa własna/powierzchnia użytkowa, masa własna/miejsce siedzące i moc/masa własna w pierwszych dwóch przypadkach mniejsza wartość wskaźnika, a w przypadku trzeciego większa wartość świadczy na korzyść konstrukcji. Należy jednak pamiętać, że ww. wskaźników nie można rozpatrywać oddzielnie a razem i razem z potencjałem miejsc siedzących oraz stojących.

## 8. Parametry ekonomiczne oceny konstrukcji pojazdów tramwajowych

Podstawowym parametrem ekonomicznym oceny konstrukcji tramwajowych jest jednostkowy wskaźnik ceny jednego metra kwadratowego użytkowej tramwaju. Przykładowe ceny pojazdów zamówionych pomiędzy 15.10.2006÷15.10.2007 przedstawiono w tabeli 3.

Jak wynika z tabeli 3 najkorzystniejszy wskaźnik cenowy posiada tramwaj typu „Classic” dla Bremen 21 319 euro/m<sup>2</sup> , przy ogólnej cenie wynoszącej 2,1 miliona Euro.

Na uwagę zasługuje relatywnie duża szerokość pojazdu, wynosząca aż 2,65 m. Pozostałe tramwaje posiadają szerokość  $2,3\div 2,4$  m, co potwierdza trafność prac studialnych przeprowadzonych przy projektowaniu tramwajów niskopodłogowych typu VÖV. Najniższą cenę całkowitą posiada tramwaj typu „Classic” dla Krakowa wynoszącą tylko 1,75 miliona euro, przy jednostkowym wskaźniku cenowym 28 044 euro/m<sup>2</sup>. Jest to cena zdecydowanie mniejsza od tramwaju typu „Tango” dla Basel, wynoszącej 3 miliony euro. Tramwaje dla Krakowa posiadają jednak mniejszą przestrzeń użytkową wynoszącą  $26\times 2,4$  m w porównaniu do tych dla Basel-  $44,61\times 2,3$  m. Zdecydowanie

## Parametry techniczne oceny konstrukcji pojazdów tramwajowych

**Tabela 2**

L.p.	Typ tramwaju		Ilość miejsc siedzących	Ilość miejsc stojących	Ilość miejsc łącznie	Masa własna/ Pow. [kg/m <sup>2</sup> ]	Masa/ miejsce siedzące [kg]	Moc/ masa własna [kW/t]
	Oznaczenie	Użytkownik/miasto						
1.	NGT8D	BSVAG/Braunschweig	66	107	173	638	524	12,1
2.	ST14	HAEG/Darmstadt	68	93	161	600	500	11,1
3.	NGT8G	GVB/Gera	72	87	159	600	472	11,1

### Zestawienie cen całkowitych i jednostkowych wskaźników cenowych dla tramwajów zamówionych przez poszczególne miasta w okresie 15.10.2006÷15.10.2007

**Tabela 3**

L.p.	System	Model	Ilość zamówień	Długość× szerokość	Cena w Mil EUR	Cena/m <sup>2</sup> w EUR/m <sup>2</sup>
1.	Fland De Ljn	Hermelijn	10	29,1×2,3	2,1	31 400
2.	Drezno	Classic	10	30×2,3	2,2	31 900
3.	Basel BLT/BVB	Tango	4+56	44,61×2,3	3	29 240
4.	Angers	Citadis 302	17	32×2,4	2,65	34505
5.	Toulouse	Citadis 302	18	32,2×2,4	2,38	30 842
6.	Berlin	Berlin	4+206	30×2,4, 40×2,4	2,71	32 261
7.	Kraków	Classic	24	26×2,4	1,75	28 044
8.	Dortmund	Classic	47	30×2,4	2,13	29 600
9.	Innsbruck	Cityrunner	22+10	27,6×2,4	2,32	35 000
10.	Palermo	Cityrunner	17	32,5×2,4	2,896	37 153
11.	Bremen	Classic	10	35,4×2,65	2,1	21 319
12.	Darmstadt	MGT8	6	27,28×2,4	2,16	33 000
13.	Augsburg	Outlock	10+20	40×2,3	2,96	32 246
14.	Drezno	Classic	10	30×2,3	2,2	31 884
15.	Graz	Variobahn	45	27,1×2,3	2,17	34 814
16.	Lyon	Citadis 302	13	32,4×2,4	2,1	27 000
17.	Rhein- Neckar	Variobahn	8 8 3	42,8×2,4 32,2×2,4 42,8×2,4	2,74	29 745

najwyższy jednostkowy wskaźnik cenowy osiągnął tramwaj typu „Cityrunner” dla Innsbrucku wynoszący 35 000 euro/m<sup>2</sup>, przy bardzo porównywalnych parametrach przestrzennych jak dla Krakowa tzn. 27,6×2,4 m.

## 9. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych analiz można stwierdzić, że ustalenie zarysu pojazdu w oparciu o obliczenia skrajni posiada kluczowe znaczenie. Obliczenia te muszą z jednej strony zagwarantować bezpieczeństwo eksploatowanego pojazdu ( brak kolizji podczas mijania się pojazdów oraz z budowlami stałymi we wszystkich możliwych stanach eksploatacyjnych ) jak również zaprojektowanie takiego pojazdu, który jest w stanie sprostać współczesnym wymaganiom rynkowym. Sprowadza się to do osiągnięcia optymalnego kształtu pojazdu w zakresie wysokości podłogi ( ułatwiony dostęp przy wsiadaniu i wysiadaniu osób niepełnosprawnych, w starszym wieku oraz z

dziećmi i bagażami), wysokości całkowitej pojazdu ( umieszczenie na dachu urządzeń pomocniczych), szerokości pudła ( komfort podczas jazdy pasażerów- szerokość miejsc siedzących, szerokość korytarzy przejściowych pomiędzy miejscami siedzącymi oraz w rejonie przegubu). Są to najczęściej pojawiające się wymagania rynkowe, które muszą spełnić pojazdy tramwajowe, aby mogły sprostać w rywalizacji z innymi środkami transportu. Jest to poważne wyzwanie dla konstruktorów pojazdów tramwajowych, którzy muszą podejmować decyzje w oparciu o coraz bardziej dokładne metody obliczeniowe, dotyczące skrajni kinematycznej. Metody obliczeniowe powinny być weryfikowane poprzez metody doświadczalne, jak np. pomiar współczynnika pochylania i pomiary na trasie, które mają sprawdzić rzeczywistą odległość pojazdu tramwajowego od budowli stałych. Analizując współczesne konstrukcje pojazdów tramwajowych, można stwierdzić że „każdy milimetr wolnej przestrzeni”, będącej do dyspozycji konstruktora będzie na pewno „zagospodarowany”. Problemów tych nie da się roz -

wiązać bez pomocy infrastruktury, jak np. dostosowanie wysokości peronów przy wsiadaniu i wysiadaniu pasażerów. Wyrób finalny podlega weryfikacji cenowej, gdzie można sprawdzić w oparciu o ustalone wskaźniki jakość wyrobu finalnego. Na uwagę zasługuje na pewno minimalizacja masy własnej w zakresie możliwym do uzyskania przy jednoczesnym zapewnieniu możliwie największej powierzchni użytkowej pojazdu tramwajowego. Istotny postęp w dziedzinie rozwoju pojazdów tramwajowych jaki dokonał się od czasu powstania pierwszego tramwaju niskopodłogowego w Grenoble jest wynikiem poważnej rywalizacji z transportem samochodowym. Coraz więcej potencjalnych pasażerów posiada własny samochód osobowy i przestaje być zakładnikiem transportu miejskiego (ang. „captive riders”) Poważna rewolucja rozwojowa wystąpiła w zakresie projektowania kabiny motorniczego i czoła pojazdów tramwajowych w związku ze wzrastającymi wymaganiami w zakresie ergonomii i

bezpieczeństwa oraz higieny pracy (standardem staje się wyposażenie kabiny motorniczego w urządzenie klimatyzujące). Kolejnym wyzwaniem jest zwiększenie wymagań w zakresie pasywnego bezpieczeństwa pojazdów tramwajowych zapewniającego zabezpieczenie konstrukcji przed skutkami przypadkowych zderzeń, polegającego na konieczności zainstalowania elementów zderzno-pochłaniających, wymagających dodatkowej przestrzeni dla ich zabudowy.

