

MECHANIKA

W Y D A W N I C T W O



**CZASOPISMO
TECHNICZNE**

**TECHNICAL
TRANSACTIONS**

7-M/2012

ZESZYT 14
ROK 109

ISSUE 14
YEAR 109

P O L I T E C H N I K I K R A K O W S K I E J

MECHANICS

*Przewodniczący Kolegium Redakcyjnego
Wydawnictwa Politechniki Krakowskiej*

Jan Kazior

*Chairman of the Cracow University of Technology
Press Editorial Board*

*Przewodniczący Kolegium Redakcyjnego
Wydawnictw Naukowych*

Józef Nizioł

Chairman of the Editorial Board

*Architektura
Budownictwo
Chemia
Elektrotechnika
Informatyka*

Dariusz Kozłowski
Marek Piekarczyk
Krzysztof Pielichowski
Tadeusz J. Sobczyk
Krzysztof Sapiecha

*Architecture
Civil Engineering
Chemistry
Electrical Engineering
Computer Science and
Information Systems*

*Mechanika
Nauki Podstawowe
Środowisko*

Rafał Palej
Antoni Ostoja-Gajewski
Stanisław Kandefer

*Mechanics
Fundamental Sciences
Environmental Engineering*

Sekretarz Sekcji Dorota Sapek Section Editor

©Copyright by Politechnika Krakowska
Kraków 2012

CZASOPISMO TECHNICAL TECHNICZNE TRANSACTIONS

Wersją pierwotną Czasopisma Technicznego jest wersja on-line

ISSN 0011-4561

ISSN 1897-6328

Wydawnictwo jest rejestrowane w bazie danych

BazTech <http://baztech.icm.edu.pl>

The CUT Press is registered in the database

BazTech <http://baztech.icm.edu.pl>

Wydawnictwo PK, ul. Skarżyńskiego 1, 31-866 Kraków

tel.: 12 628 37 25; fax: 12 628 37 60

e-mail: wydawnictwo@pk.edu.pl

Adres do korespondencji: ul. Warszawska 24

31-155 Kraków

Projekt okładki: Jerzy Stefan

Druk i oprawę wykonano

w Dziale Poligrafii Politechniki Krakowskiej

Ark. wyd. 16. Ark. druk. 21

Podpisano do druku: 09.01.2013

Zam. 12/13 Nakład 120 egz.

7-M/2012

ZESZYT 14

ROK 109

ISSUE 14

YEAR 109

MAREK BABEL*, BARTOSZ SZACHNIEWICZ**

STUDIUM TECHNICZNE – MODERNIZACJA SPALINOWEJ LOKOMOTYWY MANEWROWEJ SERII SM31

MODERNIZATION OF LOCOMOTIVE CLASS SM31 – TECHNICAL STUDY

Streszczenie

W artykule przedstawiono propozycje modernizacji lokomotywy spalinowej manewrowej serii SM31. Na podstawie oceny dotychczasowych wskaźników eksploatacyjnych lokomotywy SM31 wskazano grupę urządzeń, które będą wymieniane na nowe. Dokonano wyboru silnika spalinowego, zaprezentowano możliwe do zastosowania warianty agregatu prądotwórczego oraz wskazano nowe urządzenia pomocnicze. Zaproponowano rozmieszczenie zespołów i urządzeń na ostoi pojazdu, przedstawiono parametry zmodernizowanej lokomotywy oraz nową charakterystykę trakcyjną.

Słowa kluczowe: modernizacja lokomotyw SM31

Abstract

This paper presents proposal of the modernization of the shunting locomotive class SM31. Based on the previous performance indicators mentioned a group of devices that will be replaced by new ones. The authors selected a new diesel engine, presented three variants of diesel generator set and indicated a new auxiliary equipment. Proposed location of new devices on the vehicle, presented parameters and traction characteristics of a modernized locomotive class SM31.

Keywords: modernization of locomotive class SM31

* Dr inż. Marek Babel, mgr inż. Bartosz Szachniewicz, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Produkcja lokomotyw serii SM31 była odpowiedzią na stale rosnące zapotrzebowanie krajowego przewoźnika PKP oraz zakładów przemysłowych na lokomotywy do wykonywania ciężkich prac manewrowo-wywozowych. Lokomotywa ta jest konstrukcją polską, produkowaną seryjnie w latach 1976–1985 przez pierwszą fabrykę lokomotyw w Polsce „Fablok” w Chrzanowie.

Lokomotywa SM31 jest pojazdem sześciosiowym, który umożliwia wykonywanie ciężkich prac manewrowych na stacjach i górkach rozrządowych oraz prowadzenie ciężkich pociągów towarowych. Pojazd ten wyposażony został w silnik spalinowy o mocy 880 kW oraz przekładnię elektryczną w wariancie DC/DC. Ze względu na przeznaczenie lokomotywy zabudowano w niej jedną kabinę maszynisty – umieszczoną w środkowej części ostoi. Nadwozie oparte zostało na dwóch wózkach o układzie osi C’o C’o. Przedmiotowe lokomotywy produkowane były zgodnie z technologią i rozwiązaniami konstrukcyjnymi z początku lat 70. XX wieku. Analiza wyników i wskaźników dotychczasowej eksploatacji tych lokomotyw [1, 2] przemawia za koniecznością ich modernizacji.

Niniejszy artykuł stanowi propozycję modernizacji lokomotywy serii SM31, w trakcie której prace obejmą przede wszystkim wymianę agregatu prądowłórczego oraz urządzeń pomocniczych. Zmianom konstrukcyjnym poddano także kabinę maszynisty oraz przedziały maszynowe. Zakres przedmiotowej modernizacji przedstawiono poniżej.

2. Założenia przyjęte do modernizacji lokomotywy SM31

Podstawą do dalszej pracy, związanej z modernizacją lokomotywy SM31, jest przyjęcie ogólnych kryteriów określających zakres modernizacji, parametry pojazdu, wytyczne dotyczące nowych podzespołów, maksymalny koszt modernizacji itp.

Zakres modernizacji lokomotywy zaproponowano w aspekcie spełnienia wymogów następujących czynników:

- zwiększenie niezawodności pojazdu w eksploatacji,
- zwiększenie współczynnika gotowości technicznej lokomotywy,
- wyeliminowanie napraw nieplanowych,
- wydłużenie okresów między kolejnymi obsługami i naprawami,
- wykorzystanie pełnej mocy elektrycznych silników trakcyjnych,
- poprawienie oddziaływania lokomotywy na środowisko naturalne,
- polepszenie komfortu pracy obsługi pojazdu w kabinie maszynisty,
- polepszenie widoczności z kabiny maszynisty – obniżenie wysokości przedziału maszynowego,
- przeprowadzenie naprawy głównej wózków napędnych, ostoi oraz silników trakcyjnych zgodnie z Warunkami Technicznymi Wykonania i Odbioru,
- zastosowanie, w miarę możliwości, zespołów i urządzeń produkcji krajowej.

Przekładnia elektryczna zmodernizowanych lokomotyw serii SM31 powinna być wykonana w wariancie prąd przemienny/prąd stały, a napęd wszystkich urządzeń pomocniczych realizowany za pomocą elektrycznych silników asynchronicznych.

3. Propozycje urządzeń i zespołów do wymiany w trakcie modernizacji

Przeprowadzona przez autorów analiza wskaźników eksploatacyjnych pojazdu pozwoliła wytypować grupę urządzeń/zespołów, które w znaczący sposób wpływają na niski współczynnik gotowości technicznej lokomotywy SM31 w eksploatacji. Zespoły te w trakcie modernizacji powinny zostać poddane wymianie, gdyż ich eksploatacja przyczynia się do wzrostu nakładów finansowych na nieplanowe przeglądy i naprawy. Jeżeli dodatkowo uwzględnić fakt braku obecnie na rynku producentów wielu z tych zespołów i komponentów, to modernizacja jest jedyną drogą do pozyskania nowoczesnego pojazdu trakcyjnego.

Ostatecznie do wymiany wytypowano następujące urządzenia/zespoły:

- agregat prądotwórczy z silnikiem spalinowym a8C22W,
- agregat sprężarkowy,
- agregat chłodniczy silnika spalinowego wraz z napędem wentylatora,
- silniki elektryczne prądu stałego do napędu urządzeń pomocniczych.

4. Modernizacja lokomotywy SM31

Modernizacja lokomotywy SM31 powinna uwzględniać maksymalne wykorzystanie mocy istniejących silników trakcyjnych LSm-430. Dzięki temu lokomotywa będzie mogła być wykorzystywana zarówno do ciężkich prac manewrowych na stacjach towarowych i górkach rozrządowych, jak i do prowadzenia pociągów zbiorczych o ciężarze 20 000 kN.

Z analizy bilansu mocy wynika, że na cele trakcyjne lokomotywy SM31 można przeznaczyć około 1000 kW, co odpowiada mocy prądnicy głównej około 1250 kW (po stronie prądu stałego). Jest to wielkość mocy, która może być realizowana przez obecne silniki trakcyjne LSm-430. Analiza bilansu mocy na napęd urządzeń pomocniczych lokomotywy po modernizacji wykazała zapotrzebowanie na poziomie 110 kW. Wynika stąd, że moc znamionowa silnika spalinowego powinna wynosić około 1400 kW.

Zespół prądnic synchronicznych – prądnica główna i prądnica pomocnicza – powinien być produkowany przez przemysł krajowy na podstawie doświadczeń uzyskanych z eksploatacji maszyn elektrycznych na zmodernizowanych lokomotywach spalinowych serii 6Dg oraz 15D.

4.1. Silnik spalinowy

Przy wyborze silnika spalinowego uwzględniono następujące czynniki:

- moc znamionowa/obrotów znamionowe – 1400 kW/1800 obr./min,
- wymiary gabarytowe pozwalające na zabudowę silnika na ostoju z możliwością obniżenia wysokości przedziału maszynowego,
- zastosowanie nowoczesnych rozwiązań w konstrukcji zespołów i podzespołów silnika,
- spełnienie norm emisji spalin wg dyrektywy EU,
- cenę i warunki zakupu wraz z kosztami utrzymania w eksploatacji,
- resurs naprawczy,
- doświadczenie producenta w zakresie stosowania tego typu silnika na lokomotywach spalinowych,
- obecność na polskim rynku sieci obsługi serwisowej oraz dostępu do części zamiennych,

– przeszkolenie personelu obsługowego użytkownika w zakresie wykonywania przeglądów oraz późniejszych napraw silnika w kraju.

Na podstawie tych kryteriów autorzy dokonali analizy możliwości zastosowania następujących silników spalinowych: firmy MTU – seria 4000 oraz Caterpillar – seria 3512C. Brano pod uwagę seryjne produkowane wersje wyżej wymienionych silników. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe dane techniczne ww. silników.

Tabela 1

Podstawowe dane techniczne silników spalinowych CATERPILLAR 3512C oraz MTU 12V 4000 R43

Parametr	Silnik 3512C	Silnik 12V 4000 R43
Moc nominalna	1500 kW	1500 kW
Obroty nominalne	1800 obr./min	1800 obr./min
Liczba cylindrów	12	12
Średnica tłoka/skok tłoka	170/215 mm	170/210 mm
Pojemność skokowa silnika	59 dm ³	57,2 dm ³
Jednostkowe zużycie paliwa przy mocy znamionowej	212 g/kWh	207 g/kWh
Długość całkowita silnika	3031 mm	2655 mm
Szerokość całkowita silnika	1726 mm	1565 mm
Wysokość całkowita silnika	1960 mm	1970 mm
Masa silnika suchego	6863 kg	6600 kg

W wyniku przeprowadzonej analizy autorzy do dalszych przyjęli analiz zastosowanie na modernizowanej lokomotywie SM31 silnika Caterpillar 3512C.

Ze względu na duże podobieństwo konstrukcyjne lokomotyw serii SM31, SM48 i S200 dalszą analizę zakresu modernizacji lokomotyw serii SM31 prowadzono z uwzględnieniem możliwości zbudowania uniwersalnego zespołu napędowego wraz z agregatem chłodniczym do wszystkich ww. serii lokomotyw.

4.1.1. Agregat prądowórczy – wariant I

W pierwszym wariantcie agregat prądowórczy składa się z silnika spalinowego 3512C i zespołu prądnic trakcyjnych produkcji Emit Żychlin – GLp500L4 (prądnica główna) oraz Ghp315M4K (prądnica pomocnicza). Są to maszyny synchroniczne o mocy 1400 kW (GLp500L4) oraz 100 kW (Ghp315M4K). Wariant takiego agregatu prądowórczego zastosowano na zmodernizowanej lokomotywie spalinowej serii 15D [3].

Zespół prądnic synchronicznych wykonano w postaci dwóch odrębnych maszyn elektrycznych – prądnica pomocnicza Ghp315M4K zabudowana jest nad prądnicą główną GLp500L4, napęd prądnicy pomocniczej realizowany jest z wału prądnicy głównej poprzez przekładnię pasową. Konstrukcja takiego wariantu agregatu odznacza się stosunkowo dużą wysokością, co w znaczny sposób ograniczy możliwość obniżenia przedziału maszynowego i ilość miejsca pod zabudowę tłumika wylotu spalin. Efektem tego będą trudności z zabudową tłumika o właściwej pojemności, co przełoży się na niedotrzymanie

wymaganej przez producenta silnika wielkości przeciwcisnienia na wylocie spalin z silnika spalinowego. Nadmienić należy ponadto, że w omawianym układzie zespołu prądnic (z prądnicą pomocniczą o mocy około 110 kW po stronie prądu stałego) będą występować wymierne straty mocy związane z zastosowaniem przekładni pasowej.

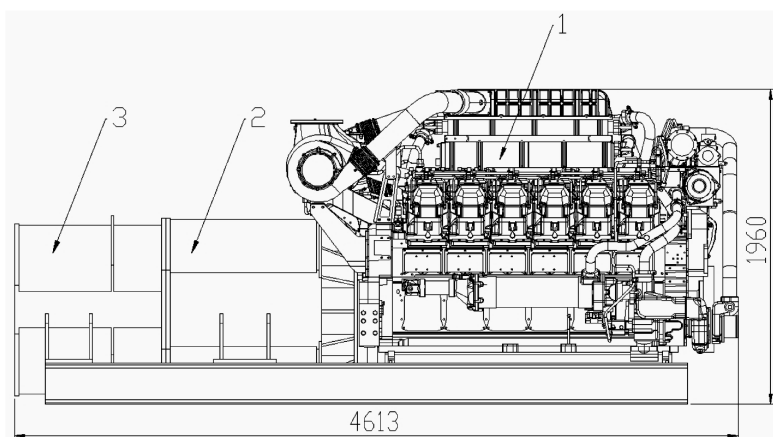
4.1.2. Agregat prądotwórczy – wariant II

Drugi wariant wykonania agregatu prądotwórczego do modernizacji lokomotywy SM31 zakłada wykorzystanie zespołu trakcyjnych prądnic synchronicznych GST-F 990×400/8 i GSTA 650×146/8 produkcji rumuńskiej. Prądnicą główną posiada moc około 1300 kW, a pomocnicza 90 kW. Omawiany zespół prądnic zabudowano na zmodernizowanej w kraju lokomotywie spalinowej serii SM48 [4]. Zespół prądnic synchronicznych – prądnicą główną, pomocniczą i wzbudnicą – wykonane są konstrukcyjnie na jednym wale we wspólnym kadłubie (stojanie), czego rezultatem jest stosunkowo niewielka wysokość zespołu.

Uwzględniając przedstawione powyżej założenia do modernizacji lokomotyw serii SM31, wyniki analizy bilansu mocy oraz możliwość budowy uniwersalnego zespołu napędowego do kilku serii lokomotyw, niniejszy wariant agregatu prądotwórczego należy wg autorów rozpatrywać jako opcja w przypadku modernizacji pojedynczych sztuk lokomotyw.

4.1.3. Agregat prądotwórczy – wariant III

W wyniku przeprowadzonej analizy autorzy proponują zastosować do modernizacji lokomotyw serii SM31 zespół prądnic synchronicznych wykonanych w postaci dwóch oddzielnych maszyn elektrycznych połączonych kołnierzowo we wspólnej linii ich wałów. Producentem proponowanego zespołu prądnic może być Emit Żychlin wykorzystujący dotychczasowe doświadczenia w produkcji prądnic trakcyjnych do modernizacji lokomotyw serii 6Dg, 15D i ST43. Moc znamionowa prądnicy głównej będzie wynosić około 1250 kW, a prądnicy pomocniczej 110 kW (po stronie prądu stałego). Na rysunku 1 przedstawiono widok proponowanego do zastosowania agregatu prądotwórczego. Wymiary gabarytowe ww.



Rys. 1. Widok agregatu prądotwórczego: 1 – silnik spalinowy CAT 3512C, 2 – prądnicą główną, 3 – prądnicą pomocniczą

Fig. 1. The view of diesel generator set: 1 – diesel engine CAT 3512C, 2, 3 – generator set

agregatu pozwolą na znaczne obniżenie w trakcie modernizacji wysokości przedziałów maszynowych oraz zabudowę układu wylotu spalin o dopuszczalnej wielkości przeciwcisnienia spalin na wylocie z silnika spalinowego. Proponowany powyżej do wdrożenia na modernizowanej lokomotywie SM31 agregat prądowłórczy spełni wg autorów także wymagania dla zespołu napędowego do modernizacji lokomotyw serii SM48 i S200.

4.2. Opis zmodernizowanych zespołów i układów lokomotywy

4.2.1. Agregat chłodniczy

Przyjęcie założenia o wykorzystaniu pełnej mocy silników trakcyjnych wpłynie na niemal dwukrotny wzrost mocy silnika spalinowego. Spowoduje to zwiększenie ilości ciepła odprowadzanego przez silnik spalinowy do układu chłodzenia. W trakcie modernizacji należy zastosować nowy agregat chłodniczy. Na podstawie wstępnych obliczeń bilansu cieplnego silnika spalinowego zaproponowano rozwiązanie agregatu chłodniczego z radiatorami umieszczonymi w ścianach bocznych i dwoma niezależnie działającymi wentylatorami. Każdy wentylator napędzany będzie przez elektryczny silnik asynchroniczny zasilany napięciem 3×400 V AC. Regulacją obrotów wentylatora/(ów) w zależności od temperatury czynnika chłodzącego będzie sterował centralny sterownik lokomotywy.