## Literatura

[12] *Sobaś M.: Możliwości kształtowania optymalnego zarysu pojazdu tramwajowego (1). Pojazdy Szynowe Nr 1/2008*

## Przyszłościowe współbieżne mikroprocesorowe inteligentne systemy mechatroniczne w sterowaniu i diagnostyce pojazdów szynowych (narzędzia sprzętowe i programistyczne)

W artykule przedstawiono przyszłościowe rozproszone współbieżne mikroprocesorowe inteligentne systemy mechatroniczne w sterowaniu i diagnostyce pojazdów szynowych. Systemy te będą podstawą do tworzenia różnych modeli i układów informatycznych i informacyjnych dla pojazdów szynowych. Artykuł stanowi trzecią część powyższej publikacji. Zawiera opis stosowanych narzędzi sprzętowych i programistycznych w rozwiązywaniu podjętego problemu badawczego.

Artykuł powstał w wyniku realizacji projektu badawczego KBN 4T 12C 04929 pt. "Rozproszone współbieżne mikroprocesorowe inteligentne podsystemy mechatroniczne w sterowaniu i diagnostyce pojazdów szynowych".

### 8. Zastosowane narzędzia sprzętowe i programistyczne w rozwiązywaniu omawianego problemu badawczego

W realizowanym projekcie badawczym wykorzystano następujące narzędzia sprzętowe i programistyczne:

#### 8.1. Mikrosystemy cyfrowe [19]

Mikrosystemem cyfrowym nazywa się układ scalony, który w swej strukturze integruje rdzeń mikroprocesorowy oraz programowalny blok sprzętowy.

W procesie projektowania cyfrowych układów sterowania oprócz stosowania modeli specyfikacji formalnej bardzo ważne jest sprecyzowanie docelowej platformy realizacyjnej:

sprzętowej, programowej i sprzętowo – programowej. Realizacja sprzętowa to struktury układowe małej i średniej skali integracji oraz nowoczesne matryce reprogramowalne. Realizacja programowa to połączenie pewnego zestawu instrukcji (program) oraz odpowiednich struktur sprzętowych (np. mikroprocesor, pamięć) zdolnych do wykonywania określonych działań zapisanych w kodzie tego programu. Zalety i wady obu rozwiązań, tzn. realizacji sprzętowej oraz programowej, rozpatruje się pod względem dwóch podstawowych kryteriów:

- czas reakcji – szybsze rozwiązanie sprzętowe
- koszty realizacji – przyjmuje się niższe dla rozwiązań programowych, ze względu na niższą cenę zarówno samych układów, jak i narzędzi wspomagających proces projektowania.

Własności te wydają się wzajemnie sprzeczne, dlatego należałoby zastosować jednocześnie obie metody stosując kompromis, łączący zalety szybkości działania z niskimi kosztami produkcji. Funkcje takie spełniają zintegrowane w jednej strukturze scalonej **mikrosystemy cyfrowe**. Przykładem są systemy cyfrowe PSoC (Programmable System on Chip) firmy

CYPRESS [15]. Układ ten różni się od typowych mikrokontrolerów tym, że posiada programowalne peryferia nie tylko cyfrowe, ale także analogowe. Wybrano tę rodzinę układów ze względu na bogate możliwości programowego tworzenia układów analogowych z rekonfigurowanych bloków. Ponadto dostępne są układy cyfrowe: liczniki, timery, generatory pseudolosowe itp. Komunikację zapewniają moduły RS232, I<sup>2</sup>C, USB.

#### 8.2. Skończony automat cyfrowy [16]

Automat skończony A definiuje się za pomocą wzoru 1:

$$A = (X, S, Y, \delta, \lambda, s_0) \quad (1)$$

gdzie:

$X = \{x_1, \dots, x_i\}$  – skończony niepusty zbiór wejść (alfabet wejściowy)

$S = \{s_1, \dots, s_j\}$  – skończony niepusty zbiór stanów

$Y = \{y_1, \dots, y_k\}$  – skończony niepusty zbiór wyjść (alfabet wyjściowy)

$\delta : S \times X \rightarrow S$  – funkcja przejść (funkcja stanu następnego)

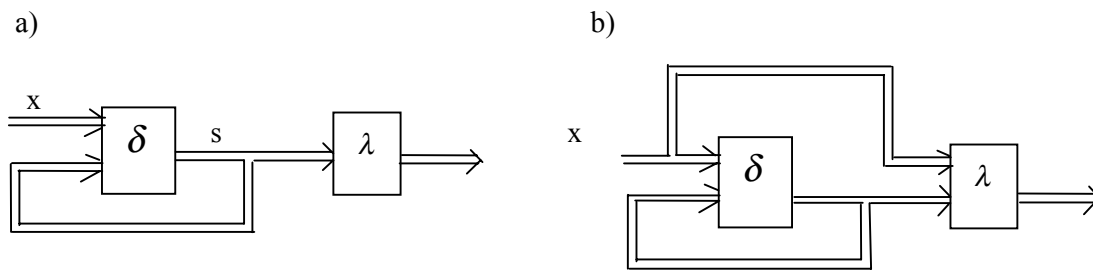
$\lambda : S \times X \rightarrow Y$  – funkcja wyjścia automatu Mealy'go

$\lambda : S \rightarrow Y$  – funkcja wyjścia automatu Moore'a

$s_0 \in S$  – wyróżniony stan początkowy, od którego automat zaczyna działanie.

Automat przekształca doprowadzoną informację zgodnie z założonym algorytmem działania (funkcja przejścia) tak, aby na jego wyjściu otrzymać w wyniku informację przekształconą. Automat skończony określany jest na zbiorach skończonych wielkości dyskretnych oraz działa w dyskretnych odcinkach czasu. Rozpatrując automat skończony z punktu widzenia informacyjnego można stwierdzić, że jest to pewnego rodzaju przetwornik informacji.





Rys.5 Graficzna struktura automatu skończonego: a) Mealy'ego, b) Moore'a

Tworzenie oprogramowania dla mikrokontrolerów PSoC firmy CYPRESS jest możliwe poprzez tworzenie programu w oparciu o sporządzony wcześniej graf automatu.

### 8.3. Sieć Petriego [17 18 i 19]

Sieć Petriego PN definiuje się za pomocą wzoru 2:

$$PN=(P, T, F_o, \kappa, \omega, m_o) \quad (2)$$

gdzie:

P – jest niepustym, skończonym zbiorem miejsc  $P=\{p_1, p_2, \dots, p_n\}$

T – jest niepustym, skończonym zbiorem tranzycji  $T=\{t_1, t_2, \dots, t_n\}$

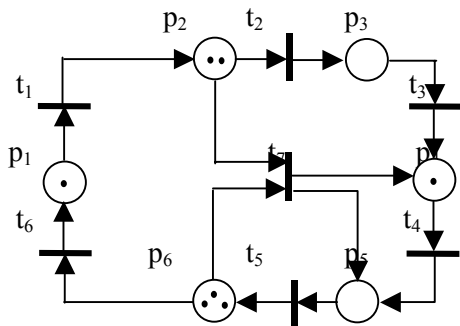
$P \cap T = \emptyset$  jest zbiorem pustym

$F_o$  – jest niepustym, skończonym zbiorem łuków skierowanych (strzałek), takich że:  $F_o \subset (P \times T) \cup (T \times P)$

$\kappa$  – jest funkcją pojemności miejsc  $\kappa: P \rightarrow N \cup \{?\}$  (N jest zbiorem liczb naturalnych)

$\omega$  – jest funkcją wagi łuków  $\omega: F_o \rightarrow N$ ,

$m_o$  – jest funkcją znakowania początkowego  $m_o: P \rightarrow N \cup \{0\}$ .



Rys. 6 Przykład klasycznej sieci Petriego

Sieć Petriego w ujęciu klasycznym jest dwudzielnym skierowanym grafem, posiadającym dwa rodzaje węzłów: miejsca reprezentowane przez okręgi oraz tranzycje – reprezentowane przez prostokąty lub pogrubione linie. Łuki (strzałki) skierowane łączą miejsca z tranzycjami. Stan sieci określany jest przez znakowanie, charakteryzowane rozmieszczeniem znaczników

– punktów wewnątrz miejsc (znaczniki, żetony, markery). Z miejscami związana jest funkcja pojemności miejsca, określająca maksymalną liczbę znaczników jakie może dane miejsce pomieścić, a łukami – funkcja wagi łuków, określająca liczbę znaczników, które jednocześnie mogą się po danym łuku przemieścić.