4.2.2. Pozostałe urządzenia pomocnicze

W układzie pneumatycznym na modernizowanej lokomotywie SM31 zastosowany zostanie sprawdzony w eksploatacji agregat sprężarkowy ze sprężarką śrubową SK18. Napęd sprężarki realizowany jest za pomocą silnika asynchronicznego. Aparaty i urządzenia pneumatyczne układu hamulcowego zgrupowano na tablicy pneumatycznej.

Wymianie poddane zostaną również silniki elektryczne napędu wentylatorów silników trakcyjnych. W miejsce dotychczasowych maszyn prądu stałego zastosowano silniki asynchroniczne o parametrach dostosowanych do obrotów i zapotrzebowania mocy dotychczasowych wentylatorów.

4.2.3. Układ sterowania zespołami i całą lokomotywą

Układ sterowania na zmodernizowanej lokomotywie SM31 realizowany będzie za pośrednictwem sterownika mikroprocesorowego, który pełni następujące funkcje:

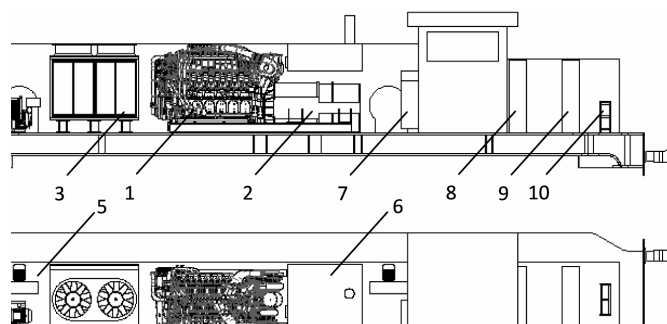
- współpracuje z elektronicznym regulatorem silnika spalinowego,
- reguluje wzbudzenie prądnicy głównej – steruje układem rozrządu lokomotywy w zależności od zadanych i aktualnych warunków eksploatacji,
- steruje pracą sprężarki powietrza,
- steruje układem silników trakcyjnych,
- automatycznie kontroluje i steruje likwidacją poślizgu kół,
- realizuje układy zabezpieczające lokomotywy, w tym silnika spalinowego.

Lokomotywa wyposażona zostanie w diagnostykę pokładową i stacjonarną, którą objęte są sterownik, silnik spalinowy z regulatorem oraz obwód główny lokomotywy.

Połączenie silników trakcyjnych na zmodernizowanej lokomotywie SM31 zaleca się wykonać w układzie szeregowo-równoległym wg schematu 3×2 . Zaproponowane rozwiązanie polepszy właściwości trakcyjne lokomotywy przy rozruchu bez zmiany maksymalnej prędkości lokomotywy.

4.2.4. Rozplanowanie urządzeń na lokomotywie SM31

Na rysunku 2 przedstawiono rozmieszczenia urządzeń i zespołów na zmodernizowanej lokomotywie SM31. W przedziale maszynowym nad wózkiem tylnym zabudowane zostaną szafy elektryczne wysokiego i niskiego napięcia oraz bateria akumulatorów. Przedział maszynowy nad wózkiem przednim podzielono na cztery kabiny, w których zabudowano poszczególne grupy urządzeń i zespołów. Patrząc od czoła lokomotywy, w pierwszej kabynie zlokalizowano sprężarkę powietrza, podgrzewacz płynu chłodzącego oraz wentylator silników trakcyjnych wózka przedniego wraz z silnikiem napędowym. W kolejnej kabynie zabudowano agregat chłodniczy silnika spalinowego oraz zbiornik główny powietrza. W następnej kabynie zabudowano zespół napędowy – agregat prądotwórczy wraz z układem wylotu spalin, tablicę pneumatyczną oraz wentylator silników trakcyjnych wózka tylnego. Zastosowanie nowego zespołu prądnic pozwoli na zabudowę nad nim układu wylotu spalin o wymaganych parametrach przeciwcisnienia na wylocie spalin. Przeanalizowano także możliwość zabudowy w układzie wylotowym (w razie konieczności) urządzeń oczyszczania spalin w celu spełnienia wymagań normy zadymienia spalin wg Stage IIIB. W nowej kabynie maszynisty zabudowano dwa pulpity maszynisty. Ogrzewanie kabiny – nawiewne, w części dachowej zlokalizowano klimatyzator.



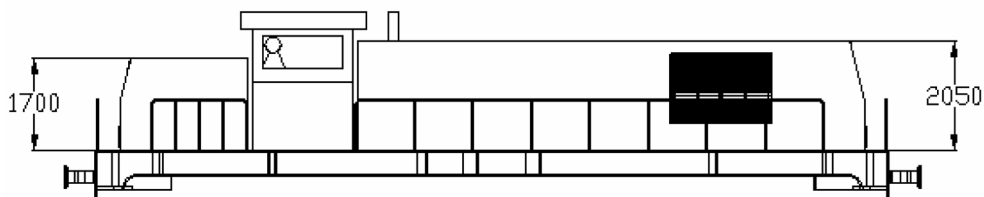
Rys. 2. Rozplanowanie głównych urządzeń na lokomotywie SM31: 1 – silnik spalinowy, 2 – zespół prądnic, 3 – agregat chłodniczy, 4 – sprężarka, 5 – wentylator silników trakcyjnych wraz z silnikiem, 6 – tłumik wylotu spalin, 7 – tablica pneumatyczna, 8 – szafa NN, 9 – szafa WN, 10 – bateria akumulatorów

Fig. 2. Arrangement the main units in the modernized locomotive class SM31

4.3. Dane ogólne i parametry lokomotywy serii SM31 po modernizacji

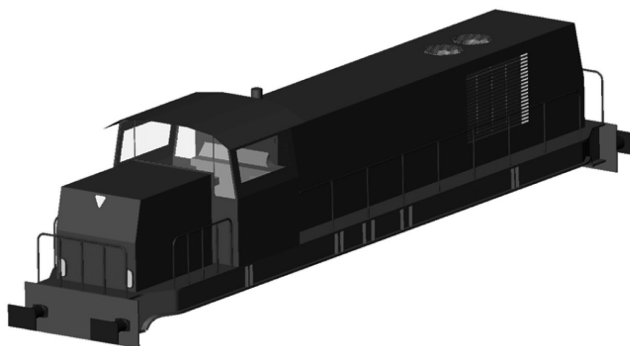
Ogólny widok nadwozia zmodernizowanej lokomotywy serii SM31 przedstawiono na rys. 3 oraz rys. 4. Podstawowe parametry pojazdu zestawiono w tabelicy 2.

W wyniku przeprowadzonej modernizacji zmianie ulegnie ogólny widok bryły lokomotywy. Wysokość przedniego przedziału maszynowego zostanie obniżona do 2050 mm nad płaszczyznę ostoi, a tylnego do 1700 mm. Konstrukcja ostoi (kratownica) uniemożliwia zabudowę zespołu napędowego poniżej jej poziomu. Pozwoli to zastosować w kabynie maszynisty szyby czołowe o zwiększonej powierzchni, co niewątpliwie poprawi widoczność ze stanowiska maszynisty oraz doświetlenie kabiny. Podczas jazdy lokomotywą do tyłu możliwa będzie obserwacja szlaku ponad dachem przedziału maszynowego.



Rys. 3. Widok bryły lokomotywy SM31 po modernizacji

Fig. 3. View of body modernized locomotive class SM31



Rys. 4. Widok izometryczny bryły lokomotywy SM31 po modernizacji

Fig. 4. Isometric view of body modernized locomotive class SM31

Tabela 2

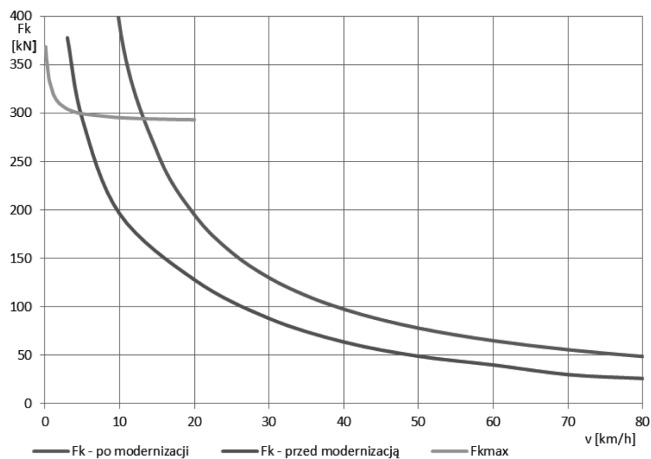
Podstawowe parametry lokomotywy SM31 po modernizacji

Parametr	Wartość
Szerokość toru	1435 [mm]
Układ osi	$C'_0C'_0$
Skrajnia lokomotywy	wg karty UIC 505
Moc silnika spalinowego	1500 [kW]
Rodzaj przekładni	AC-DC
Napięcie zasilania układów: – urządzeń pomocniczych – urządzeń sterujących	3×400V AC 24V DC
Nominalny nacisk zestawu na tor	195 [kN]
Masa lokomotywy	116,4 [t]
Prędkość maksymalna	80 [km/h]
Najmniejszy promień łuku	80 [m]
System hamulca	Oerlikon

5. Charakterystyka trakcyjna zmodernizowanej lokomotywy SM31

Jednym z rezultatów przeprowadzonej modernizacji lokomotywy spalinowej SM31 jest zdecydowana poprawa właściwości trakcyjnych pojazdu. Na skutek wykorzystania pełnej mocy silników trakcyjnych znacznie wzrosła siła pociągowa lokomotywy. Następstwem tego jest wzrost ciężaru doczepego zmodernizowanej lokomotywy SM31 dla porównywalnych prędkości ustalonych przed modernizacją i po modernizacji. Wpłynie to na wzrost wydajności pracy lokomotywy przy obsłudze pociągu.

Na rysunku 5 przedstawiono porównanie charakterystyk trakcyjnych lokomotywy SM31 przed modernizacją i po modernizacji.



Rys. 5. Porównanie charakterystyk trakcyjnych lokomotywy SM31 przed i po modernizacji

Fig. 5. Comparison of the traction characteristics of modernized and unmodernized locomotive class SM31

6. Wnioski

W niniejszym artykule zaprezentowano studium techniczne modernizacji lokomotywy spalinowej serii SM31. Przeprowadzona analiza własności eksploatacyjnych pojazdu wykazała konieczność zastąpienia przestarzałych i awaryjnych zespołów/urządzeń nowymi, niezawodnymi o niewielkich kosztach obsługowo-naprawczych. W wyniku przeprowadzonej analizy następujące urządzenia/zespoły z dotychczasowej lokomotywy SM31 zakwalifikowano do wymiany:

- agregat prądowłóczy z przekładnią typu DC/DC,
- agregat sprężarkowy,
- agregat chłodniczy wraz z mechanicznym napędem wentylatora,
- napędy urządzeń pomocniczych – silniki prądu stałego.

W trakcie modernizacji powyższe urządzenia/zespoły zastąpione zostaną przez:

- agregat prądowłóczy z przekładnią typu AC/DC składający się z silnika spalinowego firmy Caterpillar serii 3512C oraz zespołu nowych prądnic synchronicznych,
- prostownik główny z falownikami do napędu urządzeń pomocniczych,

- agregat sprężarkowy ze sprężarką śrubową SK18 z napędem od silnika asynchronicznego,
- agregat chłodniczy z wentylatorami napędzanymi silnikami asynchronicznymi,
- napędy urządzeń pomocniczych – zastosowano silniki asynchroniczne.

Zmodernizowana lokomotywa SM31 będzie posiadać cechy pojazdu nowego. Zakładany współczynnik gotowości technicznej lokomotywy powinien znajdować się na poziomie 0,96. Proponowane do zabudowy na lokomotywie nowe zespoły i urządzenia sprawdzone są w dotychczasowej eksploatacji na zmodernizowanych lokomotywach 6Dg w kraju oraz podobnych lokomotywach za granicą.

W wyniku zastosowania nowego zespołu napędowego i pełnego wykorzystania mocy silników trakcyjnych polepszą się właściwości trakcyjne lokomotywy. Zauważalny będzie znaczny wzrost siły pociągowej na obwodzie kół napędnych w całym zakresie prędkości jazdy. W eksploatacji przyczyni się to do zwiększenia ciężarów doczepnych dla porównywalnych ustalonych prędkości jazdy.

Zmiana konstrukcji kabiny maszynisty i przedziałów maszynowych wpłynie na zwiększenie widoczności ze stanowiska maszynisty oraz doświetlenia kabiny.

Znacznej poprawie ulegną warunki pracy drużyny trakcyjnej dzięki zastosowaniu nowoczesnych i ergonomicznych pulpity maszynisty, foteli, klimatyzacji i okien bocznych. Praktycznie całkowicie wyeliminowany zostanie problem drgań w kabinie maszynisty.

Dzięki zastosowaniu nowoczesnego silnika spalinowego, spełniającego wymogi dotyczące zanieczyszczenia spalin, znacznemu ograniczeniu ulegnie emisja szkodliwych substancji do otoczenia.

Proponowana konstrukcja zmodernizowanej lokomotywy SM31 wraz z jej nowymi zespołami i układami to pojazd trakcyjny, który będzie mógł być z powodzeniem eksploatowany przez następne 20 lat.

Literatura

- [1] Babeł M., *Warunki pracy, charakterystyka eksploatacyjna a niezawodność doładowanych trakcyjnych silników spalinowych*, Trakcja i Wagony, 9/90, WKŁ, Warszawa 1990.
- [2] Dudziński W., Marciniak J., Wolfram T., *Wyniki badań niezawodności silnika spalinowego a8C22W. Metoda badań i wytyczne poprawy trwałości silników spalinowych a8C22W lokomotyw SM31*, COBiRTK, Warszawa 1987.
- [3] Kowalski S., Szewczyk W., *Lokomotywy 15D/16D – propozycja Newag S.A. Nowy Sącz na modernizację lokomotyw TEM2 – SM48*, Tom 1, Materiały XIX Konferencji Naukowej „Pojazdy Szynowe”, Targanice 15–17.09.2010.
- [4] Marciniak Z., *Dotychczasowe projekty modernizacji lokomotyw spalinowych w Polsce*, Technika Transportu Szynowego, 9/2005, SITK, Łódź 2005.

GRAŻYNA BARNA*

CONTROL SYSTEM OF WHEEL SLIDE PROTECTION
DEVICES FOR RAIL VEHICLES MEETING THE
REQUIREMENTS OF EUROPEAN NORMATIVE
DOCUMENTS

SYSTEM STEROWANIA UKŁADÓW
PRZECIWPOŚLIZGOWYCH DLA POJAZDÓW
SZYNOWYCH SPEŁNIAJĄCY WYMAGANIA
EUROPEJSKICH DOKUMENTÓW NORMATYWNYCH

Abstract

This paper presents requirements of European normative documents concerning control system of Wheel Slide Protection Devices for rail vehicles.

Keywords: rail vehicle, braking, slide, control, requirements

Streszczenie

W artykule przedstawiono wymagania europejskich dokumentów normatywnych dotyczące systemu sterowania urządzeń wykrywania i likwidacji poślizgu dla pojazdów szynowych.

Słowa kluczowe: pojazd szynowy, hamowanie, poślizg, sterowanie, wymagania

* DSc. Eng. Grażyna Barna, Rail Vehicles Institute „Tabor”.

Designations

C_r	– relative air consumption [–]
$v_{1..6}$	– circumferential velocities of axle wheels [km/h]
v_{ref}	– WSP controller reference velocity [km/h]
v_r	– vehicle translation velocity [km/h]
V_{Tmax}	– maximum vehicle translation velocity [km/h]
σ	– absolute slide [km/h]
p_{ra1}	– initial pressure in the auxiliary reservoir [kPa]
p_{ra2}	– residual pressure in the auxiliary reservoir with reduced adhesion [kPa]
p_{ra3}	– residual pressure in the auxiliary reservoir with good adhesion [kPa]

1. Introduction

1.1. Principle of operation of WSP devices

During braking of a rail vehicle, a braking system produces braking torque, which is transferred to the vehicle axle sets. If a value of this torque exceeds a maximum value, which depends on the adhesion between rail and wheels, the circumferential speed of the vehicle wheels starts to decrease. This phenomenon is called a wheel slide. If neither braking torque is reduced, nor adhesion coefficient increases, the wheels in a short time can be locked. To prevent such situations, rail vehicles are equipped with Wheel Slide Protection (WSP) devices, which detect slide of the vehicle wheels and adequately control the braking torque.

Recovery of adhesion is performed by controlling pressure in braking cylinders by means of dump valves, which results in adjusting the braking torque. Therefore a WSP system consists of the following elements: wheel speed sensors, a controller and dump valves. A WSP controller performs measurements of angular velocities of all of the vehicle wheel-sets, performs calculation of estimated vehicle velocity (called the reference velocity), circumferential wheel velocities and determines circumferential wheel accelerations and wheel slide, and then, on the basis of two latter values appropriately controls the dump valves, in order to adjust the braking torque to the instantaneous adhesion values. The principle of WSP systems operation is described in details e.g. in [2], [4] and [6].

1.2. Wheel Slide Protection device as a safety critical system

Failure of a WSP device during braking at low adhesion can result in several negative consequences, out of which two are critical. First and foremost, the adhesion force remains relatively low, making impossible effective braking of a vehicle, and thus increasing the braking distance, which impairs the safety of passengers, train staff and people in proximity. Secondly, when locked wheels slide along the rails, flat spots (called "flats") can be produced on wheel treads. Wheel flats are sources of vibration and noise, they lower riding quality of a vehicle as well as passenger comfort, but first of all they lower safety, as they can cause a train to be derailed.