Dla łatwej reprezentacji współbieżności oraz ze względu na dobrze zdefiniowane pojęcia, sieci Petriego najlepiej nadają się do modelowania układów sterowania dyskretnego.

Układy współbieżne stanowią ważną grupę układów cyfrowych. Współbieżność zdarzeń odzwierciedla się wzajemną niezależnością tych zdarzeń. Opisane za ich pomocą działania układu sterującego sekwencją czynności, wykonywanych współbieżnie jest znacznie prostsze, niż opis funkcjonowania tego samego układu za pomocą innych metod. Ponadto, układy opisane metodami sieci Petriego, dzięki rozbudowanemu aparatowi matematycznemu i dużemu zestawowi metod analitycznych, mogą być weryfikowane w sposób formalny. Dla modelowania układów sterowania dyskretnego ważną rolę odgrywa specyfikacja funkcjonalna układu, która powstaje na podstawie analizy wymagań użytkownika. Zadaniem specyfikacji jest precyzyjne wyrażenie zewnętrznych skutków działania układów cyfrowych. Wykorzystując formalną specyfikację można już we wczesnym stadium projektowania wykryć i usunąć błędy. Specyfikacja formalna jednoznacznie określa postulowane działania układu cyfrowego. Stosowanie sieci Petriego jako pośredniej formy specyfikacji pomiędzy opisem w języku naturalnym i specyfikacją logiczną ma wiele zalet. Sieć Petriego jest matematyczną reprezentacją dyskretnych systemów rozproszonych. Przez swoją zdolność do wyrażenia współbieżnych zdarzeń uogólniają one teorię automatów. Najpopularniejszymi modelami przepływu informacji sterowania są automaty skończone i sieci działań. Semantyka tych modeli obejmuje jednak tylko systemy sekwencyjne. Semantyka sieci Petriego wychodzi poza systemy sekwencyjne i umożliwia modelowanie synchronizacji systemów równoległych. Zastosowania sieci Petriego w informatyce obejmują:

- jednoznaczny opis semantyki (np. specyfikacji programu lub protokołu komunikacyjnego)
- makietowanie (symulacja wykonania sieci)

- analizę właściwości, weryfikację (dowodzenie) poprawności programów.

W informatyce sieci Petriego wykorzystuje się do modelowania synchronizacji i komunikacji procesów współbieżnych. W takim zastosowaniu pozycja sieci (stany) interpretuje się zazwyczaj jako warunki programu, a tranzycje jako akcje (instrukcje lub funkcje). Struktura sieci odwzorowuje wtedy strukturę programów, a ruch znaczników w sieci modeluje postępujące wykonanie procesów.

Układy współbieżne w sposób intuicyjny można zapisywać w postaci **interpretowanej sieci Petriego**, która pozwala na interpretacje miejsc analogicznie do stanów w automacie skończonym, a tranzycje do akcji związanych ze zmianą stanu.

Interpretowana sieć Petriego (IPN) definiuje się za pomocą wzoru 3 [19]:

$$IPN = \{P, T, F_o, X, Y, m_o, \delta, \lambda\} \quad (3)$$

gdzie:

- $P, T, F_o, m_o$  – definiowane są jak we wzorze 2
- $X$  i  $Y$  – są alfabetami wejściowymi i wyjściowymi
- $\delta$  – jest funkcją przyporządkowującą każdej tranzycji pewien podzbiór z przestrzeni wejścia  $\delta : T \rightarrow X$
- $\lambda$  – jest funkcją przyporządkowującą każdemu miejscu pewien podzbiór z przestrzeni wyjścia  $\lambda : P \rightarrow Y$

W modelu pominięto funkcje pojemności miejsc oraz wagi łuków, gdyż dla sieci interpretowanych stosuje się ich ograniczenia do  $\kappa(p)=1$  oraz  $\omega(f)=1$ .

Interpretowana sieć Petriego jest obrazową formą przedstawienia automatu współbieżnego. W odróżnieniu od klasycznego automatu sekwencyjnego, automat współbieżny znajduje się równocześnie w jednym lub kilku stanach wewnętrznych. Maksymalne zbioru równocześnie występujących stanów lokalnych definiują stany globalne automatu. Dowolny podzbiór równocześnie występujących stanów lokalnych nazywany jest stanem częściowym. W automatach współbieżnych reprezentuje się zamiast globalnych funkcji przejść lokalne relacje, wiążące ze sobą wewnętrzne stany częściowe, aktualne i następne, oraz odpowiednie stany wejść i wyjść automatu.

Układ cyfrowy może być rozpatrywany jako system składający się z części operacyjnej i części sterującej (czyli sterownika logicznego). Przetwarzaniem danych w części operacyjnej steruje sterownik, który rozpoznaje stan systemu i wytwarza odpowiednie sygnały sterujące, synchronizując pracę części operacyjnej. Często pewne dane są przetwarzane w niezależnych procesach, które są wykonywane przez niezależne pracujące części systemu. Dlatego sterowniki muszą być przystosowane do sterowania procesami równoległymi, co powoduje, że opis sterownika

z wykorzystaniem sieci Petriego jest bardzo efektywny.

Podstawowym i uniwersalnym narzędziem stosowanym w projekcie badawczym są programowalne sterowniki logiczne PLC (ang. Programmable Logic Controller) firmy PEP, SELECTRON i WAGO. W sterownikach tych stosuje się metody analityczne (programowe) takie jak SFC (ang. Sequential Function Chart – Sekwencyjna tablica funkcji), których podstawy teoretyczne stanowi sieć Petriego.

#### 8.4. Sieci SFC [18]

Sieć SFC jest językiem graficznym, objętym normą IEC [22]. Wykorzystując sieci SFC można przedstawić operacje sekwencyjne w sposób współbieżny. Proces binarny jest reprezentowany za pomocą poprawnie zdefiniowanych kolejnych kroków połączonych z tranzycjami. Elementy sieci SFC są przydatnym narzędziem graficznym opisu sterowników logicznych.

Sieć SFC definiuje się za pomocą wzoru 4:

$$SFC = (S, T, L, I) \quad (4)$$

gdzie:

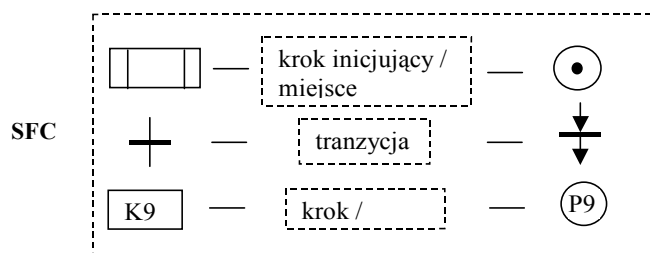
- $S$  – niepusty, skończony zbiór kroków (etapów)
- $T$  – niepusty, skończony zbiór tranzycji
- $L$  – niepusty, skończony zbiór połączeń pomiędzy krokiem a tranzycją lub tranzycją a krokiem
- $I \subset S$  – zbiór kroków inicjujących

Elementy  $S$  i  $T$  są reprezentowane jako węzły grafu.

W normie IEC 1131-3 przedstawiono sposób tworzenia struktury wewnętrznej programu w postaci grafu sekwencji SFC, który pozwala na opisywanie zadań sterowania sekwencyjnego za pomocą grafów zawierających etapy (kroki) i warunki przejścia (tranzycji) pomiędzy tymi etapami. Z każdym etapem jest skojarzony zbiór odpowiednich działań, a każdemu przejściu między etapami towarzyszy warunek przejścia. Grafy SFC mogą być wykorzystywane przy programowaniu sterownika w jednym ze zdefiniowanych w normie IEC:1131-3 języków programowania sterowników PLC. Określono w niej dwie grupy języków programowania: języki tekstowe (język listy rozkazów IL i język tekstu strukturalnego ST) i graficzne (język schematu drabinkowego LD i język funkcjonalny schematów blokowych FBD), w celu otrzymania odpowiedniej struktury programu użytkownika. SFC umożliwia modelowanie algorytmów procesu sterowania i stanowi on modyfikację sieci Petriego.