Because a safety critical system is a system which failure can result in severe consequences, e.g. death of injury of people, significant damages to property or environment,

thus it is evident that a WSP device is a safety critical system [1, 5]. For this reason, providing adequate specification of requirements for both structure and functions of the device is indispensable. Standard [7] and leaflet [8] contain such a specification. These two mentioned above normative documents are results of research works, which had been carried out by rail specialists from different countries, and therefore reflects an advanced expert knowledge concerning the slide phenomenon and WSP systems.

1.3. Specification of the WSP requirements and its application

The two mentioned above standards provide specification of the requirements for both structure and function of the WSP devices. The aim of this paper is to provide the specification of those requirements, which concern the WSP control system. This specification becomes a starting for designing WSP control system algorithms. The specification of the requirements is presented in the next section.

2. Requirements for the control system of a WSP controller [7] and [8]

2.1. General

The principle of operation of a WSP device for rail vehicles is defined as follows: *A WSP system is designed to make the best use of available adhesion for all intended-operating conditions by a controlled reduction and restoration of the brake force to prevent wheel sets from locking and uncontrolled sliding due to low adhesion. Thus the stopping distance is optimized and the extension of stopping distance minimized [7].*

2.2. Minimizing the braking distance

During braking at low adhesion conditions the increase of the braking distance cannot exceed a specified value, which depends on braking conditions, initial vehicle velocity and adhesion between rail and wheels. Both normative documents contain test program designed to test the WSP performance in this respect.

2.3. Vehicle velocity range

The WSP device should function properly up to the following velocity:

- $V_{T_{\max}} + 20\%$ for $V_{T_{\max}} \leq 200$ km/h
- $V_{T_{\max}} + 10\%$ for $V_{T_{\max}} > 200$ km/h.

During acceleration the WSP should function properly from the velocity of 6 km/h, and during deceleration the WSP should function properly down to velocity of 5 km/h. The WSP should not modify braking torque below the velocity of 3 km/h.

2.4. Wheel lock limit

Due to the necessity of protecting the wheel rims, the WSP shall not allow wheel locks if the vehicle velocity is greater than 30 km/h. If the vehicle velocity is below 30 km/h, the WSP shall not allow wheel locks of duration greater than 0.4 s.

2.5. Wheel slide limit

Due to the necessity of protecting the wheel rims, the WSP shall not allow excessive slide as well. The specific requirements concerning the absolute wheel slide (difference between vehicle velocity and wheel circumferential velocity) are as follows;

- the instantaneous value of the absolute wheel slide shall not exceed the following values for time period greater than 3 s:
 - 40 km/h for vehicle velocity between 200 km/h and 160 km/h,
 - 25% of instantaneous vehicle velocity value for vehicle velocity between 160 km/h and 120 km/h,
 - 30 km/h for vehicle velocity lower or equal to 120 km/h;
- for vehicle velocity greater than 200 km/h the instantaneous value of the absolute wheel slide shall not exceed 40 km/h for time period greater than 5 s.

The specified above requirements are presented graphically in Fig. 1.

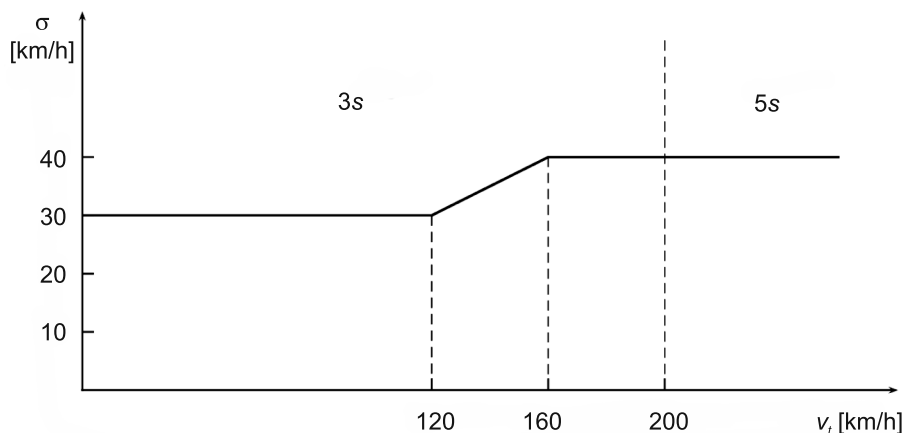


Fig. 1. Admissible absolute σ slide versus vehicle velocity v_t [2]

Rys. 1. Dopuszczalny poślizg absolutny σ w funkcji prędkości pojazdu v_t [2]

2.6. Behaviour at extremely low adhesion

During braking at extremely low adhesion, i.e. when the adhesion coefficient $\tau < 0.03$, the WSP shall not allow locking of the wheels. Both normative documents contain test program designed to test the WSP performance in this respect.

2.7. Vehicles with brakes independent on adhesion

When a vehicle is equipped with brakes independent of adhesion, when the brakes are applied, thus increasing a vehicle deceleration, the WSP shall function properly both at normal and low adhesion.

2.8. Traction units

For traction units equipped with a dynamic brake, the WSP should function properly when both dynamic and pneumatic brakes are applied at the same time (brake blending) and in case of failure of the dynamic brake.

2.9. Unjustified operation

The WSP shall not lower the braking force if the adhesion coefficient is not lowered, and the vehicle is not braked more intensively than designed.

2.10. Vehicle reference velocity calculation accuracy

If the reference velocity is greater than the vehicle velocity, it shall not exceed the vehicle velocity by more than 5 km/h.

If the reference velocity is smaller than the vehicle velocity, it shall not fall below:

- 10 km/h, if the vehicle velocity is smaller than 200 km/h,
- 15 km/h, if the vehicle velocity is greater than 200 km/h.

2.11. Air consumption

Compressed air consumption caused by the WSP operation should be as small as possible. Calculation of the relative air consumption can be performed with one of two methods. The first method is based on the measurements of the pressure before and after brake test, both with good and poor adhesion. The relative air consumption C_r is given with:

$$C_r = \frac{P_{ra1} - P_{ra2}}{P_{ra1} - P_{ra3}} \quad (1)$$

The principle of the direct method is shown in Fig. 2. The relative air consumption C_r is given with:

$$C_r = \frac{\sum \Delta P_i}{P_n} \quad (2)$$

During the brake tests the values of the relative air consumption shall not exceed the limits given in Table 1.

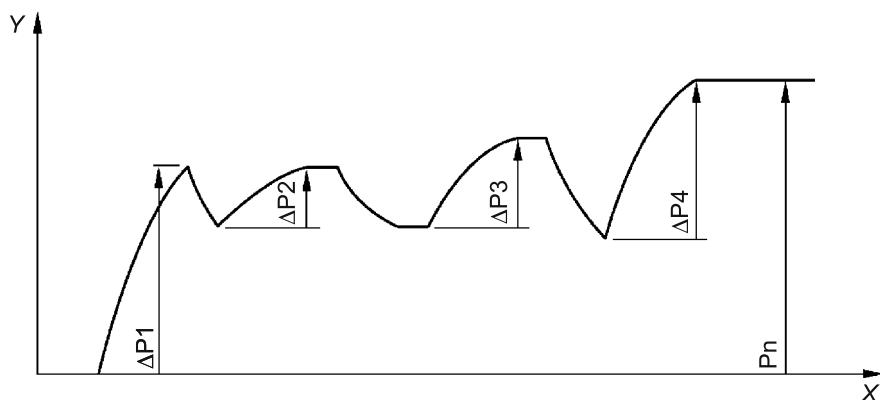


Fig. 2. Direct method of relative air consumption [7]: Y – pressure in a brake cylinder, X – time

Rys. 2. Bezpośrednia metoda obliczania względnego zużycia powietrza [7]: Y – ciśnienie w cylindrze hamulcowym, X – czas

Table 1

Relative air consumption C_r [7], [8]

Initial vehicle velocity V_{70} [km/h]	Relative air consumption C_r [-]
120	3,5
160	7

3. Test program and test evaluation criteria

The normative documents provide specification of tests, which verify meeting by a WSP device the normative requirements concerning functionality of the WSP control system [2, 3, 7, 8].

The test program consists of several tests, divided into three groups: slip tests (when a vehicle is braked from a initial velocity until standstill), drag brake test (when a braked vehicle is hauled) and a test at low adhesion. The exact specification of tests depends on a vehicle type: passenger coaches, wagons, locomotives and train-sets or high speed trains. The initial vehicle speed and brake position, as well as additional conditions, are specified for each test.

Before performing the real tests, preliminary brake tests at good adhesion conditions are performed. The purpose of the tests is determining both reference braking distance and reference compressed air consumption for slip tests.

For slip test the rail is sprayed or covered with soap in order to lower the adhesion coefficient value. Then slip tests are performed. The stopping distance is measured and the compressed air consumption is determined. The test assessment criteria are as follows:

- instantaneous slide value cannot exceed a specified value, for a specified time, depending on an instantaneous vehicle speed,
- wheel lock limits should be observed,
- reference speed should be determined with a specified accuracy,
- undesired venting does not occur.

Besides, for the tests with sprayed rails from speeds 120 and 160 km/h, the following additional requirements should be met:

- braking distances cannot exceed specified values,
- air consumptions cannot exceed specified values, depending on a initial vehicle speed.

For a drag braking test a braked vehicle is hauled at constant speed for a specified time period. All of the wheels should slide. The test assessment criteria are as follows:

- none of the wheel-sets may be locked,
- instantaneous slide value cannot exceed 30 km/h for a time period longer than 3 s,
- undesired venting does not occur,

For a test at low adhesion none of the wheels cannot be locked.

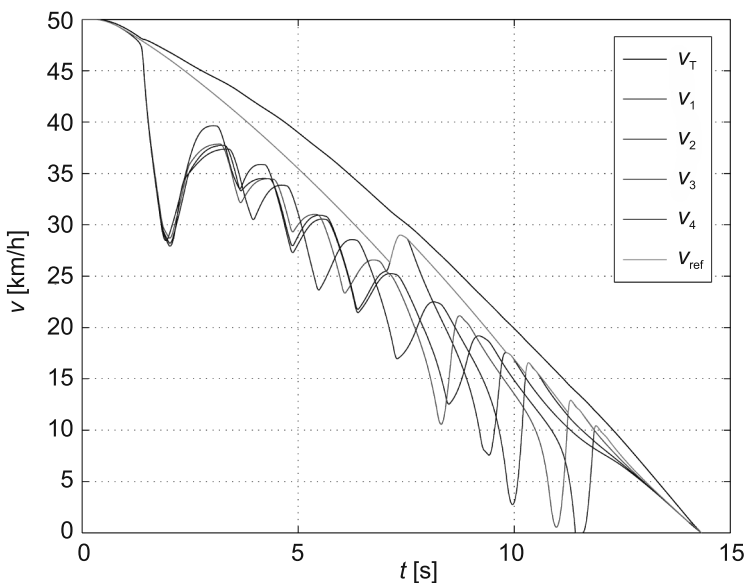


Fig. 3. Vehicle translation velocity (v_T), circumferential velocities of axle wheels ($v_{1..6}$), and controller reference velocity (v_{ref}) for a slip test, at initial vehicle speed of 50 km/h for a 150A type passenger coach [3]

Rys. 3. Prędkość postępową pojazdu (v_T), prędkości obwodowe kół ($v_{1..6}$) i prędkość referencyjna pojazdu (v_{ref}) dla próby hamowania z prędkości 50 km/h dla wagonu 150A [3]

4. Conclusion

The specification presented in this paper is primarily a base for designing control algorithms for WSP devices. It can also be a basis for developing a comprehensive simulator test bench. A control system of WSP for rail vehicles meeting the requirements specified in this paper has been implemented in Matlab Simulink® [2, 3]. A test program has been developed, which not only allows assessment of WSP systems in terms “passed\failed” against the requirements of the respective standards, but which also makes possible comparing different types or variants of systems with each other.

Simulated tests results of a model of a passenger coach 150A for a slip test, at initial vehicle speed of 50 km/h [3] are shown in Fig. 3.

This paper has been produced as part of the Research Projects "Microprocessor based Anti-slip System for traction rail vehicles meeting the requirements of Technical Specifications of Interoperability" N R10 0046 06/2009 with the financial support of the Ministry of Science and Higher Education.

References

- [1] Barna G., *Reliability and Safety of Microprocessor Based Control Systems of Rail Vehicles Compared to those of Conventional Control Systems*, Proceedings of XVI Scientific Conference "Rail Vehicles", Poznań–Kiekrz 2004.
- [2] Barna G., *Control Algorithms of Wheel Slide Protection Systems for Rail Vehicles (in Polish)*, PhD Thesis, Poznan University of Technology, Poznań 2009.
- [3] Barna G., *Simulation Based Design and Tests of Wheel Slide Protection Systems for Rail Vehicles*, Application of System Science, Academic Publishing House EXIT, Warsaw 2010.
- [4] Barna G., Stypka M., *Microprocessor Wheel Slide Protection System for Rail Vehicles (in Polish)*, Proceedings of the X National Scientific Conference of Electrical Traction SEMTRAK 2002, Zakopane 2002.
- [5] Barna G., Kaluba M., *Safety and Reliability of Microprocessor Brake Control Systems for Multiple Units*, QSEV, Kraków 2009.
- [6] Boiteux M., *Auxiliaires sophistiqués du freinage d'aujourd'hui — les antienrayeurs*, Chemins de Fer, Vol. 6, No. 459, 1999, 24-35.
- [7] EN 15595, *Railway applications – Braking – Wheel Slide Protection*, CEN, 2009.
- [8] UIC 541-05, *Brakes – Specifications for the Construction of Various Brake Parts – Wheel Slide Protection Device (WSP)*, 2nd ed., UIC, November 2005.

PAWEŁ BARTKIEWICZ*, ANDRZEJ KOBIELSKI**, JANUSZ PRUSAK***

OCENA MAKSYMALNYCH WARTOŚCI PRĄDÓW OBCIĄŻEŃ TRAKCYJNYCH W ASPEKCIE BEZPIECZNEJ EKSPLOATACJI WYŁĄCZNIKÓW SZYBKICH

RATE OF MAXIMAL VALUES TRACTION LOAD CURRENTS IN ASPECT TO SAFE EXPLOITATION OF HIGH SPEED CIRCUIT BREAKERS

Streszczenie

W artykule przedstawiono pokrótce sposób działania wyłączników szybkich na kolejowych podstacjach trakcyjnych i kabinach sekcyjnych. Zaprezentowano przykłady obliczeniowe maksymalnych prądów obciążeń trakcyjnych oraz ich ocenę w aspekcie bezpiecznej eksploatacji wyłączników szybkich

Słowa kluczowe: wyłączniki szybkie

Abstract

The paper presents shortly how works high speed circuit breakers on railway traction substations and section cabins, it contains examples of counted maximal traction load currents and their rate in aspect to safe exploitation of high speed circuit breakers

Keywords: high-speed circuit breakers

* Mgr inż. Paweł Bartkiewicz, Zespół Diagnostyczny ds. Energetyki, PKP Polskie Linie Kolejowe SA – Zakład Linii Kolejowych w Krakowie.

** Dr inż. Andrzej Kobielski, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

*** Dr inż. Janusz Prusak, Katedra Trakcji i Sterowania Ruchem, Wydział Inżynierii Elektrycznej i Komputerowej, Politechnika Krakowska.

Oznaczenia

WS – wyłącznik szybki
 KS – kabina sekcyjna
 PT – podstacja trakcyjna

1. Wstęp

Bezpieczeństwo eksploatacyjne kolejowych sieci trakcyjnych prądu stałego w zauważalny sposób zależy od prawidłowego działania wszystkich elementów układu zasilania. Szczególną rolę na podstacjach trakcyjnych i w kabinach sekcyjnych odgrywają wyłączniki prądu stałego – tzw. szybkie. Urządzenia te montowane są w obwodach bezpośrednio zasilających sieć jezdnią o potencjale 3 kV DC, a ich zadaniem jest wyłączanie prądów roboczych, przeciążeniowych i zwarciovych. Ich poprawne i skuteczne działanie jest bardzo ważne dla aparatury i może czasem decydować o życiu ludzkim.

W Polsce eksploatowanych jest łącznie ok. 4130 sztuk wyłączników szybkich (2573 szt. na podstacjach trakcyjnych oraz 1557 szt. w kabinach sekcyjnych) [8]. Zmienny charakter obciążenia trakcyjnego może powodować niepotrzebne zadziałania wyłączników szybkich, które przyczyniają się do skrócenia ich czasu pracy oraz wprowadzają zakłócenia w ruchu pojazdów. Koszty eksploatacyjne z tym związane mogą być znaczne. Jeżeli chociaż **raz w tygodniu każdy wyłącznik zadziałałby niepotrzebnie, to koszty wynosiłyby tygodniowo ok. 248 tys. zł, a rocznie ok. 12 885 mln:** 4130 łączy WS/tydzień – odpowiada zużyciu 4,13 WS/tydzień (trwałość łączeniowa 1 WS to ok. 1000 łączy) – $4,13 \times 60$ tys. zł (koszt wymiany 1 WS) – ok. 248 tys. zł tygodniowo – ok. 12 885 mln zł rocznie).

Ze względu na koszty istotnym problemem jest takie nastawienie wyłącznika szybkiego, aby zminimalizować zbędne wyłączenia (wywołane maksymalnymi wartościami obciążenia trakcyjnych, a nie stanami awaryjnymi!), jednocześnie zapewniając bezpieczeństwo eksploatacyjne kolejowych sieci trakcyjnych.

2. Wyłączniki szybkie – charakterystyka działania

2.1. Wprowadzenie

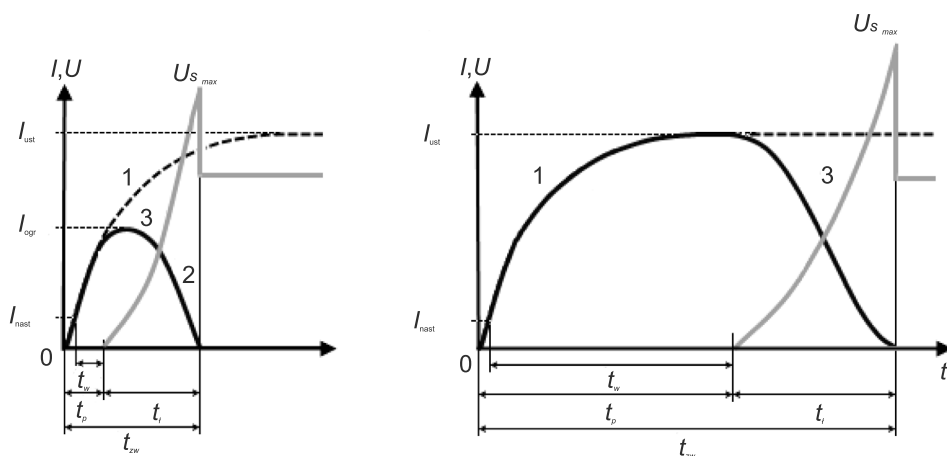
Wyłączanie zwarć w obwodach prądu stałego jest trudniejsze niż w obwodach prądu przemiennego. Wynika to z tego, że wartości chwilowe prądu zwarciovego w tych obwodach nie tylko nie przechodzą przez wartość zerową, ale cały czas rosną, zmierzając do ustalonej wartości, którą określa prawo Ohma. W obwodach prądu stałego bardzo duże znaczenie ma zatem szybkość działania wyłącznika, o której świadczy tzw. **czas własny** – czas liczony od momentu zrównania się wartości prądu zwarciovego z wartością nastawioną na wyłączniku do momentu, w którym wyłącznik rozpoczyna otwieranie swych styków. Rozdzielenie się styków objawia się powstaniem między nimi napięcia oraz łuku elektrycznego, który musi zostać zgaszony.

Zwykle wyłączniki prądu stałego charakteryzuje stosunkowo długi czas własny, dlatego są nie są szybkie. W praktyce objawia się to tym, że wyłączają zawsze już ustalone prądy zwarciove. Ze względu na wolne działanie (otwieranie styków z dużym opóźnieniem cza-

sowym) mogą być stosowane tylko w przypadkach, gdy ustalone prądy zwarciovie nie są za wielkie, a wyłączane moce nie są zbyt duże [1, 3].

W obwodach prądu stałego dużej mocy, jakimi są np. sieci kolejowe, konieczne jest stosowanie tzw. wyłączników szybkich, zdolnych do otwarcia swych styków na tyle wcześnie, że prąd zwarciovie nie osiąga wartości ustalonej. Czas własny wyłączników szybkich wynosi od 3 do 5 ms [4], a czas od momentu powstania zwarcia do momentu pojawienia się łuku elektrycznego (tzw. czas przedłukowy) zazwyczaj nie jest dłuższy niż 10 ms. W obwodach chronionych wyłącznikiem szybkim całkowity czas trwania zwarcia (od chwili powstania zwarcia do chwili zaniku prądu – zgaszenia łuku) z reguły nie przekracza 30–60 ms [2, 3].

Na rysunku 1 przedstawiono przebiegi wyłączania zwarć przez wyłączniki szybkie (rys. 1a) oraz zwykłe wyłączniki nadmiarowe prądu stałego (rys. 1b). Porównując oba przebiegi, można zauważyć wyraźnie korzyści wynikające ze stosowania wyłączników szybkich. Po pierwsze wyłączany prąd jest znacznie mniejszy niż ustalony prąd zwarciovie, po drugie, czas trwania zwarcia jest dużo krótszy.



Oznaczenia: 1 – przebieg narastania prądu do wartości ustalonej; 2 – przebieg prądu zwarcioviego w obwodzie chronionym wyłącznikiem szybkim; 3 – przebieg napięcia między stykami wyłącznika podczas wyłączania zwarcia; I_{nast} – wartość prądu nastawienia wyłącznika; I_{ogr} – ograniczona wartość prądu zwarcioviego; I_{ust} – ustalona wartość prądu zwarcioviego; t_w – czas własny; t_p – czas przedłukowy; t_f – czas palenia się łuku; T_{zw} – czas trwania zwarcia; $U_{s,max}$ – maksymalna wartość napięcia między stykami

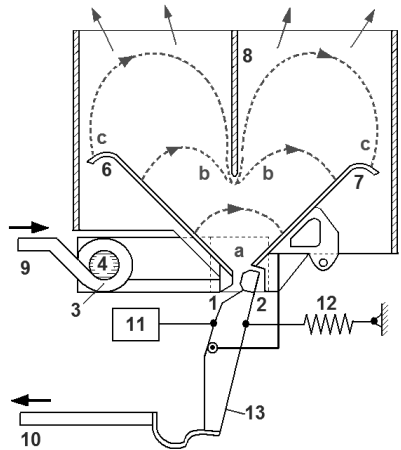
Rys. 1. Wyłączanie zwarć w obw. prądu stałego wyłącznikiem szybkim (a) i zwykłym (b) [2, 3]

Fig. 1. Switching off short-circuit in DC circuits with high speed (a) and normal (b) circuit breaker [2, 3]

2.2. Ogólna zasada działania wyłącznika szybkiego – gaszenie łuku

Szybkie otwarcie styków po przekroczeniu przez prąd zwarciovie wartości nastawionej zapewnia odpowiednia konstrukcja wyłącznika. Otwieraniu się styków towarzyszy zjawisko zapalenia się łuku elektrycznego między nimi. Prąd zwarciovie, przepływając również przez tzw. cewkę wydmuchową, powoduje powstanie pola magnetycznego, które oddziałując na łuk, szybko przesuwają go po rożkach opaleniovych w kominku (komorze łukowej). Przy przemieszczaniu łuk się wydłuża (rysunek 2), a ścianki komory go chłodzi. Wpływa to na

zwiększanie się oporności łuku i zmniejszanie natężenia prądu. Jednocześnie wzrasta napięcie między stykami (rysunek 1a), które w momencie gaśnięcia łuku jest większe od napięcia zasilającego, i mówi się wówczas o tzw. przepięciu łączeniowym. Pojawianie się przepięcia jest nieuniknione, a jego wielkość zależy od indukcyjności obwodu oraz tego, jak szybko maleje wyłączany prąd.



Oznaczenia: 1 – styk nieruchomy; 2 – styk ruchomy; 3 – cewka wydmuchowa; 4 – rdzeń cewki wydmuchowej; 5 – komora łukowa; 6, 7 – rożki opaleniowe; 8 – przegroda komory łukowej; 9 – zacisk wejściowy; 10 – zacisk wyjściowy; 11 – mechanizm zamykający i utrzymujący wyłącznik w stanie zamknięcia; 12 – mechanizm wyzwalający; 13 – dźwignia styku ruchomego; a, b, c – pozycje łuku elektrycznego

Rys. 2. Idea gaszenia łuku elektrycznego w wyłącznikach szybkich [2]

Fig. 2. Idea of extinguishing electric arc in high speed circuit breakers [2]

3. Parametry istotne dla bezpiecznej i prawidłowej pracy wyłączników szybkich

Poprawne funkcjonowanie wyłącznika wiąże się przede wszystkim z odpowiednim doborem jego nastawy. Zalecane jest, aby prąd nastawienia spełniał nierówność [5]:

$$I_{\text{obc max}} + 200A \leq I_{\text{nast}} \leq I_{\text{zw min}} - 300A,$$

gdzie:

- $I_{\text{obc max}}$ – maksymalna wartość prądu obciążenia [A],
- I_{nast} – wartość prądu nastawienia wyzwacza wyłącznika szybkiego [A],
- $I_{\text{zw min}}$ – minimalna wartość prądu zwarciego [A].

Analizując powyższy wzór, widać pewną sprzeczność – z jednej strony prąd nastawienia powinien być jak największy, aby uniknąć wyłączeń od maksymalnych wartości prądów obciążeń trakcyjnych (niebędących stanem awaryjnym), z drugiej strony zaś – jak najmniejszy, aby skutecznie wyłączać minimalne prądy zwarciego. Zdaniem autorów z punktu widzenia bezpiecznej eksploatacji korzystne jest, aby prąd nastawienia wyzwacza WS był jak najmniejszy – ponieważ im niższa nastawa, tym niższa ograniczona wartość prądu zwarciego (rys. 1), czyli skuteczniejsze i bezpieczniejsze wyłączenie. W praktyce łatwiejsza do określe-

nia jest prawa strona powyższej nierówności, czyli minimalna wartość prądu zwarciegowego. Natomiast dla ustalenia konkretnej wartości prądu z lewej strony nierówności koniecznością jest określenie maksymalnych wartości prądów obciążeń przepływających przez poszczególne wyłączniki szybkie. Można je wyznaczyć w drodze symulacji komputerowej, dla której niezbędna jest znajomość m.in. układu zasilania, planowanego ruchu pociągów elektrycznych (rozkłady jazdy), podstawowe parametry taboru (charakterystyki trakcyjne).

Istotne jest również, aby przepływ prądu roboczego przez wyłącznik nie spowodował przegrzania żadnej części wyłącznika. Dopuszczalne przyrosty temperatur różnych części można znaleźć w [7]. Prąd znamionowy wyłącznika powinien spełniać nierówność [6]:

$$I_{sk15max} \leq I_{Ne}$$

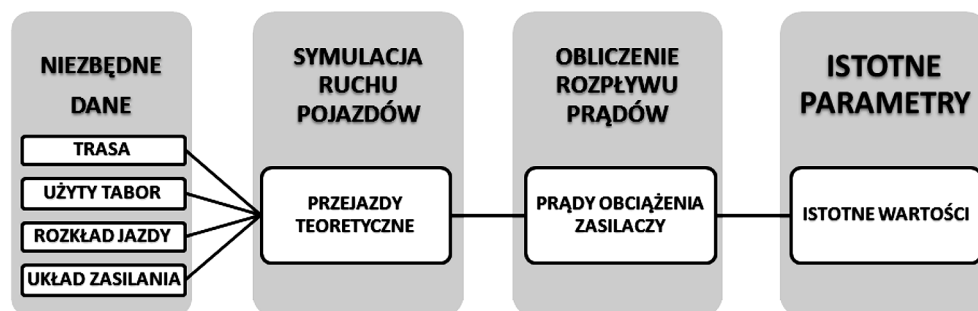
gdzie:

- $I_{sk15max}$ – maksymalna wartość prądu zastępczego 15-minutowego w czasie obciążenia [A],
- I_{Ne} – wartość prądu znamionowego wyłącznika szybkiego [A].

4. Przykłady obliczeniowe obciążeń maksymalnych

4.1. Algorytm obliczeń

Obliczenia obciążeń maksymalnych zostały wykonane wg algorytmu przedstawionego w uproszczony sposób na rys. 3.



Rys. 3. Algorytm wyznaczania prądów obciążeń trakcyjnych

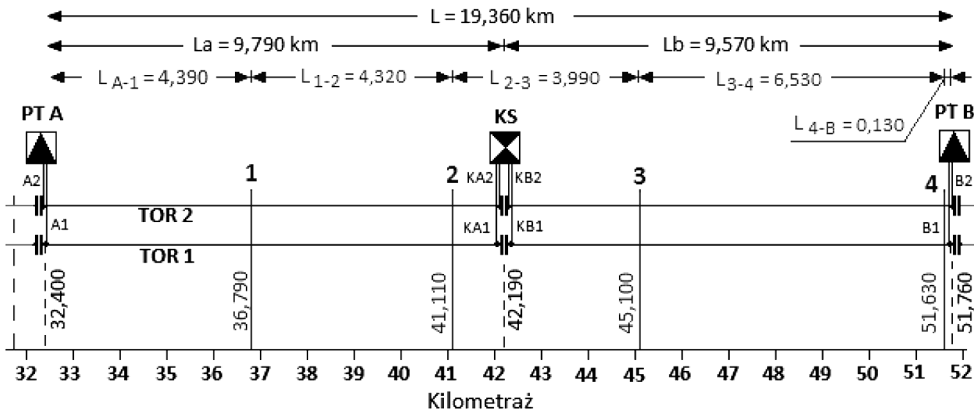
Fig. 3. Algorithm for traction load currents

Obliczenie obciążeń na odcinku zasilania sprowadza się przede wszystkim do wykonania tzw. przejazdów teoretycznych dla wszystkich poruszających się po nim pociągów zgodnie z rozkładami jazdy. Z obliczeń jednego przejazdu teoretycznego otrzymuje się m.in. wartości prądu pobieranego przez pociąg, co pozwala – przy znajomości jego położenia na trasie oraz znajomości układu zasilania – wyznaczyć rozpyw prądów obciążenia w poszczególnych zasilaczach (wyłącznikach szybkich). Znając przebiegi czasowe prądów obciążenia, możemy wyznaczyć bądź obliczyć szukane parametry (np. wartości maksymalne) w interesujących nas przedziałach czasowych. Pozwala to na zbadanie, jaki wpływ mają panujące lub planowane warunki ruchu (na rzeczywistym odcinku) na wartości prądów obciążenia w wyłącznikach szybkich.

4.2. Podstawowe dane wyjściowe

4.2.1. Układ zasilania

Zastosowany układ zasilania ma bardzo istotny wpływ na przebiegi wartości prądów w wyłącznikach szybkich. Jest rzeczą oczywistą, że inaczej kształtują się obciążenia WS w układzie jednostronnym, dwustronnym i dwustronnym z kabiną sekcijną. Nie bez znaczenia są także odległości pomiędzy poszczególnymi elementami układu zasilania.



Oznaczenia: PT A, PT B – podstacje trakcyjne A i B; KS – kabina sekcyjna; 1, 2, 3, 4 – przystanki/stacje

Rys. 4. Analizowany układ zasilania

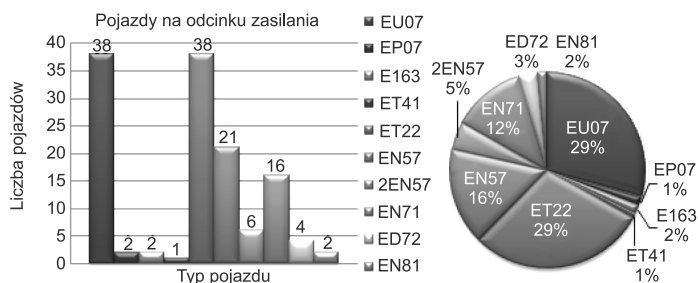
Fig. 4. Analyzed power supply system

Na rysunku 4 przedstawiono w uproszczony sposób schemat analizowanego odcinka zasilania. Jest to linia dwutorowa zasilana dwustronnie z podstacji trakcyjnych oznaczonych jako A i B. Prawie dokładnie w środku odcinka zasilania zlokalizowana jest kabina sekcyjna oznaczona jako KS. Całkowita długość odcinka zasilania wynosi 19,360 km. Układ ten zalicza się do typowych rozwiązań stosowanych w praktyce [5].

4.2.2. Tabor i planowany ruch

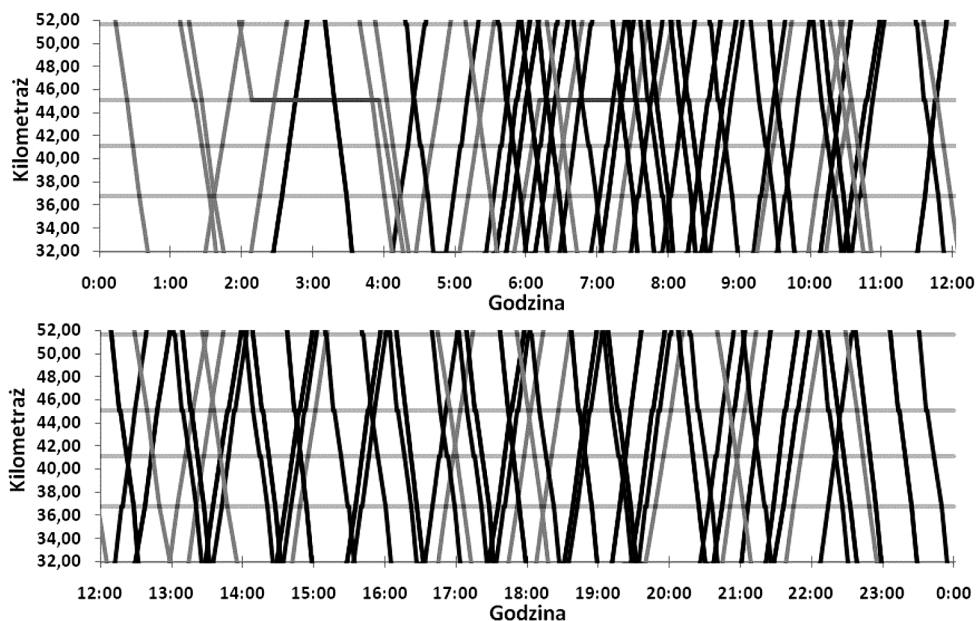
Informacja o tym, jakie elektryczne pojazdy trakcyjne kursują na rozpatrywanym odcinku zasilania, jest bardzo istotna przy dokonywaniu analizy prądów obciążenia. Różne typy pojazdów różnią się między sobą liczbą silników trakcyjnych, ich mocą oraz układem sterowania (sterowanie rezystorowe lub przekształtnikowe). Wszystkie te czynniki wpływają na pobór prądu przez pojazd, co przekłada się na obciążenia WS. Decydujące znaczenie ma również liczba pojazdów zasilana w danej chwili oraz ich położenie na trasie.