Sposób przedstawienia procesu sterowania za pomocą sieci SFC jest podobny do sposobu reprezentacji tego samego procesu za pomocą interpretowanych sieci Petriego.

Podobne są również reguły modelowania, natomiast inna jest reprezentacja graficzna podstawowych elementów obu sieci: kroków, kroku początkowego, realizacji procesów współbieżnych.



Rys. 7 Porównanie elementów graficznych sieci SFC i sieci Petriego

Zgodnie z normą IEC 1131, zbiór kroków inicjujących został ograniczony do jednego kroku. Krok określający stan procesu, oraz tranzycja, określająca zmianę stanu wraz z warunkiem tej zmiany, są dwoma podstawowymi i niezbędnymi elementami sieci. Wykorzystanie tylko tych dwóch komponentów daje realny obraz działania sterownika. Dodatkowy składnik sieci, taki jak blok działania, ukazuje bardzo szczegółowy, techniczny opis układu. Pozwala określić rodzaj akcji (kwalifikator), symbol zwrotnej zmiennej logicznej lub opisać zachowanie układu sterującego z wykorzystaniem języka ST, IL, a także reprezentację akcji boolowskiej.

### 8.5. Logika rozmyta

Pojęcie pozbioru rozmytego wprowadził po raz pierwszy L.A.Zadeh [20 i 21] jako uogólnienie pojęcia zbioru zwykłego lub nierozmytego. Podzbiór rozmyty można uważać za predykat (funkcja zdaniowa – stosowana w matematyce i logice matematycznej), którego wartość logiczna należy do przedziału jednostkowego  $I=[0,1]$ , a nie do zbioru  $\{0,1\}$  jak w przypadku zbioru zwykłego. Podzbiór rozmyty umożliwia opisanie pojęcia, dla którego granica między posiadaniem pewnej własności i jej brakiem jest rozmyta. Logika rozmyta jest uogólnieniem koncepcji logik wielowartościowych i zakłada ocenianie wartości logicznych formuł poprzez ograniczenia narzucone na zbiory ich wartości logicznych. Ograniczenia odpowiadają mają znaczeniom takich pojęć jak „prawdziwe”, „fałszywe”, „raczej prawdziwe”, „raczej fałszywe” itd. [20 i 21]. Podstawowe elementy (człony) sterowania oraz cały system sterowania (np. lokomotywę) można przedstawić jako nieliniową funkcję transmitancji (wejście - wyjście). Funkcje takie dobrze są realizowane w konwencjonalnych układach automatyki z wykorzystaniem regulatora PID (proporcjonalno - całkująco - różniczkującym). W przypadku znacznych zakłóceń zewnętrznych, które powodują nagłe zaburzenie działania układu zaprojektowany klasyczny regulator PID działa albo szybko ze znacznym przesterowaniem albo łagodnie, ale z powolnymi reakcjami. W takim przypadku idealnie nadają się do takiego sterowania inteligentne podsystemy mechatroniczne. Stosując układy sterowania z wykorzystaniem logiki rozmytej (sterowniki rozmyte) stwarza się możliwości prostych, ale

odpornych rozwiązań, które obejmują szeroki zakres parametrów systemu i które mogą się uporać z dużymi zakłóceniami. Sterowanie rozmyte oferuje lepszy interfejs użytkownika, które umożliwia „wniknięcie” do nieliniowości urządzenia sterującego za pomocą systemu translacji procesu. Jest to cecha użyteczna i wartościowa, gdyż dotychczas nieliniowości poprawiające działanie były zbyt mało wykorzystywanymi właściwościami regulatorów.

W praktyce podejście rozmyte sprawdza się w odniesieniu do:

- systemów o znacznym stopniu złożoności, utrudniających opracowanie zadowalającego modelu fizycznego lub matematycznego
- przypadków występowania w obiekcie nieliniowości charakterystyk roboczych
- systemów obarczanych niejednoznacznościami bądź na wejściach, bądź w samym opisie.

Sterowanie rozmyte traktuje się jako rozszerzenie istniejącej techniki oraz poszukiwanie rozwiązań hybrydowych, wzmacniając działanie klasycznego sterowania automatycznego. Można połączyć sterowanie rozmyte i sterowanie PID, stosując system PID w pobliżu wartości zadanej w trakcie pracy oraz delinearizacji systemu w innych obszarach, przez opis żadanego zachowania lub strategii sterowania za pomocą reguł rozmytych. Sterowanie rozmyte dotychczas stosowane do rozwiązywania elementarnych problemów sterowania znajduje obecnie zastosowanie na wyższych poziomach w hierarchii systemów sterowania, monitorowania, diagnozowania i rozwiązywania problemów logistycznych.

W projekcie badawczym wykorzystywane zostaną:

- sterownik rozmyty firmy OMRON
- program MATLAB- SIMULINK z biblioteką Toolbox (Fuzzy Logic).

### 8.6. Systemy agentowe [14]

Prowadzone w pracy rozważania odnoszą się do klasy inteligentnych systemów zdecentralizowanych, spełniających paradygmaty agentowości. Mogą być to zarówno systemy projektowane jako agentowe (działające w świecie wirtualnym np. systemy usług informatycznych), jak również systemy działające w świecie rzeczywistym (usługi transportowe, złożone systemy przemysłowe).

Agent  $\Lambda$  definiuje się za pomocą wzoru (5):

$$\Lambda = \{A, S, F \subset S \times A \times S\} \quad (5)$$

gdzie:

- A – skończony zbiór akcji (działań elementarnych) agenta
- S – skończony zbiór stanów wewnętrznych agenta
- F – trójczłonowa relacja określająca możliwe następstwa stanów i akcji agenta,

interpretowana w następujący sposób: w określonym stanie agent może wykonywać akcję (drugi człon relacji), która odpowiednio zaprowadzi go do nowego stanu ( trzeci człon relacji).

Zachowanie związków przyczynowo – skutkowych wymaga, aby  $F$  była taka, że zachodzi  
 $(s, a, s_1) \in F \wedge (s, a, s_2) \in F \Rightarrow s_1 = s_2$ .

Relacja  $F$ , wiążąca akcje (niepodzielne) ze stanami, wskazuje nie tylko, do jakiego stanu agenta prowadzi jej wykonanie, ale również określa, jaki podzbiór akcji jest w danym stanie wykonalny (dopuszczalny), czyli możliwości wyboru, przed jakim staje agent. Spoiwem systemu mogą być tylko ich akcje.

Systemem agentowym  $\Omega$  opisany jest wzorem 6

$$\Omega = \{ \{ \Lambda^i \}_{i=1, \dots, N}, I \} \quad (6)$$

gdzie:

$\{ \Lambda^i \}_{i=1, \dots, N}$  jest skończony zbiorem agentów

$I$  jest relacją zwana relacją współdziałania o postaci

$$I = \bigcup_{\substack{i, j = 1, \dots, N \\ i \neq j}} I^{ij}$$

przy czym:  $A^i \times A^j \supset I^{ij} \ni (a^i, a^j) : A^i \in \Lambda^i ; A^j \in \Lambda^j ; \Lambda^i, \Lambda^j \in \Omega$ .

Relacja  $I$  jest symetryczna :  $(a^i, a^j) \in I \Rightarrow (a^j, a^i) \in I$ .

Relacja współdziałania określa potencjalne możliwości współdziałania agentów w obrębie systemu. Faktyczne współdziałanie następuje, gdy znajdujące się w relacji  $I$  akcje są wykonywane przez agentów, przy czym żadna z akcji składowych nie może być wykonywana niezależnie. W konsekwencji, działanie systemu nie może być zdefiniowane jako złożenie działań agentów wchodzących w jego skład.

Agent jest fizyczną lub wirtualną jednostką obliczeniową. Wyposażony jest w sensory – postrzega przez nie swoje otoczenie i efekторы – umożliwiające wymianę informacji z otaczającym go środowiskiem i komunikację z innymi agentami. Agent jest jednostką autonomiczną, może działać bez interwencji użytkownika systemu lub innych agentów. Działalność agenta najczęściej jest zdominowana przez dążenie do określonego celu lub wykonanie określonego zadania. System wieloagentowy to system, który zawiera: zbiór agentów  $A = \{a_1, a_2, \dots, a_n\}$ , środowisko, w którym osadzone zostały jednostki agentów, zbiór reguł, które określają interakcje pomiędzy agentami i środowiskiem. Cechy charakterystyczne systemu wieloagentowego:

- żaden z agentów nie posiada pełnych informacji o całym systemie
- kontrola nad systemem jest rozproszona
- dane w systemie są zdecentralizowane
- działanie agentów są asynchroniczne.