Na rysunku 5 zamieszczono liczbę i typy wszystkich pojazdów poruszających się na odcinku zasilania, a na rys. 6 – graficznie rozpatrywaną sytuację ruchową.



Rys. 5. Zestawienie pojazdów elektrycznych

Fig. 5. Summary of electric vehicles

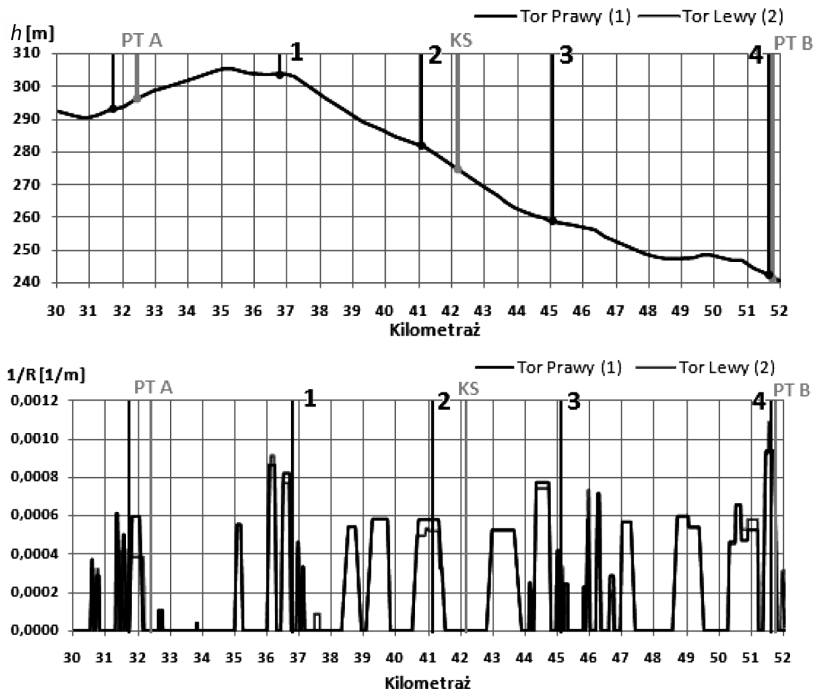


Rys. 6. Graficzny rozkład jazdy

Fig. 6. Graphical timetable

4.2.3. Charakterystyka trasy

Profil trasy, łuki oraz lokalizacja przystanków i stacji mają bardzo duże znaczenie dla ruchu pojazdów, a tym samym dla wartości obciążeń WS. Ukształtowanie terenu (profil i łuki) pokazano na rys. 7. Widać, że na rozpatrywanym odcinku zasilania dominują znaczne spadki w kierunku rosnącego kilometrażu oraz duża liczba łuków.



Oznaczenia: PT A – podstacja trakcyjna A; PT B – podstacja trakcyjna B; KS – kabina sekcyjna; 1, 2, 3, 4 – przystanki/stacje na analizowanym odcinku zasilania, h – wysokość terenu [m n.p.m.]; $1/R$ – krzywizna (odwrotność promienia łuku R)

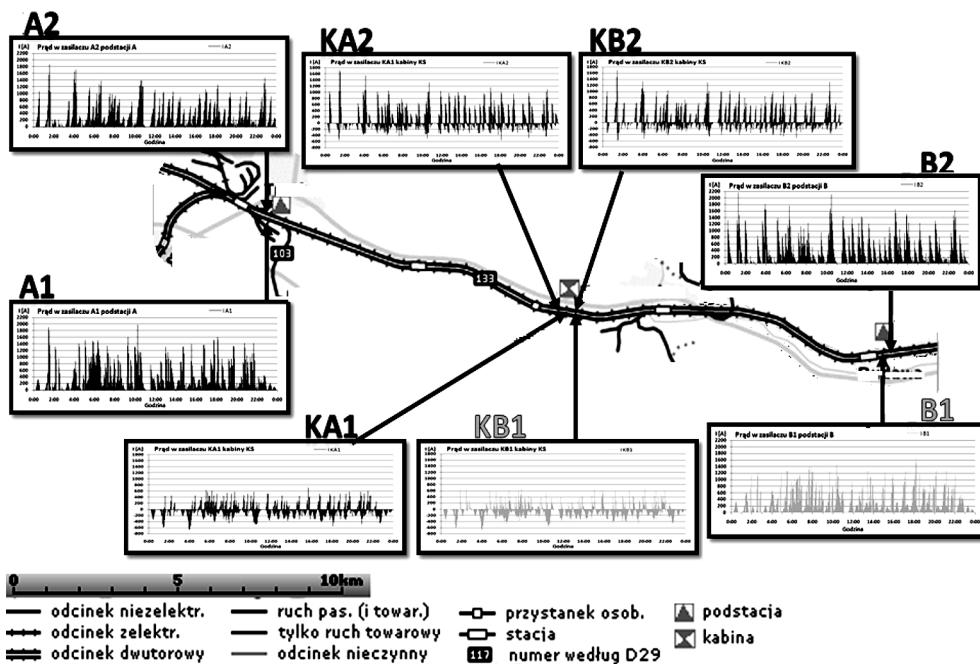
Rys. 7. Profil trasy i łuki na odcinku zasilania

Fig. 7. Route profile and arcs on power supply section

4.3. Wyniki symulacji

Wykonanie symulacji umożliwiło wyznaczenie przebiegów czasowych prądów obciążeń wyłączników szybkich zabezpieczających rozpatrywany odcinek zasilania. Obliczone obciążenia poszczególnych wyłączników szybkich w ciągu całego dnia przedstawiono poglądowo na rys. 8. Widać wyraźnie, jak dużą zmiennością charakteryzują się otrzymane przebiegi.

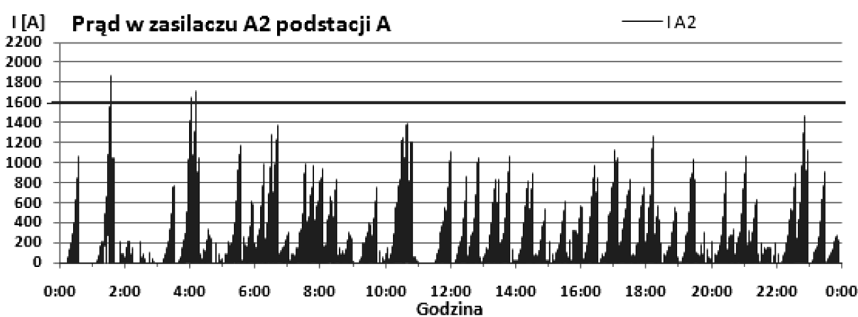
Ze względu na ograniczoną ilość miejsca zaprezentowane zostaną jedynie wybrane przebiegi. Rysunek 9 przedstawia przebieg prądu w zasilaczu A2 podstacji trakcyjnej A.



Oznaczenia: A1, A2 – zasilacze PT A; B1, B2 – zasilacze PT B; KA1, KA2, KB1, KB2 – zasilacze KS

Rys. 8. Wyniki symulacji

Fig. 8. Results of simulation



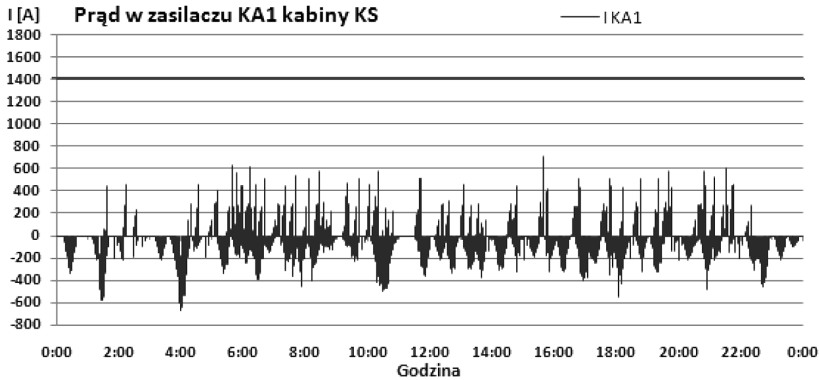
Oznaczenia: linia pozioma – nastawa WS w zasilaczu A2 (1600A)

Rys. 9. Obciążenie WS w zasilaczu A2

Fig. 9. Load of HSCB in line A2

Jak widać, prąd przez większość czasu nie przekracza nastawy WS, jednak występują sytuacje, gdzie może nastąpić zbędne zadziałanie WS. Nastawa tego wyłącznika powinna być wyższa.

Zupełnie inaczej kształtuje się obciążenie w zasilaczu KA1 kabiny sekcyjnej (rys. 10). Zauważmy, że w tym zasilaczu prąd ma przeważnie wartości ujemne, co oznacza przepływ w kierunku od sieci trakcyjnej do szyn zbiorczych kabiny, czyli w kierunku niepowodującym zadziałanie WS. Maksymalne wartości prądu w kierunku powodującym zadziałanie są zdecydowanie niższe niż nastawa WS. Zasadne byłoby zatem obniżenie progu zadziałania WS.

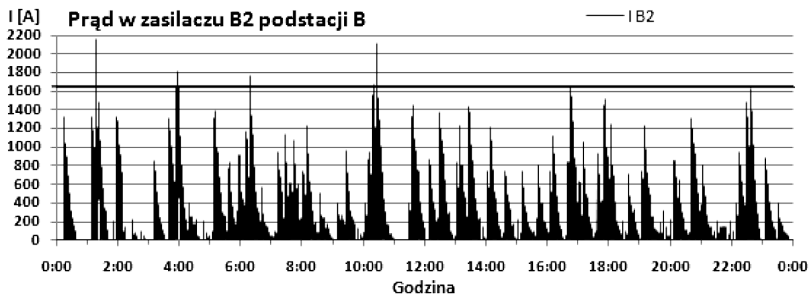


Oznaczenia: linia pozioma – nastawa WS w zasilaczu KA1 (1600A)

Rys. 10. Obciążenie WS w zasilaczu KA2

Fig. 10. Load of HSCB in line KA2

Symulacja wykazała, że najtrudniejsze warunki pracy ma wyłącznik w zasilaczu B2 (rys. 11).



Oznaczenia: linia pozioma – nastawa WS w zasilaczu B2 (1650A)

Rys. 11. Obciążenie WS w zasilaczu B2

Fig. 11. Load of HSCB in line B2

Obciążanie zasilacza B2 jest największe i prąd najczęściej przekracza tu nastawę wyzwalacza WS. Najwyższe wartości pojawiają się ok. godz. 1:30, 4:00 i 10:30, co – jak widać po rozkładzie jazdy (rys. 6) – ma związek z przejazdem pociągów towarowych w niewielkich odstępach czasu, prowadzonych przez sześciosilnikowe lokomotywy ET22. Zauważmy, że o godz. 1:30 oraz 4:00 natężenie ruchu jest stosunkowo niewielkie.

5. Wnioski

W celu właściwego i optymalnego nastawienia wyłącznika szybkiego konieczna jest znajomość zarówno minimalnego prądu zwarcia (I_{zwmin}), jaki może popłynąć, jak i maksymalnej wartości prądu obciążenia (I_{obcmax}). Wyznaczenie I_{zwmin} jest rzeczą stosunkową prostą i wymaga znajomości podstawowych parametrów układu zasilania, natomiast wyznaczenie I_{obcmax} jest bardzo trudne ze względu na mnogość czynników, które należy wziąć pod uwagę przy obliczeniach. Mimo tego wyznaczenie maksymalnej wartości prądu obciążenia daje znaczne korzyści, gdyż prowadzi do zmniejszenia kosztów eksploatacji wyłączników szybkich przez zminimalizowanie liczby zbędnych wyłączeń. Jak oszacowano we wstępie, koszty eksploatacji związane z niewłaściwym doбором nastaw mogą być liczone rocznie nawet w milionach złotych. Zdaniem autorów, bardziej dopasowana do obciążeń trakcyjnych nastawa wyłączników szybkich przyczynia się także do poprawy bezpieczeństwa, gdyż będzie powodowała działanie wyłącznika szybkiego tylko w stanach (albo prawie tylko) wymagających wyłączenia.

Symulacja obciążeń trakcyjnych umożliwi określenie jeszcze przed wprowadzeniem zmian (np. zmiany rozkładu jazdy) lub na etapie projektowania, jakie skutki dla układu zasilania planowane zmiany mogą wywołać m.in. w aspekcie doboru nastawy WS.

Literatura

- [1] Nasiałowski J., *Wyłączniki i styczniki prądu stałego*, Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa 1960.
- [2] Łuczywek Z., Słaby L., *Elektromonter podstacji trakcyjnych*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972.
- [3] Wdowiak J., Hanasz M., Nasiałowski J., *Podstacje trakcyjne*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1958.
- [4] Frontczak F., *Podstacje trakcyjne i ich zasilanie*, Kolejowa Oficyna Wydawnicza, Warszawa 1994.
- [5] Mierzejewski L., Szelağ A., Gałuszewski M., *System zasilania trakcji elektrycznej prądu stałego*, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1989.
- [6] Wdowiak J., Mierzejewski L., Szelağ A., *Projektowanie układów zasilania trakcji elektrycznej systemu prądu stałego*, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1993.
- [7] Polska Norma PN-EN 50123-1, *Zastosowania kolejowe. Urządzenia stacjonarne. Aparatura łączeniowa prądu stałego. Wymagania ogólne*.
- [8] <http://pkpenergetyka.pl/pl/strona/125-majatek-zakladowy-spolki>.

PIOTR BERA, ROBERT PILCH, JAN SZYBKĄ*

ZASTOSOWANIE SIECI NEURONOWYCH DO OCENY ZUŻYCIA PALIWA PRZEZ SAMOCHÓD

APPLICATION OF NEURAL NETWORKS FOR EVALUATION OF THE FUEL CONSUMPTION BY CAR

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę oceny zużycia paliwa przez samochody osobowe z zastosowaniem sieci neuronowych i wpływ szkodliwych produktów spalania na środowisko. Wykazano, że sieci neuronowe nadają się do przeprowadzenia tego typu ocen i mogą służyć do weryfikacji danych o zużyciu paliwa w teście NEDC (New European Driving Cycle), podawanych przez producentów każdego typu pojazdu samochodowego. Badania przeprowadzono w rzeczywistych warunkach eksploatacji na samochodzie Fiat Punto.

Słowa kluczowe: sieci neuronowe, zużycie paliwa, samochody

Abstract

The following paper discusses evaluation of the fuel consumption by cars with use of neural networks and influence of exhaust components on the environment. This paper proves that neural networks can be successfully applied in such case. They can also be used to verify the producers' data referring to fuel consumption in NEDC test for all vehicles. Research was conducted on Fiat Punto in real exploitation conditions.

Keywords: neural networks, fuel consumption, cars

* Piotr Bera, dr inż. Robert Pilch, dr hab. inż. Jan Szybka, prof. AGH, Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie.

Oznaczenia

$f^1(n_m^1)$	– funkcja przeniesienia warstwy ukrytej ($m = 1, \dots, M$),
$f^2(n_i^2)$	– funkcja przeniesienia warstwy wyjściowej,
L	– liczba danych w zbiorze uczącym,
M	– liczba neuronów w warstwie ukrytej,
\mathbf{W}^1	– macierz wag warstwy pierwszej (ukrytej),
\mathbf{W}^2	– macierz wag warstwy drugiej (wyjściowej),
x_i^1	– i -te wejście ($i = 1, \dots, 6$),
y_i^2	– wyjście sieci.

1. Wstęp

Stały wzrost liczby samochodów połączony z brakiem dostosowanej infrastruktury drogowej prowadzi do znacznego wzrostu zanieczyszczenia powietrza, wzrostu zachorowań na choroby dróg oddechowych i niszczenia środowiska naturalnego.

Utrzymanie płynności ruchu samochodowego jest jednym z ważniejszych warunków zmniejszenia emisji zanieczyszczeń do środowiska.

Niepotrzebne wydłużenie czasu oczekiwania na skrzyżowaniu jest przyczyną nadmiernego zużycia paliwa i źródłem dodatkowych zanieczyszczeń oraz niekorzystnie wpływa na czas przejazdu.

W artykule przeanalizowano zużycie paliwa w zależności od warunków eksploatacji na przykładzie popularnego samochodu Fiat Punto. Do oceny zużycia zastosowano sieci neuronowe, które z powodzeniem mogą być wykorzystane do weryfikacji norm zużycia paliwa podawanych przez producenta.

2. Aspekty ekologiczne

2.1. Charakterystyka produktów spalania

Transport drogowy jest źródłem emisji zanieczyszczeń pochodzących ze spalania paliw oraz zużycia podzespołów, takich jak klocki hamulcowe, sprzęgła cieme czy opony.

Składniki spalin silnika spalinowego można podzielić ogólnie na składniki toksyczne i nietoksyczne. Do składników toksycznych zalicza się: tlenek węgla (CO), tlenki azotu (NO_x) oraz węglowodory (HC). Wśród głównych składników nietoksycznych wyróżnia się: dwutlenek węgla (CO_2), tlen (O_2), azot (N_2) i parę wodną (H_2O).

Szczególnie istotne są emisje wszystkich związków toksycznych oraz dwutlenku węgla, który przyczynia się do tzw. efektu cieplarnianego.

Tlenek węgla jest efektem niedokończonego procesu spalania węgla w komorze silnika przy niedoborze powietrza (mieszanka bogata). Przy zatruciach CO jest pochłaniany przez płuca, skąd przenika do krwi i łączy się trwale z hemoglobina, tworząc karboksyhemoglobinę, niezdolną do przenoszenia tlenu. Ponieważ powinowactwo CO do hemoglobiny jest ok. 300 razy większe niż tlenu, następuje gwałtowne obniżenie zawartości oksyhemoglobiny i w konsekwencji niedotlenienie organizmu (głównie mózgu i mięśnia sercowego). Po zatruciach mogą występować powikłania w postaci nerwobóli, uszkodzeń ośrodkowego układu

nerwowego oraz zmiany w czynnościach płuc i serca. Stężenie od 0,10–0,20% tlenku węgla przez 30 minut powoduje już śmierć człowieka.

Węglowodory (HC) są to niespalone lub częściowo spalone cząsteczki paliwa o bardzo negatywnym działaniu na organizm człowieka. Najbardziej niebezpieczną grupą są węglowodory aromatyczne jednopierścieniowe, a wśród nich benzen, który w dużych stężeniach powoduje śmierć. Rozpuszczając się w tłuszczach, węglowodory mogą kumulować się tkankach ludzi oraz zwierząt.

Wielkość emisji tlenków azotu zależy od ciśnienia i szczytowych temperatur podczas procesu spalania w komorze silnika. W wyżej wymienionym procesie azot wchodzi w reakcję z tlenem, tworząc tlenek azotu (NO) oraz niewielkie ilości dwutlenku azotu (NO₂) i podtlenku azotu (N₂O). Zaliczane są one do najbardziej toksycznych gazów spalinowych. Tlenek azotu (NO) jest gazem bezbarwnym, w organizmie ludzkim szybko reaguje z hemoglobina, w tkankach utlenia się do (NO₂). Dwutlenek azotu w kolorze czerwono-brązowym o ostrym zapachu i trujących właściwościach występuje zawsze w towarzystwie innych nitrogenów. W małych stężeniach wywołuje podrażnienie dróg oddechowych, a przy stężeniu w powietrzu powyżej 0,38 [mg/dm³] prowadzi również do zatrucia śmiertelnego.

Dwutlenek węgla jest gazem bezbarwnym, nietoksycznym, bez zapachu, niepalnym, 1,5 raza cięższym od powietrza. Nadmierny wzrost zawartości tego gazu w atmosferze powoduje tzw. efekt cieplarniany. Powstaje jako produkt spalania węgla (C) w komorze spalania silnika. Im wyższa procentowo zawartość CO₂ w spalinach, tym efektywniej pracuje silnik. Największe wartości stężenia CO₂ osiągane są przy współczynniku nadmiary powietrza równym 1, a więc dla mieszanki stechiometrycznej. W pojazdach posiadających silniki z zapłonem iskrowym wyposażonych w trójfunkcyjny reaktor katalityczny, pozostałe po procesie spalania tlenek węgla (CO) i węglowodory (HC) są utleniane, a tlenki azotu zredukowane, w efekcie czego powstaje dwutlenek węgla (CO₂) i para wodna (H₂O).

Dokładne określenie wpływu spalin na organizm człowieka jest jednak trudne, gdyż zależy od wielu czynników, takich jak: wiek, odporność organizmu, stężenie zanieczyszczeń i czas ich oddziaływania, jak również warunki klimatyczne. Jednak spaliny samochodowe są znacznie bardziej szkodliwe dla ludzi niż zanieczyszczenia pochodzące z przemysłu. Wynika to z faktu, że rozprzestrzeniają się one w dużych stężeniach na niskich wysokościach, czyli w bezpośrednim sąsiedztwie ludzi.

2.2. Normy emisji spalin

Aby ograniczyć emisję szczególnie szkodliwych, toksycznych związków, wprowadzono europejski standard emisji spalin, który w formie dyrektyw europejskich (od Euro I z 1993 r. przez aktualną Euro V z 2009 r. po planowaną Euro VI na 2014 r.) określa dopuszczalną emisję toksycznych składników spalin w nowych samochodach. Każda kolejna dyrektywa charakteryzowała się większą restrykcyjnością. Konstruktorzy, aby sprostać tym wymaganiom, początkowo udoskonalali proces spalania. Jednak gdy trafiło to na fizyczne bariery i nie zapewniało już ewidentnej poprawy czystości spalin, musieli skupić się na ich oczyszczaniu. W tabeli poniżej przedstawiono przykładowo dopuszczalne wartości emisji według norm Euro.

Dopuszczalne wartości emisji spalin w normach Euro dla pojazdów z silnikiem benzynowym z zapłonem iskrowym o masie do 3500 kg

[g/km]	EURO I	EURO II	EURO III	EURO IV	EURO V	EURO VI
CO	2,72	2,2	2,3	1	1	1
HC	–	–	0,2	0,1	0,1	0,1
NO _x	–	–	0,15	0,08	0,06	0,06
HC + NO _x	0,97	0,5	–	–	–	–
PM	–	–	–	–	0,005	0,005

Opracowywane standardy nie dotyczą jednak pojazdów już jeżdżących, tylko samochodów nowych, dopuszczanych do sprzedaży. Ponadto należy zwrócić uwagę na fakt, że liczba samochodów ciągle rośnie. Ich szczególne zagęszczenie występuje na terenach miejskich, gdzie poruszają się często w korkach, na krótkich dystansach, przebywając znaczną część trasy, gdy silnik jest w fazie nagrzewania i emituje zdecydowanie większy poziom szkodliwych składników [1].

W dalszej części opracowania podjęto próbę określenia wpływu wybranych czynników na zużycie paliwa, a tym samym emisję składników spalin przez samochód eksploatowany na terenie miejskim.

3. Ocena zużycia paliwa z zastosowaniem sieci neuronowych

3.1. Charakterystyka warunków przeprowadzania badań

Na wielkość zużycia paliwa, a tym samym na emisję szkodliwych składników spalin ma wpływ wiele czynników. Na podstawie obowiązującego cyklu jezdnego NEDC (New European Driving Cycle) można wyszczególnić 3 główne grupy: warunki drogowe, warunki atmosferyczne i sposób eksploatacji przez użytkownika.

Warunki drogowe określa wykres prędkości w czasie, warunki atmosferyczne określa temperatura otoczenia i wilgotność powietrza, a sposób eksploatacji jest uwzględniany poprzez ściśle określone wartości przyspieszeń samochodu oraz zmiany biegów przy odpowiednich prędkościach pojazdu.

W poniżej przedstawionym przykładzie obliczania zużycia paliwa, z wykorzystaniem sztucznej sieci neuronowej, zostały uwzględnione następujące czynniki: warunki drogowe, warunki atmosferyczne i sposób eksploatacji przez użytkownika.

Do pomiarów został użyty Fiat Punto o objętości skokowej silnika 1,2 dm³ i mocy 44 kW (60 KM). Pomiarów dokonywano na obszarze miasta Krakowa ze względu na płaską rzeźbę terenu (przeprowadzono pomiary zużycia paliwa na trasach zamkniętych – koniec trasy jest jednocześnie początkiem), co pozwala na pominięcie wpływu oporów wzniesienia na sumaryczne zużycie paliwa.

Aby zwiększyć prawdopodobieństwo, że wartość zużycia paliwa obliczona przez sieć będzie jak najlepiej odzwierciedlała rzeczywistość i w celu wyeliminowania błędów pomia-

rowych, na początku sformułowano niezbędne wymagania odnośnie sposobu przeprowadzania badań.

Zgodnie z założeniem muszą być zachowane poniższe wymagania:

- utrzymanie stałego ciśnienia w oponach, utrzymanie stałego poziomu oleju w silniku, utrzymanie stałego poziomu płynu w układzie chłodzenia, eksploatacja tylko z jednym pasażerem bez dodatkowego bagażu, samochód eksploatowany przez tego samego kierowcę oraz samochód tankowany tylko na stacjach jednej marki.

Dodatkowe parametry, przy których były dokonywane pomiary:

- stałe użycie świateł mijania, używanie ogrzewania tylko dla temperatury otoczenia mniejszych od 7–5°C, używanie nawiewu w samochodzie przez cały czas eksploatacji, jazdy tylko i wyłącznie z zamkniętymi szybami oraz używanie opon letnich dla temperatur powyżej 7°C (średnia tygodniowa temperatura), pomiary nie były dokonywane przy wietrznej pogodzie i przy dużych opadach śniegu.

Aby było możliwe zaprogramowanie sieci trenowanej z nauczycielem, niezbędne jest zbudowanie zbioru uczącego. Opiera się on na pomiarze głównych czynników mających wpływ na zużycie paliwa w czasie kolejnych przejazdów po zamkniętych trasach, a mianowicie: średnia szybkość samochodu, procentowy czas postoju, liczba zimnych rozruchów na 100 km, liczba startów na 1 km, styl jazdy, temperatura otoczenia oraz samego zużycia paliwa w dm³ dla każdego takiego przejazdu przeliczonego na 100 km.

Tabela 2

Wybrane dane eksploatacyjne ze zbioru uczącego

Parametry/nr pomiaru	1	2	3	4	5	6	...	L
Styl jazdy	1	3	1	2	2	1	3	2
Średnia temp, otoczenia [°C]	6,5	5,8	3,2	-1,2	5,4	12,3	13	8,9
Średnia prędkość samochodu [km/h]	21,8	21,9	22,2	19,2	37,9	45,9	34,8	32,9
Procentowy czas postoju	19,6	26,9	24,9	30,9	13,9	9,3	19,6	22,2
Liczba zimnych rozruchów na 100 [km]	7	7	7,2	9	4,2	4,2	5,3	4
Liczba ruszeń na 1 [km] drogi	1,9	2,1	2,1	2,6	0,7	0,2	0,9	1,2
Zużycie paliwa w dm ³ na 100 [km]	6,93	8,33	7,25	8,08	6,26	4,95	6,50	6,48

3.2. Zastosowanie sieci neuronowych

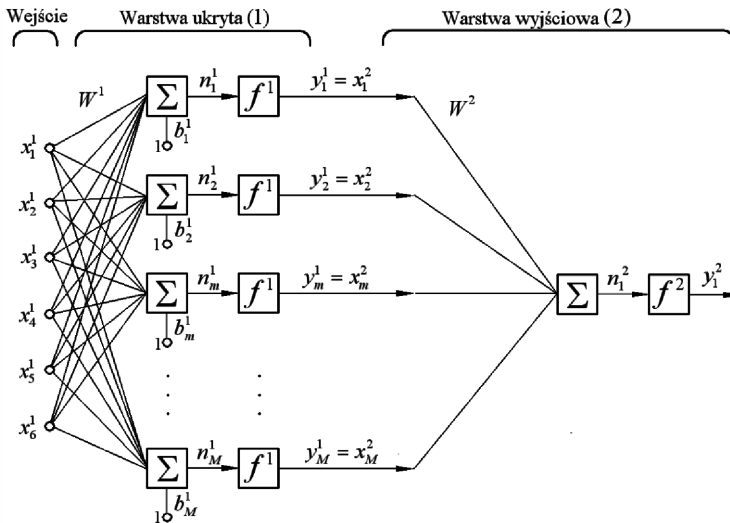
Sztuczna sieć neuronowa jest to struktura składająca się z wielu prostych elementów przetwarzających równolegle informacje.

Sieć mająca za zadanie rozwiązanie nieliniowego problemu musi zawierać przynajmniej jedną warstwę ukrytą, składającą się z neuronów o nieliniowych funkcjach przejścia oraz warstwę wyjściową z neuronami o liniowych lub nieliniowych funkcjach przejścia (w zależności od rozwiązywanego problemu). Liczba wejść i wyjść zależy od rozpatrywanego zagadnienia, ale liczba neuronów w warstwach ukrytych – od osoby projektującej sieć.

Proces programowania sztucznej sieci neuronowej można podzielić na trzy etapy: pierwszy do zbudowanie zbioru uczącego, drugi to definiowanie sieci, jej parametrów, trzeci to

proces trenowania. Przy czym należy zaznaczyć, że wszystkie te obszary mają wzajemnie na siebie wpływ i nigdy nie powinny być rozpatrywane oddzielnie [3, 4].

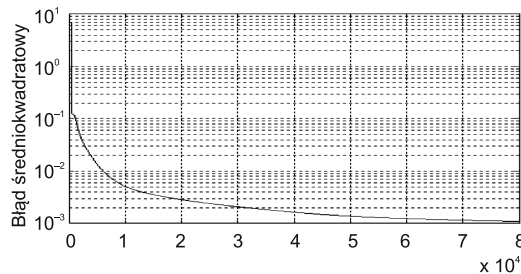
Sieć neuronowa realizująca powyższe zadanie ma strukturę zaprezentowaną na poniższym rysunku nr 1.



Rys. 1. Dwuwarstwowa sieć neuronowa z sześcioma wejściami, M neuronami ukrytymi i jednym wyjściem, służąca do obliczania zużycia paliwa

Fig. 1. A two-layer network with six inputs, M hidden neurons and one output for computing fuel consumption in car

Odpowiednia analiza zbioru danych pod kątem ich bezpośredniego wpływu na zużycie paliwa pozwala na ograniczenie liczby neuronów w warstwie ukrytej oraz skrócenie procesu trenowania. Do uczenia sieci zastosowano metodę gradientową ze zmiennym współczynnikiem uczenia. Wykres błędu przedstawiono na rysunku 2.



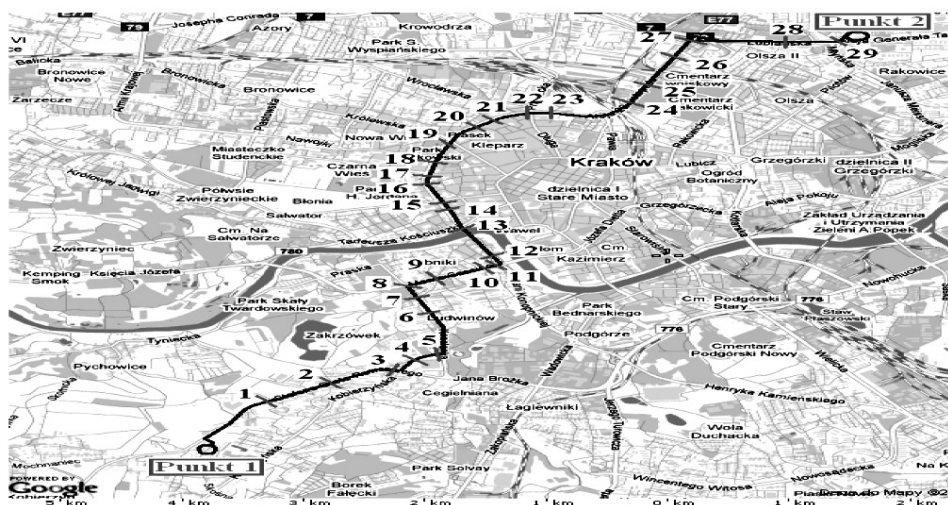
Rys. 2. Wykres błędu w procesie uczenia

Fig. 2. Mean square error vs training epochs

Tak nauczona sieć (z wartościami wag zapewniającymi minimalny błąd średniokwadratowy) jest w stanie dla dowolnych danych wejściowych obliczyć wartość zużycia paliwa [3, 4].

3.3. Ocena zużycia paliwa na przykładzie samochodu punto

Po zakończonym procesie trenowania możliwe jest symulowanie sieci dowolnymi wartościami wejściowymi. Na rysunku 3 przedstawiona została symulacja przejazdu w różnych warunkach ruchu drogowego i różnym sposobie jazdy. W zależności od godziny przejazdu i sposobu użytkowania uzyskuje się różne wartości zużycia paliwa.



Rys. 3. Symulowana trasa przejazdu przez Kraków

Fig. 3. The track of simulated ride in Cracow

Tabela poniżej przedstawia wyniki symulacji sieci neuronowej dla powyższej trasy – rano z punktu 1 do punktu 2, po południu z punktu 2 do punktu 1 (trasa zamknięta).

Tabela 3

Wartości zużycia paliwa w dm^3 na 100 km dla różnych warunków drogowych i stylów prowadzenia samochodu przy stałych warunkach pogodowych

temp. = 8°C, liczba rozruchów = 8/100 km	Styl 1 (ekonomiczny)	Styl 2 (normalny)	Styl 3 (dynamiczny)
5:30 i 14:00; vsr = 38 km/h czas postoju = 6.5%; liczba ruszeń = 0,5/km	5,98	6,45	6,54
6:15 i 15:00; vsr = 23 km/h czas postoju = 21%; liczba ruszeń = 1,7/km	6,26	7,11	7,78
7:00 i 16:00; vsr = 17,8 km/h czas postoju = 33%; liczba_ruszeń = 2,9/km	7,63	8,15	8,25

Styl 2 odpowiada zakresom prędkości w teście europejskim NEDC.

Z przeprowadzonej analizy można wyciągnąć następujące wnioski:

- użytkowanie samochodu w godzinach wcześniejszych przy ekonomicznym stylu jazdy pozwala zmniejszyć zużycie paliwa o **21,6%** w porównaniu z najniekorzystniejszymi warunkami eksploatacji,
- w tych samych warunkach drogowych niewłaściwy sposób użytkowania zwiększa zużycie paliwa nawet o **24,3%**,
- użytkowanie samochodu w godzinach największego ruchu ulicznego, przy niestosowaniu się do zasad ekonomicznej jazdy powoduje wzrost zużycia paliwa o blisko **38%** w porównaniu z najkorzystniejszymi warunkami drogowymi i ekonomicznym stylem jazdy.

Zakładając więc, że spalanie 1 dm³ benzyny powoduje powstanie 2370 g CO₂, można założyć, że wybierając odpowiednią porę użytkowania pojazdu oraz ekonomiczny styl jazdy przy przejechaniu w mieście w ciągu roku tylko 10 000 km, można zmniejszyć maksymalnie emisję samego CO₂ aż o 537 990 g, czyli o ponad pół tony z każdego samochodu. Na warunki jazdy nie zawsze jednak mamy wpływ. Mimo to poprzez stosowanie tylko ekonomicznego stylu jazdy przy 10 000 km rocznie można średnio zmniejszyć emisję CO₂ o ponad 0,2 Mg, a maksymalnie nawet o ponad 0,36 Mg z każdego samochodu. Po przejechaniu więcej niż 10 000 km rocznie wartości te jeszcze odpowiednio wzrosną.