Potrzeba budowy rozległych systemów informatycznych i informacyjnych rozproszonych w czasie i przestrzeni, powoduje konieczność tworzenia skutecznych i efektywnych narzędzi umożliwiających zarówno modelowania zachowań takiego systemu jak i późniejszą weryfikacją jego działania. Funkcją taką spełnia język AUML (Agent UML) będący rozszerzeniem już istniejącego standardu modelowania obiektowego, UML (ang. Unified Modeling language – zunifikowany język modelowania) na potrzeby systemów agentowych. Jakkolwiek język AUML wydaje się być bardzo wygodnym sposobem modelowania komunikacji pomiędzy dwoma lub więcej agentami, jednak brak ścisłych rygorów formalnych w połączeniu z wysokim stopniem złożoności diagramów sprawia, że łatwo jest popełnić błąd w trakcie projektowania systemu. Sposobem na wykrywanie błędów w diagramach interakcji AUML może być translacja takich diagramów do sieci Petriego w celu dalszej analizy. Umożliwia to symulację i analizę zachowania komunikujących się agentów programowych oraz wprowadzenie weryfikacji już na poziomie modelu systemu, a nie dopiero na poziomie jego implementacji.

#### Literatura

- [14] Dobrowolski G., Nawarecki E.: *Sytuacje kryzysowe w systemach agentowych. Automatyka 2005, T 9, Z 1-2. Katedra Informatyki, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie.*
- [15] Kania D.: *Wielokontekstowy sterownik programowalny przyszłości wykorzystujący układy programowalne pSoC. Pomiar Automatyka Robotyka, nr 1/2006.*
- [16] Kołopieńczyk M.: *Zastosowanie konwertera adresów do zmniejszenia rozmiaru pamięci mikroprogramowanego układu sterującego ze współdziałaniem kodów. Praca doktorska, Uniwersytet Zielonogórski, Instytut Informatyki i Elektroniki, czerwiec 2007.*
- [17] Starke P.H.: *Sieci Petri. PWN, Warszawa 1987.*
- [18] Węgrzyn A.: *Symboliczna analiza układów sterowania binarnego z wykorzystaniem wybranych metod analizy sieci Petriego. Praca doktorska, Politechnika Warszawska, Wydział Elektroniki i Techniki Informatycznych, 2003.*
- [19] Wolański P.: *Modelowanie układów cyfrowych na poziomie RTL z wykorzystaniem sieci Petriego i podzbioru języka VHDL. Praca doktorska, Politechnika Warszawska, Wydział Elektroniki i Techniki Informatycznych, 1999.*
- [20] Yager R.R., D.P. Filev.: *Podstawy modelowania i sterowania rozmytego. WNT Warszawa 1995.*
- [21] Zadeh L.A.: *Fuzzy Sets. Information and Control 8, 1965.*
- [22] Norma IEC 1131 “ Programmable Controllers ” wydana w 1993r przez Międzynarodową Komisję Elektroniki (International Electronical Commission IEC).

## **Terminy i definicje dotyczące wyznaczania poziomu hałasu emitowanego przez pojazdy szynowe wg EN ISO 3095**

*W ostatnich latach znacznie wzrosła aktywność w tworzeniu norm dotyczących wykonywania pomiarów poziomu hałasu, w tym również dla taboru kolejowego. Ukazują się nowe dyrektywy, rozporządzenia i normy porządkujące tę dziedzinę. W artykule przedstawiono wersję oryginalną oraz tłumaczenie i interpretację autorów aktualnych terminów i definicji dotyczących wyznaczania poziomu hałasu generowanego przez pojazdy szynowe.*

### **1. Wstęp**

Norma EN ISO 3095 [1] ujednocila przede wszystkim metodykę pomiarową hałasu kolejowego. Zdefiniowano w niej 17 podstawowych pojęć związanych z pomiarem hałasu emitowanego przez pojazdy szynowe. Ustalono również warunki niezbędne do osiągnięcia powtarzalnych i porównywalnych wyników pomiarów poziomów i widm hałasu emitowanego przez wszystkie rodzaje szynowych pojazdów kolejowych oraz wykorzystywanych w komunikacji miejskiej, za wyjątkiem pojazdów do utrzymania torów. Poza tym określono wielkości mierzone i przyrządy pomiarowe oraz warunki pomiarów i sposób postępowania podczas ich wykonywania. Podano formę opracowywania wyników i raportów z pomiarów.

Norma ma zastosowanie do :

- badań typu,
- okresowych badań monitorujących poziom hałasu.

Wyniki z pomiarów mogą mieć zastosowanie do:

- ustalenia charakterystyki hałasu emitowanego przez dane pojazdy szynowe
- porównywania hałasu emitowanego przez różne pojazdy na określonym odcinku toru
- gromadzenia informacji o podstawowych źródłach hałasu pojazdów szynowych.

W wykazie literatury przedstawiono dokumenty odniesienia [5,6,7,8,9] konieczne do zastosowania normy [1]

Artykuł przedstawia nieoficjalne tłumaczenie normy dokonane przez autorów.

Zmierzone wartości powinny zostać odniesione m.in. do wartości dopuszczalnych opublikowanych w Dyrektywie 2006/66/WE [2] - TSI podsystem „Tabor kolejowy”, aspekt „Hałas”. Techniczna specyfikacja dla interoperacyjności obejmuje wartości dopuszczalne dla hałasu stacjonarnego, hałasu ruszania, hałasu

przejazdu oraz hałasu w kabinie maszynisty, powodowanego przez konwencjonalny tabor kolejowy. TSI ma zastosowanie do nowych pojazdów oraz odnowionego lub zmodernizowanego taboru kolejowego (o ile jest to wymagane). TSI obejmuje: lokomotywy, zespoły trakcyjne, wagony towarowe (w tym tabor kolejowy przeznaczony do przewozu ciężarówek).

Poza tym uzyskane wyniki można przeanalizować zgodnie z wartościami dopuszczalnymi zawartymi w PN-92/K-11000 [3] a dla pomiarów środowiskowych zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Środowiska z dnia 14 czerwca 2007r. w sprawie dopuszczalnych poziomów hałasu w środowisku [4].

### **2. Terminy i definicje**

Numeracja poszczególnych definicji została przywołana zgodnie z normą. Pozwoli to na równoległe studiowanie artykułu z angielską wersją normy EN ISO 3095.

Definicje od 3.7 do 3.14 mają zastosowanie do wielkości mierzonych zarówno w widmie częstotliwości, jak i w określonych pasmach częstotliwości o częstotliwościach środkowych  $f$  (wyrażonych w Hz).

#### **3.1.**

##### **train**

single vehicle or a number of coupled vehicles/units operating on a guided ground transport system [EN 13452-1]

##### **Pociąg**

Pojedynczy pojazd lub pewna liczba połączonych pojazdów/zespołów pracujących na prowadzonym naziemnie systemie transportowym.

#### **3.2.**

##### **type test for noise emission of railbound vehicles**

type test

measurement performed to prove that, or to check if, a vehicle delivered by the manufacturer complies with the noise specifications

### **Badania typu dla hałasu emitowanego przez pojazdy szynowe**

badania typu

Pomiary dokonywane, aby wykazać że/lub sprawdzić czy pojazdy dostarczone przez producenta są zgodne ze specyfikacjami dotyczącymi hałasu.

### **3.3.**

#### **monitoring test for noise emission of railbound vehicles**

monitoring test

measurement performed to check if the noise of a vehicle has changed since initial delivery or after modification

### **Badanie monitorujące hałas emitowany przez pojazdy szynowe**

(badanie monitorujące)

Pomiary prowadzone w celu sprawdzenia czy hałas pojazdów zmienił się od pierwotnej dostawy lub po modernizacji.

### **3.4.**

#### **environmental assessment test**

measurement performed for collecting data to be utilised in prediction method for environmental assessment

### **Środowiskowe badania oceniające**

Pomiary prowadzone w celu gromadzenia danych niezbędnych do prognozowania hałasu stosowanego do oceny środowiskowej.

### **3.5.**

#### **roughness**

$r$

root mean square (RMS) value of the amplitude variation of the running surface of a rail in the direction of motion (longitudinal level) measured over a rail length, expressed in  $\mu\text{m}$

### **Chropowość**

$r$

Wartość skuteczna (RMS) amplitudy odchylenia powierzchni jezdnej szyny w kierunku ruchu mierzona wzdłuż długości szyny, wyrażona w  $\mu\text{m}$ .

### **3.6.**

#### **roughness level**

$L_r$

level given by the equation:

$$L_r = 10 \cdot \lg \left( \frac{r^2}{r_0^2} \right) \text{dB} \quad (1)$$

where

$L_r$  is the roughness level in dB;

$r$  is the RMS roughness in  $\mu\text{m}$ ;

$r_0$  the reference roughness;  $r_0 = 1 \mu\text{m}$ .

This definition applies to values measured either as a wavelength spectrum or in a particular wavelength band centred at  $\lambda$  (expressed in m).

### **Poziom chropowości**

$L_r$

Poziom chropowości otrzymywany ze wzoru:

$$L_r = 10 \cdot \lg \left( \frac{r^2}{r_0^2} \right) \text{dB} \quad (1)$$

gdzie:

$L_r$  poziom chropowości [dB];

$r$  wartość skuteczna (RMS) chropowości [ $\mu\text{m}$ ];

$r_0$  chropowość odniesienia;  $r_0 = 1 \mu\text{m}$ .

Definicja ta dotyczy wartości zmierzonych zarówno dla widma długości fali, jak i dla określonego środkowego pasma długości fali  $\lambda$  (wyrażony w m).

### **3.7.**

#### **sound pressure**

$p(t)$

root mean square (RMS) value of a fluctuating pressure superimposed on the static atmospheric pressure measured over a certain time period, expressed in Pa

### **Ciśnienie akustyczne**

$p(t)$

definiowane jako wartość skuteczna (RMS), zmiennego ciśnienia odniesionego do ciśnienia atmosferycznego zmierzonego w pewnym przedziale czasu, wyrażone w [Pa].

### **3.8.**

#### **sound pressure level**

$L_p$

level given by the equation:

$$L_p = 10 \cdot \lg \left( \frac{p(t)^2}{p_0^2} \right) \text{dB} \quad (2)$$

where

$L_p$  is the sound pressure level in dB;

$p(t)$  is the RMS sound pressure in Pa;

$p_0$  the reference sound pressure;  $2 \times 10^{-5}$  Pa (= 20  $\mu\text{Pa}$ ).

### Poziom ciśnienia akustycznego

$L_p$

Poziom wyrażony równaniem:

$$L_p = 10 \cdot \lg \left( \frac{p(t)^2}{p_0^2} \right) \text{dB} \quad (2)$$

gdzie

$L_p$  poziom ciśnienia akustycznego w [dB]

$p(t)$  ciśnienie akustyczne w Pa, definiowane jako wartość skuteczna ciśnienia akustycznego (RMS),

$p_0$  ciśnienie akustyczne odniesienia równe  $2 \times 10^{-5}$  Pa (= 20  $\mu$ Pa).

### 3.9.

#### A-weighted sound pressure level

$L_{pA}$

sound pressure level obtained by using the frequency weighting A (see EN 61672 -1 and EN 61672-2), given by the following equation:

$$L_{pA} = 10 \cdot \lg \left( \frac{p_A(t)^2}{p_0^2} \right) \text{dB} \quad (3)$$

where

$L_{pA}$  is the A-weighted sound pressure level in dB;

$p_A(t)$  is the RMS A-weighted sound pressure in Pa;

$p_0$  the reference sound pressure;  $p_0 = 20$   $\mu$ Pa.

#### Poziom dźwięku A

$L_{pA}$

Poziom ciśnienia akustycznego dźwięku skorygowanego według charakterystyki częstotliwościowej A (zobacz EN 61672 - 1 i EN 61672 - 2), wyznaczany z równania:

$$L_{pA} = 10 \cdot \lg \left( \frac{p_A(t)^2}{p_0^2} \right) \text{dB} \quad (3)$$

gdzie

$L_{pA}$  - poziom dźwięku A w dB

$p_A(t)$  - ciśnienie akustyczne w paskalach [Pa], definiowane jako wartość skuteczna ciśnienia akustycznego (RMS) dźwięku skorygowanego według charakterystyki częstotliwościowej A

$p_0$  - ciśnienie akustyczne odniesienia równe  $2 \times 10^{-5}$  Pa (=20  $\mu$ Pa).

### 3.10.

#### AF-weighted maximum sound pressure level

$L_{pAF \max}$

maximum value of the A-weighted sound pressure level determined during the measurement time interval  $T$  by using time weighting F (fast) [EN 61672-1]

#### Maksymalny poziom dźwięku A ze stałą czasową F (FAST)

$L_{pAF \max}$

Maksymalna wartość poziomu dźwięku A zaobserwowana podczas pomiaru w przedziale czasu  $T$  przy zastosowaniu stałej czasowej F (FAST) [EN 61672-1]

### 3.11.

#### A-weighted equivalent continuous sound pressure level

$L_{pAeq,T}$

A-weighted sound pressure level given by the following equation:

$$L_{pAeq,T} = 10 \lg \left( \frac{1}{T} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right) \text{dB} \quad (4)$$

where

$L_{pAeq,T}$  is the A-weighted equivalent continuous sound pressure level in dB;

$T$  is the measurement time interval in s;

$p_A(t)$  is the A-weighted instantaneous sound pressure in Pa;

$p_0$  the reference sound pressure;  $2 \times 10^{-5}$  Pa (=20  $\mu$ Pa)

NOTE Adapted from ISO 1996-1:2003.

#### Równoważny poziom dźwięku A

$L_{pAeq,T}$

Równoważny poziom dźwięku A wyznaczany z równania:

$$L_{pAeq,T} = 10 \lg \left( \frac{1}{T} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right) \text{dB} \quad (4)$$

gdzie:

$L_{pAeq,T}$  równoważny poziom dźwięku A w [dB];

$T$  czas pomiaru lub obserwacji w s;

$p_A(t)$  chwilowe ciśnienie akustyczne w [Pa] skorygowane według charakterystyki częstotliwościowej A

$p_0$  ciśnienie akustyczne odniesienia równe  $2 \times 10^{-5}$  Pa (=20  $\mu$ Pa)



**3.12.**

**A-weighted equivalent continuous sound pressure level on the pass-by time**

$$L_{pAeq,Tp}$$

A-weighted sound pressure level given by the following equation:

$$L_{pAeq,Tp} = 10 \lg \left( \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right) dB \quad (5)$$

where

$L_{pAeq,T}$  is the A-weighted equivalent continuous sound pressure level on the pass-by time in dB;

$T_p = T_2 - T_1$  is the measurement pass-by time interval beginning at  $T_1$  and ending at  $T_2$  in s, see Figure 1;

$p_A(t)$  is the A-weighted instantaneous sound pressure in Pa;

$p_0$  the reference sound pressure;  $p_0 = 20 \mu Pa$ .

**Równoważny poziom dźwięku A podczas jazdy**

$$L_{pAeq,Tp}$$

Równoważny poziom dźwięku A podczas jazdy wyznaczany z równania:

$$L_{pAeq,Tp} = 10 \lg \left( \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right) dB \quad (5)$$

gdzie:

$L_{pAeq,Tp}$  równoważny poziom dźwięku A podczas jazdy w dB;

$T_p = T_2 - T_1$  ustalony przedział czasu, dostatecznie długi dla objęcia znaczącej akustycznie części zdarzenia dźwiękowego od punktu  $T_1$  do punktu  $T_2$  w [s], zobacz rys. 1;

$p_A(t)$  chwilowe ciśnienie akustyczne w [Pa] skorygowane według charakterystyki częstotliwościowej A

$p_0$  ciśnienie akustyczne odniesienia równe  $2 \times 10^{-5}$  Pa (=20  $\mu Pa$ ).