4. Wnioski

Przeprowadzona za pomocą sieci neuronowej analiza pozwala na ocenę ilościowego wpływu warunków drogowych i sposobu użytkowania na zużycie paliwa przez samochody osobowe. Wskazuje jednocześnie na konkretne oszczędności w wydatkach na paliwo przy eliminowaniu złych nawyków i dokonaniu zmian, jeśli chodzi o godziny użytkowania samochodu.

Niezależnie od sposobu eksploatacji samochodów istotnym czynnikiem ograniczającym niekorzystne oddziaływanie na środowisko komunikacji samochodowej jest właściwa organizacja ruchu pojazdów. Każdy przestój na skrzyżowaniu lub w korkach samochodowych połączony jest z zatrzymaniem pojazdu i kolejnym ruszaniem, powodując intensywniejsze emitowanie szkodliwych związków do środowiska.

Literatura

- [1] Brzeżański M., *Emisja toksycznych składników spalin w fazie nagrzewania się silnika spalinowego o zapłonie iskrowym z zastosowaniem akumulatora ciepła*. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2006.
- [2] Rokosch U., *Układy oczyszczania spalin i pokładowe systemy diagnostyczne samochodów OBD*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2007.
- [3] Tadeusiewicz R., *Sieci Neuronowe*, Akademicka Oficyna Wydawnicza, Warszawa 1993.
- [4] Mathworks, <http://www.mathworks.com/> (2010).

EMIL CEGIELNY*

BADANIE PRZYCZYŃ USZKODZENIA ŚRUB STOPOWYCH PRZYTWIERDZENIA SZYN DO PODKŁADÓW TYPU K

RESEARCH INTO THE CAUSES OF DAMAGE OF THE ALLOY BOLTS FASTENING RAILS TO THE K TYPE CROSSTIES

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych elementów przytwierdzenia sztywnego szyn do podkładów kolejowych typu K, to jest śrub stopowych i nakrętek. Zawarto wyniki badań składu chemicznego i mikrostruktury materiału śrub, własności mechanicznych oraz badania metaloznawcze wykonane na przełamach i przekrojach uszkodzonych śrub wraz z nakrętkami. Postawiono hipotezę dotyczącą przyczyny i mechanizmu zrywania się śrub stopowych w trakcie montażu i demontażu.

Słowa kluczowe: śruby stopowe i nakrętki, skład chemiczny, własności mechaniczne, parametry gwintu, mechanizm uszkodzenia śrub

Abstract

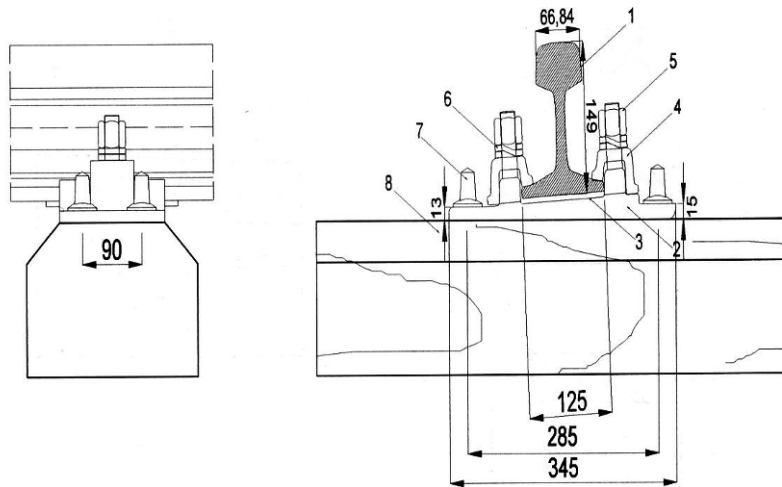
The paper presents laboratory test results and analytical calculations of components of rigid attachment of rails to sleepers type K, it is alloy bolts and nuts. The article contains the research results of chemical composition and microstructure of the bolts material, mechanical properties, analysis of stress in fasteners elements and metallurgy research made on breakthroughs and cross-sections damaged bolts and nuts. The hypothesis concerning the causes and mechanism of breaking the bolt alloy during assembly and disassembly

Keywords: alloy bolts and nuts, chemical composition, mechanical properties, thread parameters, bolts failure mechanism

* Dr inż. Emil Cegielnny, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Śruby stopowe wraz z nakrętkami są elementami składowymi przytwierdzenia sztywne szyn do podkładów typu K, powszechnie eksploatowanego przez koleje polskie. Dzięki przytwierdzeniom szyn do podkładów dwa toki szynowe tworzą wraz z podkładami rodzaj ustroju ramowego spoczywającego w warstwie podsypki. Rozwiązanie konstrukcyjne przytwierdzenia typu K wraz z pozostałymi elementami składowymi zilustrowano na rysunku 1.



Rys. 1. Przytwierdzenie typu K szyny 49E1 (S49) do podkładu drewnianego [1]: 1 – szyna, 2 – podkładka żebrowa, 3 – przekładka podszynowa, 4 – łapka, 5 – śruba stopowa z nakrętką, 6 – pierścień sprężysty podwójny, 7 – wkręt, 8 – podkład drewniany

Fig. 1. The K-type fastening of the 49E1 (S49) rail to the wooden crosstie [1]: 1 – rail, 2 – pad, 3 – sub-rail separator, 4 – clip, 5 – alloy bolt with a nut, 6 – double resilient ring, 7 – screw, 8 – wooden crosstie (sleeper)

Wartość pionowej siły docisku stopki szyny w przytwierdzeniu nie jest jednoznacznie określona ze względu na różnorodne rozwiązania konstrukcyjne przytwierdzeń stosowanych w praktyce. Zróżnicowanie typów przytwierdzeń wynika z odmiennych doświadczeń poszczególnych kolei, przyjmujących różne założenia przy opracowywaniu ich koncepcji [2]. Według jednego z nich możliwe jest jedynie wspólne pionowe przemieszczanie szyny wraz z przytwierdzonym do niej podkładem. Zgodnie z drugim założeniem dopuszczalny jest natomiast ruch pionowy szyny w stosunku do podkładu, około 1 mm, z zachowaniem dobrego prowadzenia zestawu kołowego [1, 2].

Pionowa siła docisku stopki szyny w przytwierdzeniu powinna zapewnić wystarczający opór przeciwko podłużnemu przemieszczaniu się szyn po podkładach. Przytwierdzenie powinno utrzymywać również szerokość toru i poprzeczne pochylenie szyny, a w przypadku podkładów betonowych także stanowić izolację między szyną a podkładem. W przypadku przytwierdzeń eksploatowanych przez PKP pionowa siła docisku stopki szyny powinna wynosić 9,0–10,0 kN [2].

Celem przeprowadzonych badań było określenie mechanizmu uszkodzenia omówionych elementów złącznych do przytwierdzania szyn, polegającego na zrywaniu się śrub stopowych wraz z nakrętkami. Uszkodzenia tego typu stwierdzano zarówno podczas montażu, jak i demontażu przytwierdzenia.

2. Skład chemiczny i mikrostruktura materiału śrub

Materiał do badań składu chemicznego pobrano odrębnie z dwu śrub wybranych losowo z różnych serii. W badaniach wykorzystano metodę spektrometryczną. Otrzymane wyniki przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

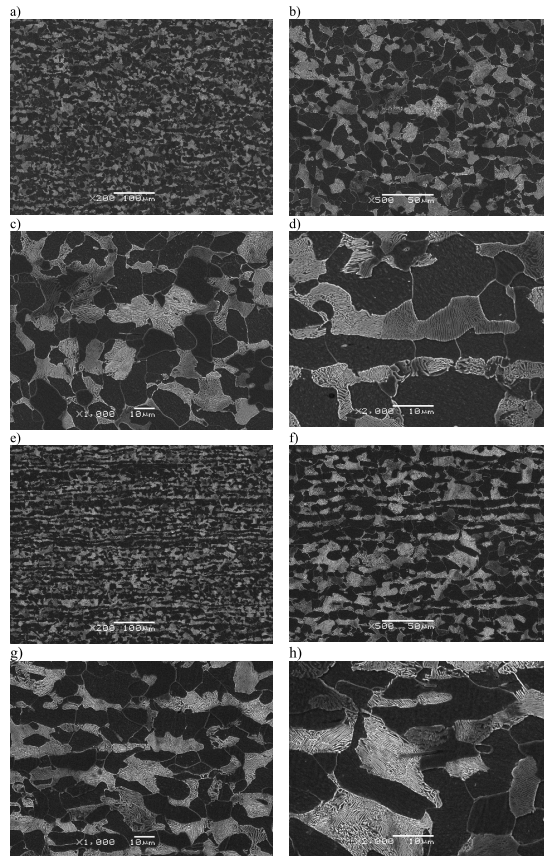
Wyniki analizy składu chemicznego próbek pobranych ze śruby 1 i 2

Specyfikacja	Zawartość pierwiastków [% masowe]								
	C	MN	SI	P	S	NI	CR	CU	Inne
Śruba 1	0,345	0,607	0,231	0,018	0,010	0,024	0,065	0,060	MO = 0,008 AL = 0,025 V = 0,0004 TI = 0,0008
Śruba 2	0,360	0,689	0,238	0,018	0,015	0,030	0,051	0,056	
Wymagania wg PN ISO 898-1:2001 kl4.6	max. 0,55	–	–	max. 0,05	max. 0,06	–	–	–	–

Na podstawie uzyskanych wyników w badaniach składu chemicznego można wnioskować, że śruby 1 i 2 wykonano z niestopowej stali konstrukcyjnej węglowej o zawartości węgla około 0,35%, zgodnie z wymaganiami zawartymi w PN-EN ISO 898-1:2001; kl. 4.6.

Mikrostrukturę materiału badanych śrub 1 i 2 przedstawiono na rysunku 2. Jest ona ferrytyczno-perlityczna i odpowiada podanej w tabeli 1 zawartości węgla. Pasowość mikrostruktury materiału śruby nieuszkodzonej 2 jest nieznacznie większa.

Badania metalograficzne przeprowadzone na próbce wzdłużnej, wyciętej ze śruby 2, nie ujawniły mikropęknięć we wrębach gwintu. W mikrostrukturze warstwy wierzchniej śruby 2 stwierdzono jedynie niewielkie wady strukturalne pochodzące od wtrąceń niemetalicznych.



Rys. 2. Mikrostruktura w części centralnej: a–d) śruba 1, e–h) śruba 2

Fig. 2. The microstructure in the central part: a–d) bolt 1, e–h) bolt 2

3. Twardość i wytrzymałość śrub na zrywanie

Badania twardości wykonano z użyciem twardościomierza Brinella firmy Alpha kulką o średnicy 10 mm i obciążeniu 9807 N. Badania wykonano zgodnie z procedurą badawczą PB/2-9/LB3 oraz normami PN-EN ISO 6506-1 i PN-EN ISO 898-1:2001. Badaniami objęto śruby serii SZ07 i nakrętki ZC. Dla celów porównawczych badaniami objęto również śruby innego wykonawcy oznaczone symbolem Z08. Uzyskane wyniki zamieszczono w tabeli 2.

Zestawione w tabeli 2 wyniki świadczą, że wszystkie zarejestrowane wartości twardości śrub i nakrętek mieszczą się w przedziale wartości dopuszczalnych, w pobliżu wartości średnich.

Tabela 2

Twardość śrub stopowych i nakrętek

Wyszczególnienie	Śruby stopowe serii SZ 07			Śruby stopowe serii Z 08			Nakrętki serii ZC		
Wyniki pomiarów	149	148	146	150	152	148	167	169	165
HB _{sr}	147,70			150,00			167,00		
Wymagania wg PN-EN ISO 898-1:2001	1146209			114–209			–		

Badanie wytrzymałości śrub na zrywanie polegało na obciążeniu śruby w maszynie wytrzymałościowej siłą powodującą jej zerwanie, przy czym wolna długość gwintu była większa od 22 mm. Próby zrywania śrub serii SZ06, SZ07 i Z08 wykonano w IMP w Warszawie na hydraulicznej maszynie wytrzymałościowej firmy Otto Wolper Werke model U35 o zakresie siłomierza 0–350 kN. Badania przeprowadzono zgodnie z procedurą badawczą PB/2-1/LB4 i normą PN-EN ISO 898-1:2001. Otrzymane wartości wytrzymałości na zrywanie zamieszczono w tabeli 3.

Z zamieszczonych w tabeli 3 wyników pomiarów można wnioskować, że wszystkie z badanych śrub, tj. serii SZ06, SZ07, Z08, spełniają wymagania pod względem wytrzymałości na zrywanie.

Tabela 3

Wytrzymałość na zrywanie śrub stopowych serii SZ i Z

Wyszczególnienie	Śruby stopowe serii SZ 06			Śruby stopowe serii SZ 07			Śruby stopowe serii Z 08		
Siła zrywająca [kN]	199,0	197,0	198,0	208,0	207,0	202,0	201,0	203,0	199,0
				199,0	199,0	200,0			
Wartość średnia	198,0			202,5			201,00		
Wymagania wg PN-EN ISO 898-1:2001	min. 121,0			min. 121,0			min. 121,0		

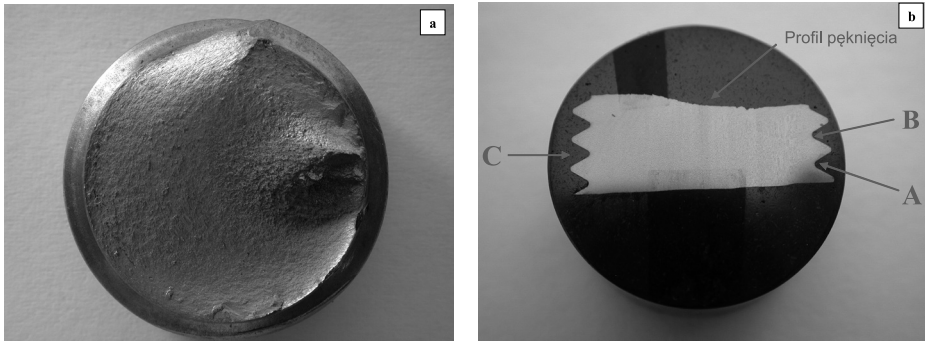
4. Badania metaloznawcze śrub uszkodzonych

Badania metaloznawcze śrub uszkodzonych wykonano w dwu etapach. W etapie pierwszym wykonano badania metalograficzne przełomu śruby nr 1 wybranej losowo ze zbioru śrub uszkodzonych dostarczonych do badań. W drugim etapie do badań wybrano losowo jedną z trzech śrub uszkodzonych w trakcie badań eksploatacyjnych. Zerwaną śrubę wraz z zablokowaną na niej nakrętką oznaczono numerem 3.

Ogólny widok przełomu śruby 1 przedstawiono na rys. 3. Na mikrofotografiach przedstawionych na rysunkach 4 i 5 pokazano szczegóły topograficzne przełomu śruby wykonanej z zastosowaniem skaningowego mikroskopu elektronowego (SEM) JS-50LV firmy Jeol.

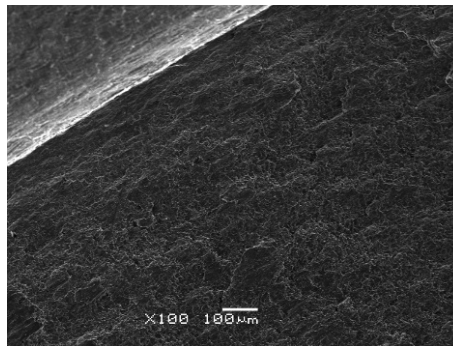
Szczegółowe obserwacje mikroskopowe wykazały, że pęknięcie śruby 1 powstało na skutek przekroczenia krytycznej wartości naprężeń stycznych (ścianania). Efekt ich działania objawia się w postaci gładkiej powierzchni przelomu z charakterystycznym stożkiem na jej powierzchni. Taki kształt powierzchni przelomu obserwowano na wszystkich uszkodzonych śrubach, które poddano badaniom wizualnym.

Na powierzchni przelomu śruby 1, we wrębie gwintu, zauważyć można zarodki szczelin zmęczeniowych, co przedstawiono na mikrofotografiach 6–7. Badania metalograficzne wykonano na próbce wzdłużnej, wyciętej ze śruby 1, po polerowaniu i trawieniu 4-procentowym azotalem. Badania te ujawniły również zarodki pęknięć występujące we wrębach gwintu śruby 1. Mikropęknięcia te niewątpliwie mogły ułatwić proces ścianania śruby 1.