**3.13.**

**single event level**

SEL

A-weighted sound level of a single event measured for a time interval  $T$  and normalised to  $T_0 = 1$  s. The time interval  $T$  will be long enough to include all the acoustic energy related to the event, considering at least the points at - 10 dB below the lower  $L_{pA}$  during  $T$ . SEL is given by the following equation:

$$SEL = 10 \lg \left( \frac{1}{T_0} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right) dB \quad (6)$$

where

SEL is the A-weighted sound exposure level in dB;

$T_0 = 1s$  is the reference time interval;

$T$  is the measurement time interval in s;

$p_A(t)$  is the A-weighted instantaneous sound pressure in Pa;

$p_0$  the reference sound pressure;  $p_0 = 20 \mu Pa$ .

single event level, SEL, is related to the A-weighted equivalent continuous sound pressure level,  $L_{pAeq,T}$ , by the following equation:

$$SEL = L_{pAeq,T} + 10 \lg \left( \frac{T}{T_0} \right) dB \quad (7)$$

**Poziom ekspozycyjny pojedynczego zdarzenia**

SEL

Poziom dźwięku skorygowanego według charakterystyki częstotliwościowej A pojedynczego zdarzenia mierzony w przedziale czasu  $T$  i znormalizowany do czasu odniesienia  $T_0 = 1s$ . Przedział czasu pomiaru  $T$  powinien być na tyle długi aby zawierał energię akustyczną bliską zdarzeniu, uwzględniając co najmniej punkty powyżej wartości  $L_{pAFmax} - 10$  dB w przedziale czasu  $T$ . SEL otrzymujemy z następującego wzoru:

$$SEL = 10 \lg \left( \frac{1}{T_0} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right) dB \quad (6)$$

gdzie:

SEL poziom ekspozycji na hałas, skorygowany według charakterystyki częstotliwościowej A w dB

$T_0 = 1s$  czas odniesienia;

$T$  czas pomiaru w s;

$p_A(t)$  chwilowe ciśnienie akustyczne w Pa skorygowane według charakterystyki częstotliwościowej A

$p_0$  ciśnienie akustyczne odniesienia równe  $2 \times 10^{-5}$  Pa (=20  $\mu Pa$ )

Poziom pojedynczego zdarzenia SEL jest powiązany z równoważnym poziomem dźwięku A,  $L_{pAeq,T}$ , poprzez następujące równanie:

$$SEL = L_{pAeq,T} + 10 \lg \left( \frac{T}{T_0} \right) dB \quad (7)$$

### 3.14.

#### transit exposure level

TEL

A-weighted sound level of a train passage, measured for a time interval  $T$  and normalised to the pass-by time

$T_p$ . The time interval  $T$  will be long enough to include all the acoustic energy related to the event, considering at least the points at -10 dB below the lower  $L_{pA}$  during  $T_p$ . TEL is given by the following equation:

$$TEL = 10 \lg \left( \frac{1}{T_p} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right) dB \quad (8)$$

where

TEL is the A-weighted transit exposure level in dB;

$T$  is the measurement time interval in s;

$T_p$  is the pass-by time of the train in seconds which is the overall length of the train divided by the train speed;

$p_A(t)$  is the A-weighted instantaneous sound pressure in Pa;

$p_0$  the reference sound pressure;  $p_0 = 20 \mu Pa$ .

transit exposure level, TEL, is related to single event level, SEL, and to the A-weighted equivalent continuous sound pressure level,  $L_{pAeq,T}$  by the following equations:

$$TEL = SEL + 10 \lg(T_0 / T_p) \quad (9)$$

and

$$TEL = L_{pAeq,T} + 10 \lg(T / T_p) \quad (10)$$

where  $T_0 = 1s$  is the reference time interval

#### Poziom ekspozycyjny przejazdu

TEL

Poziom dźwięku skorygowanego według charakterystyki częstotliwościowej A przejazdu pociągu, mierzony w przedziale czasu  $T$  i odniesiony do czasu przejazdu  $T_p$ .

Przedział czasu pomiaru  $T$  powinien być na tyle długi aby zawierał energię akustyczną bliską zdarzeniu, uwzględniając co najmniej punkty o wartości powyżej -10 dB od najniższej wartości  $L_{pA}$  zaobserwowanej w przedziale czasu  $T_p$ .

TEL otrzymujemy z następującego równania:

$$TEL = 10 \lg \left( \frac{1}{T_p} \int_0^T \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right) dB \quad (8)$$

gdzie:

TEL ekspozycyjny poziom przejazdu, skorygowany według charakterystyki częstotliwościowej A w dB;

$T$  czas pomiaru w s;

$T_p$  czas przejazdu pociągu w sekundach, który jest całkowitą długością pociągu podzieloną przez prędkość pociągu

$p_A(t)$  chwilowe ciśnienie akustyczne w Pa skorygowane według charakterystyki częstotliwościowej A

$p_0$  ciśnienie akustyczne odniesienia równe  $2 \times 10^{-5}$  Pa (=20  $\mu Pa$ )

ekspozycyjny poziom przejazdu, TEL, jest powiązany z poziomem pojedynczego zdarzenia, SEL, i równoważnym poziomem dźwięku A,  $L_{pAeq,T}$ , poprzez następujące równania:

$$TEL = SEL + 10 \lg(T_0 / T_p) \quad (9)$$

oraz

$$TEL = L_{pAeq,T} + 10 \lg(T / T_p) \quad (10)$$

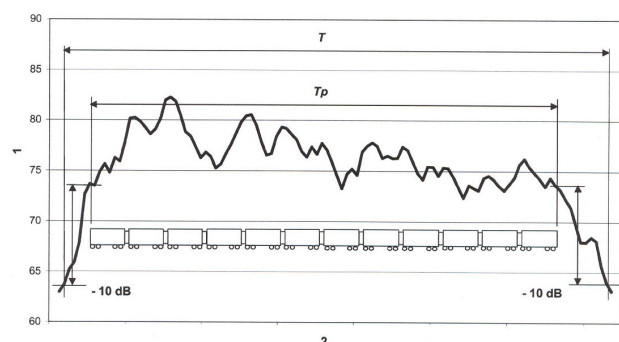
gdzie  $T_0 = 1s$  jest przedziałem czasu odniesienia

### 3.15.

#### measurement time interval T, and train pass-by time

$T_p$

Measurement time interval,  $T$ , is chosen, so the measurement starts when the A-weighted sound pressure level is 10 dB lower than found when the front of the train is opposite the microphone position. The measurement is stopped when the A-weighted sound pressure level is 10 dB lower than found when the rear of the train is opposite the microphone position.



Key

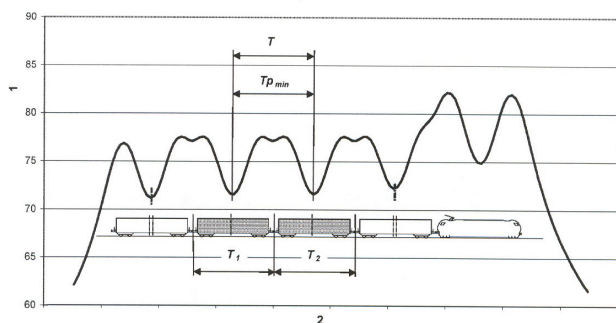
1 A-weighted sound pressure level, dB

2 Time

Figure 1 — Example of selection of measuring time interval,  $T$ , for a whole train

NOTE The example illustrates the need for an independent device for measuring the train passage time, as the time cannot be deduced from the sound pressure level versus time.

For measurement of vehicle(s), which form part of a train, the measurement time interval  $T$  is the passing time  $T_p$  of the vehicle(s) under test. For the measurement of un-powered vehicles, the measurement time interval  $T$  begins when the centre of the first vehicle under test passes in front of the microphone position and ends when the centre of the last vehicle under test passes in front of the microphone position. Figure 2 shows the required measurement time interval  $T$  or the measurement of a single un-powered vehicle. Furthermore, it shows an example of the A-weighted sound pressure level,  $L_{pA}$ , time history for the passage of a train.



Key  
1 A-weighted sound pressure level, dB  
2 Time

Figure 2 — Example of selection of measuring time interval,  $T$ , for parts of a train

### pomiar przedziału czasu $T$ i czasu przejazdu pociągu

#### $T_p$

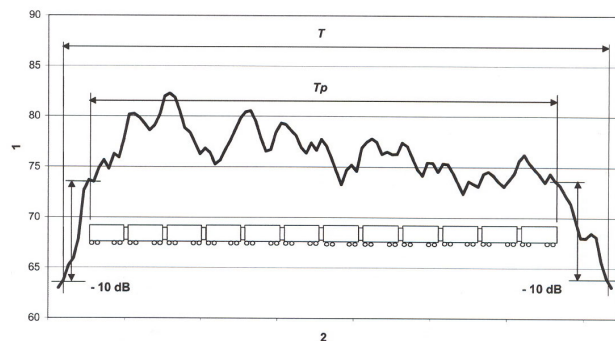
Pomiar przedziału czasu  $T$  jest wybieralny, dlatego pomiar rozpoczyna się kiedy poziom ciśnienia akustycznego skorygowanego według charakterystyki częstotliwościowej A jest o 10 dB niższy niż stwierdzony kiedy czoło pociągu jest naprzeciwko położenia mikrofonu. Pomiar jest zakończony kiedy poziom ciśnienia akustycznego skorygowanego według charakterystyki częstotliwościowej A jest o 10dB niższy niż stwierdzony kiedy tył pociągu jest naprzeciwko położenia mikrofonu.

UWAGA Przykład ilustruje potrzebę zastosowania niezależnego przyrządu (np. stopera) do pomiaru czasu przejazdu pociągu, w przeciwnym razie czas nie może być wnioskowany z przebiegu zmian poziomu ciśnienia akustycznego.

Dla pomiarów pojazdu(ów) stanowiących część pociągu, czas pomiaru  $T$  jest czasem przejazdu  $T_p$  pojazdu(ów) podczas badań.

Dla pomiarów pojazdów nienapędzonych, pomiar przedziału czasu  $T$  rozpoczyna się kiedy środek pierwszego pojazdu podczas badań przejeżdża naprzeciwko

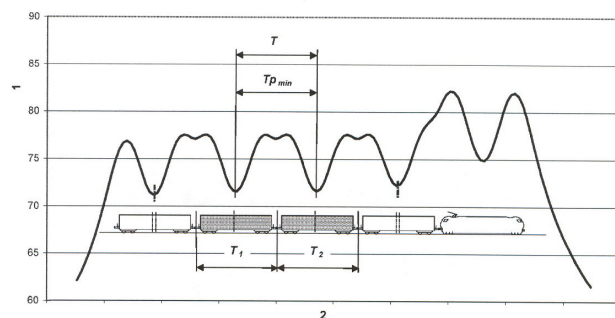
mikrofonu i kończy się kiedy środek ostatniego pojazdu podczas badań przejeżdża naprzeciwko mikrofonu. Rysunek 2 przedstawia pomiar wymaganego przedziału czasu  $T$  lub pomiar pojedynczego nienapędzonego pojazdu. Poza tym pokazuje przykład poziomu ciśnienia akustycznego skorygowanego według charakterystyki częstotliwościowej A,  $L_{pA}$  przebiegu czasu dla przejazdu pociągu.



Legenda (opis osi)

- 1 Poziom ciśnienia akustycznego skorygowany według charakterystyki częstotliwościowej A, dB
- 2 Czas

Rys. 1 Przykład wybranego przedziału czasu  $T$ , dla całego pociągu



Legenda (opis osi)

- 1 Poziom ciśnienia akustycznego skorygowany według charakterystyki częstotliwościowej A, dB
- 2 Czas

Rys. 2 Przykład wybranego przedziału czasu  $T$ , dla części pociągu

### 3.16.

#### noise with impulsive character

noise which contains an isolated event or a series of such events. The impulsive character is conventionally confirmed if the difference between  $L_{pAeq,T}$  and  $L_{pAeq,T}$  is greater than 3 dB [EN ISO 12001]

#### Hałas o charakterze impulsowym

Hałas impulsowy to hałas, który zawiera wyodrębnione zdarzenia akustyczne lub serię podobnych zdarzeń – wyróżnialnych w dynamice przebiegu czasowego zmian poziomu dźwięku.

Według PN-ISO 1996-2:1999/A1:2002 [10] „Akustyka - Opis i pomiary hałasu środowiskowego. Zbieranie danych dotyczących sposobu zagospodarowania terenu (zmiana A1)” do wyznaczenia równoważnego

## Poprawka impulsowa do wyników pomiarów parametrów impulsów [dB]

Tabela 1

Rodzaj dźwięku	Pomiar ekspozycyjnych poziomów dźwięku w odniesieniu do pojedynczych impulsów	Pomiar równoważnego poziomu dźwięku impulsowego
Typowy dźwięk impulsowy	<b>5</b>	<b>3</b>
Dźwięk o dużej impulsowości	<b>12</b>	<b>11,7</b>
Dźwięk impulsowy o dużej energii	<b>15</b>	<b>14,9</b>

poziomu dźwięku A z korekcją na impulsowość hałasu należałoby stosować następujące wartości poprawek impulsowych przedstawionych w tabeli 1.

### 3.17.

#### noise with tonal character

noise which contains audible tones

#### Hałas o charakterze tonalnym

Hałas tonalny to hałas, który zawiera słyszalne tony (charakterystyczne częstotliwości identyfikujące badany dźwięk) – wyróżnialne w widmie częstotliwościowym badanego hałasu – tercjowym lub wąskopasmowym (FFT).

Według PN-ISO 1996-2:1999 [11] „Akustyka - Opis i pomiary hałasu środowiskowego. Zbieranie danych dotyczących sposobu zagospodarowania terenu” do wyznaczenia równoważnego poziomu dźwięku A z korekcją na tonalność hałasu należałoby stosować następujące wartości poprawek tonalnych:

- **5+6 dB** - jeżeli w paśmie tercjowym występuje poziom ciśnienia akustycznego większy o co najmniej 5 dB niż w pasmach sąsiednich,
- **2+3 dB** – jeżeli tonalność jest stwierdzona tylko przez obserwatora lub na podstawie analizy wąskopasmowej (FFT).

### 3. Podsumowanie

Ujednoczenie stosowanych wskaźników zapewnia porównywalność wyników uzyskiwanych przez różne zespoły badawcze oraz pozwala na wprowadzenie norm akustycznych dotyczących zagadnień emisji hałasu od pojazdów szynowych.

Na szczególną uwagę zasługuje wprowadzenie definicji czasu przejazdu  $T_p$  (intuicyjnej) oraz czasu pomiaru T.

Należy również zauważyć istotne różnice pomiędzy poziomem ekspozycyjnym przejazdu TEL a poziomem ekspozycyjnym pojedynczego zdarzenia SEL.

Prowadzone prace normalizacyjne pozwolą również na uwzględnianie uciążliwości hałasu związanej z występowaniem tonalnych oraz impulsowych składowych hałasu.

### Literatura

- [1] EN ISO 3095 „Kolejnictwo – Akustyka – Pomiar hałasu emitowanego przez pojazdy szynowe”
- [2] Dyrektywa 2006/66/WE dotycząca technicznej specyfikacji dla interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „tabor kolejowy - hałas” transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych
- [3] PN-92/K-11000 „Tabor kolejowy - Hałas – Ogólne wymagania i badania”
- [4] Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 14 czerwca 2007r. w sprawie dopuszczalnych poziomów hałasu w środowisku
- [5] EN 60942, Elektroakustyka – Kalibratory dźwięku (IEC 60942:2003)
- [6] EN 61260, Elektroakustyka – Filtry dla pasma oktawowego i pasma tercjowo – oktawowego (IEC 60942: 2003)
- [7] EN 61672-1, Elektroakustyka – Mierniki poziomu dźwięku – Część 1: Wymagania techniczne (IEC 61672-1:2002)
- [8] EN 61672-2, Elektroakustyka - Mierniki poziomu dźwięku – Część 2: Badania modelu wzorcowego (IEC 61672-2:2003)
- [9] EN ISO 266, Akustyka – Preferowane częstotliwości (ISO 266:1997)
- [10] PN-ISO 1996-2:1999/A1:2002 „Akustyka - Opis i pomiary hałasu środowiskowego. Zbieranie danych dotyczących sposobu zagospodarowania terenu (zmiana A1)”
- [11] PN-ISO 1996-2:1999 „Akustyka - Opis i pomiary hałasu środowiskowego. Zbieranie danych dotyczących sposobu zagospodarowania terenu”