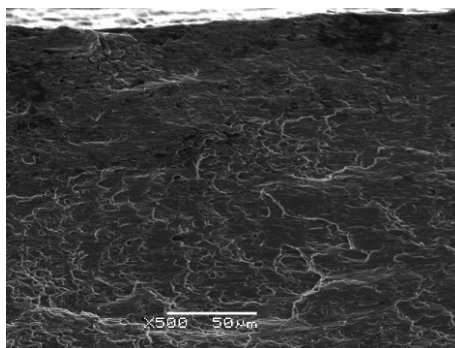
Rys. 3. Próbkę metalograficzną pękniętej śruby 1: a) zdjęcie makroprzelomu, b) widok przekroju poprzecznego z profilem pęknięcia, A, B, C – analizowane wręby gwintu

Fig. 3. The metallographic sample of the fractured bolt 1: a) the picture of a macro-crack, b) the cross-section with a crack profile, A, B, C – the analyzed grooves of the thread



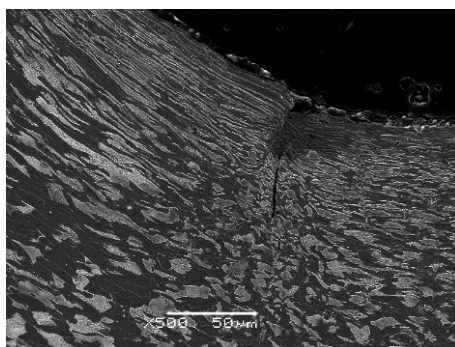
Rys. 4. Topografia przelomu śruby 1 w pobliżu wrębu gwintu

Fig. 4. The topography of the bolt 1 fracture near the thread groove



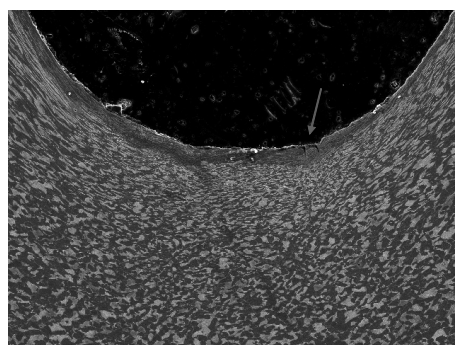
Rys. 5. Topografia przelomu śruby 1 – mechanizm pęknięcia ciągliwego pod wpływem działania naprężeń stycznych

Fig. 5. The topography of the bolt 1 fracture – the mechanism of ductile cracking under shear stress



Rys. 6. Widok mikropęknięcia we wrębie gwintu w punkcie A

Fig. 6. A micro-crack in the thread groove in point A



Rys. 7. Widok wrębu gwintu B w próbce 1 z widocznymi mikropęknięciami oznaczonymi strzałką

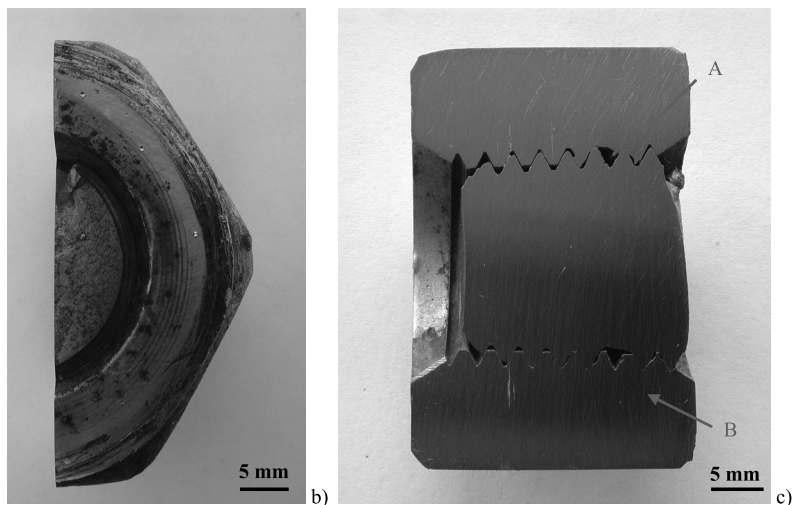
Fig. 7. Thread B groove in sample 1 with visible micro-cracks marked with an arrow

Źródłem mikropęknięć we wrębach gwintu śruby mogą być również błędy kształtu gwintu nakrętki lub nadmierny luz w połączeniu. Nakrętki z niewłaściwie ukształtowaną powierzchnią gwintu w obszarze bruzd lub z „mimośrodowym” zarysem gwintu powodują, że zwoje gwintu nakrętki wywołują odkształcenia plastyczne gwintu śruby wskutek „rozpie-
 rania” wrębów, w wyniku którego dochodzi do koncentracji naprężeń i naruszenia ciągłości struktury we wrębach (bruzdach) śruby.

5. Badania metaloznawcze zerwanej śruby i nakrętki

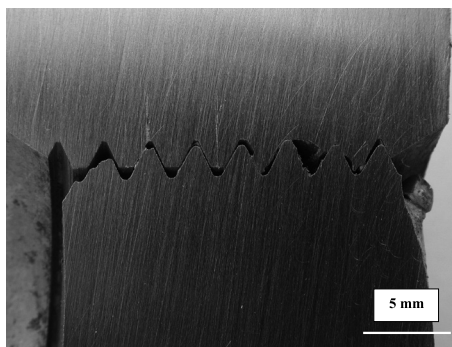
Zerwane złącze śrubowe w dalszych badaniach oznaczono cyfrą 3. Analiza faktograficzna przeprowadzona z zastosowaniem mikroskopu stereoskopowego wykazała, że śruba 3 pękła również na skutek ścinania. Dla potrzeb badań mikroskopowych połączenia gwintowego wewnątrz nakrętki, z zastosowaniem skaningowego mikroskopu elektronowego (SEM), nakrętkę wraz z fragmentem zerwanej śruby przecięto wzdłuż osi. Po szlifowaniu uzyskano przekrój, którego fotografie przedstawiono na rysunkach 8–10. Z analizy przekroju wynika, że połączenie gwintowe wewnątrz nakrętki jest zniszczone na dwóch dolnych zwojach roboczych. Makroskopową fotografię uszkodzonego gwintu śruby przedstawiono na rysunku 11.

Na podstawie szczegółowych badań mikroskopowych wykonanych na przekroju połączenia śruby i nakrętki, którego nie udało się rozdzielić, stwierdzono, że na przekroju występują obszary wyraźnego „nieprzylegania” powierzchni roboczych gwintu śruby i nakrętki oraz obszary obrazujące „szczepienie” materiału śruby i nakrętki na powierzchniach współpracy gwintów. Mikrofotografie takich stref przedstawiono na rysunkach 12 i 13.



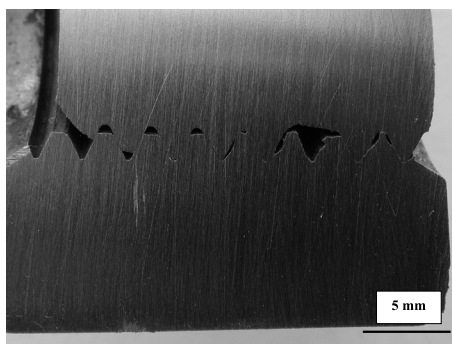
Rys. 8. Fragment śruby 3 z nakrętką po przecięciu z zaznaczonymi miejscami szczegółowej analizy A i B

Fig. 8. A fragment of bolt 3 with a nut after cutting with the marked spots of the detailed analyses A and B



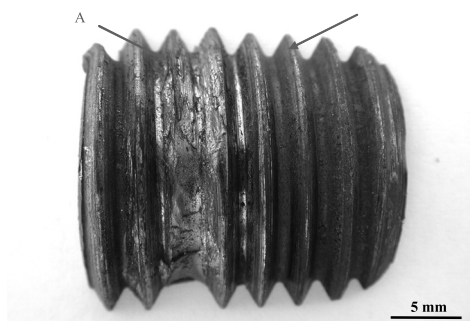
Rys. 9. Powiększony obszar A z rys. 8

Fig. 9 The enlarged area A from Fig. 8



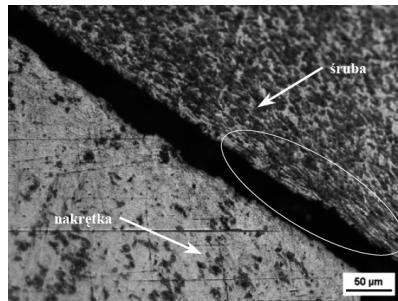
Rys. 10. Powiększony obszar B z rys. 8

Fig. 10. The enlarged area B from Fig. 8



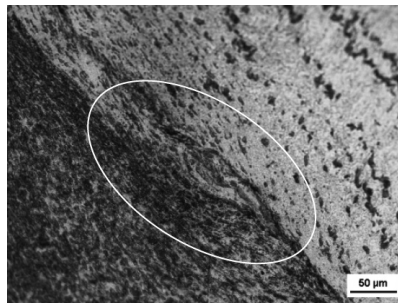
Rys. 11. Śruba 3 z katastrofalnym uszkodzeniem gwintu

Fig. 11. Bolt 3 with severe thread damage



Rys. 12. Widok przecięcia połączenia śruby z nakrętką w strefie złomu. Widoczny zgniot struktury powstały w procesie walcowania gwintu

Fig. 12. The view of the cut of the bolt and a nut in the break zone. A visible deformation of the structure formed in the process of roll-threading



Rys. 13. Widok strefy połączenia nakrętki ze śrubą. Widoczny zrost tarciový śruby z nakrętką

Fig. 13. The view of the nut – bolt fastening zone. A visible bolt – nut friction connection

Rysunki 9 i 12 potwierdzają i obrazują wielkość występującego luzu pomiędzy powierzchnią gwintu śruby i nakrętki powyżej strefy złomu. Natomiast na rysunkach 10 i 13 widoczna jest strefa wyraźnego „zrostu tarciového” materiału śruby i nakrętki, będąca trwałym połączeniem stykających się obszarów trących powierzchni metalowych gwintu na skutek dyfuzji poprzez pierwotną granicę ich rozdziału [4]. Zrastanie tarciové powstaje przy dużych odkształceniach plastycznych oraz wysokiej temperaturze w mikroobszarach tarcia. Połączenie dyfuzyjne materiału śruby z materiałem nakrętki lub produkty zerwania takiego połączenia są powodem zablokowania obrotu nakrętki względem śruby. Zablokowanie obrotu nakrętki powoduje przeniesienie momentu montażowego na śrubę, konsekwencją którego jest „ścięcie” śruby w płaszczyźnie najmniejszego przekroju, wskutek przekroczenia dolnej granicy plastyczności materiału śruby (ReL).

6. Badania uzupełniające

W ramach badań uzupełniających dokonano oceny jakości wykonania gwintu śrub i nakrętek pod względem wymiarowym i kształtowym oraz określono wartość naprężenia roz-

ciągającego w śrubie stalowej M22×72, przy obciążeniu nominalnym momentem montażowym $M = 180$ [Nm].

Z będących w dyspozycji par elementów złącznych do pomiaru parametrów wymiarowych gwintu śrub i nakrętek wybrano losowo 4 pary. Śruby i nakrętki były wykonane w klasie zgrubnej (C). Gwint śrub wykonano w klasie zgrubnej 8 g, a gwint nakrętek w klasie 7 H.

Pomiary gwintu przeprowadzono na maszynie dwuwspółrzędnościowej ZKM firmy C. Zeiss o rozdzielczości układów cyfrowych pomiaru przemieszczeń 0,001 mm. Śruby i nakrętki przed pomiarami dokładnie oczyszczono z zabrudzeń i ponumerowano. Śruby były montowane w uchwycie pryzmowym i orientowane w płaszczyznach pionowej i poziomej. Pomiar był realizowany w dwóch płaszczyznach dla każdej ze śrub. Pierwszą płaszczyzną była płaszczyzna równoległa do stopy kształtowej, drugą – płaszczyzną prostopadłą do niej. Szczegółowe wyniki pomiarów śrub i nakrętek oraz ich uśrednione wartości zmierzonych parametrów gwintu w obszarze współpracy śruby i nakrętki zawarto w opracowaniu [7].

Otrzymane z pomiarów wartości podstawowych parametrów gwintu śrub wskazują na stosunkowo dobrą jakość jego wykonania. Wszystkie otrzymane wyniki znalazły się w polu tolerancji wymiarowej. Gwinty w nakrętkach wykazują gorsze zachowanie wymiarów średnicowych niż w przypadku śrub. Dotyczy to przede wszystkim średnicy podziałowej. Znaczne odchyłki w tym przypadku mogą powodować powstawanie nadmiernego luzu między nakrętką a śrubą. Może być on powodem zwiększenia nacisków powierzchniowych na zwojach roboczych śruby, a w konsekwencji powodować ich uszkodzenie.

Zauważono również pewne nieprawidłowości w przebiegu zarysu gwintu, zwłaszcza w obszarze bruzd. W przypadku niektórych śrub sam zarys był wykonany prawidłowo, jednak ze zróżnicowaniem w obszarze bruzd. W przypadku nakrętek stwierdzono, że powierzchnie gwintu były chropowate z wyraźnymi błędami kształtu, które mogą uniemożliwiać prawidłową współpracę z gwintem śruby.

Wartości naprężeń występujących w śrubie stopowej obciążonej momentem montażowym $M = 180$ Nm określono na podstawie obliczeń analitycznych i MES [7]. Obliczenia naprężenia rozciągającego σ_r i naprężenia zastępczego przeprowadzono metodą analityczną. Dla potrzeb obliczeń metodą elementów skończonych (MES) wykonano dokładny model CAD 3D badanej śruby oraz współpracującej z nią nakrętki w programie CATIA V5. Model CAD został przeniesiony do programu do analizy MES ANSYS. Do analizy MES wykorzystano element skończony solid187 (dziesięciowęzłowy element 3D wyższego rzędu). W analizie uwzględniono kontakt między nakrętką a śrubą. Jako obciążenie przyjęto wartość siły rozciągającej $Q = 35\,290$ N pochodzącej od momentu montażowego. W wyniku przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, że wartość naprężenia rozciągającego w śrubie stopowej M22×72, obciążonej nominalnym momentem montażowym $M = 180$ Nm, nie przekracza wartości dopuszczalnej wynikającej z normy PN-EN ISO 898-1 ($ReL = 240$ MPa). W przypadku zablokowania nakrętki ze śrubą podczas demontażu (rozkręcania) połączenia momentem $M = 180$ Nm w rdzeniu śruby powstają naprężenia o wartości 274,18 MPa, przekraczające dopuszczalną wartość ReL , powodujące zerwanie śruby.

7. Wnioski

Zrealizowane wielokierunkowe badania materiałowe, obliczenia analityczne i MES oraz pomiary parametrów geometrycznych gwintu, śrub i nakrętek upoważniają do sformułowania następujących wniosków:

- materiał, z którego wykonane są śruby, pod względem składu chemicznego, własności mechanicznych oraz mikrostruktury, spełnia wymagania obowiązujących aktów normatywnych,
- obciążenie śruby stopowej momentem montażowym $M = 180 \text{ Nm}$, z zastosowaniem poprawnie wykonanych elementów złącznych, pod względem wymiarowo-kształtowym i materiałowym, nie powoduje przekroczenia dopuszczalnej wartości naprężenia rozciągającego,
- uszkadzające się śruby serii SZ są wykonane poprawnie pod względem wymiarowym i kształtowym, niewielkie odchyłki w wykonaniu promienia bruzd nie powinny być przyczyną ich uszkodzenia się,
- zbadane nakrętki serii SZ charakteryzują przekroczenia maksymalnej wartości granicznej średnicy podziałowej i błędy kształtu gwintu, co prowadzi do powstania zbyt luźnego lub nadmiernie ciasnego połączenia ze śrubą, co stwierdzono w przypadku analizowanej pary nr 3,
- bezpośrednią przyczyną uszkodzenia (ścianania) śrub badanych serii są adhezyjne zrosty tarcie powierchni trących gwintu śruby i nakrętki powstające wskutek dużych nacisków na współpracujących powierzchniach gwintu spowodowanych błędami kształtowo-wymiarowymi wykonania gwintu nakrętek.

Jednym z podstawowych wariantów występowania zużycia adhezyjnego jest tarcie suche na powierzchniach nośnych połączenia [6]. W analizowanym i badanym przypadku błędy wymiarowo-kształtowe wykonania nakrętki prowadzą do niekorzystnego rozkładu nacisków na powierzchni gwintu, co przy braku smarowania śrub lub miękkich powłok metalowych (miedź, kadm) prowadzi do powstania między wierzchołkami nierówności przeciwległych powierzchni połączeń adhezyjnych. Powierzchnie w wyniku wzajemnych oddziaływań ulegają zgrzaniu lub zespawaniu, tworząc w rezultacie tzw. mikrozgrzeiny lub mikrospoiny.

Zaobserwowano, że zrywanie śrub podczas odkręcania następuje po kilku obrotach nakrętki. Analiza uszkodzonych połączeń prowadzi do postawienia hipotezy, że w chwili rozpoczęcia odkręcania następuje zerwanie zgrzein i spoin, powstają głębokie wrywania materiału, a produkty zużycia wypełniają objętość powstałą przez luzy w połączeniu. Z chwilą gdy objętość produktów zużycia przekroczy objętość wywołaną luzami, następuje zablokowanie nakrętki i śruby, co powoduje jej zerwanie w miejscu osłabienia rdzenia.

L i t e r a t u r a

- [1] *Warunki techniczne utrzymania nawierzchni na liniach kolejowych o szerokości toru 1520 i 1524 mm*, Zamość 2007.
- [2] *Towpik K., Infrastruktura transportu kolejowego*, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2004.
- [3] *Malinowski J., Jakubiec W., Płowucha W., Pomiar gwintów w budowie maszyn*, WNT, Warszawa 2008.
- [4] *Hebda M., Wachal A., Trybologia*, WNT, Warszawa 1980.
- [5] *Lawrowski Z., Tribologia, tarcie, zużywanie i smarowanie*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- [6] *Łuczak A., Mazur T., Fizyczne starzenie elementów maszyn*, WNT, Warszawa 1981.
- [7] *Ustalenie przyczyny występowania wad elementów złącznych – śrub stopowych M22/72 i nakrętek M22 firmy Connector S.C.*, Politechnika Krakowska, Kraków 2008.

ZBIGNIEW CICHOCKI*, ZBIGNIEW JELEŚNIAŃSKI**, PAWEŁ URBAŃCZYK**

HAMULEC KLOCKOWY – ZACHOWANIE PAR CIERNYCH ŻELIWO–STAL, KOMPOZYT–STAL W WARUNKACH SKRAJNYCH OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH

SHOE BRAKE – BEHAVIOUR OF FRICTION PAIRS CAST-IRON–STEEL, COMPOSITE–STEEL UNDER EXTREME THERMAL CONDITIONS

Streszczenie

W artykule opisano wpływ wysokich obciążeń cieplnych na stan wstawek hamulcowych wykonanych z żeliwa i materiałów kompozytowych.

Słowa kluczowe: wstawka hamulcowa, test św. Gotarda

Abstract

In the paper an influence of high thermal loads on the condition of cast-iron and composite shoe-brake inserts has been shown.

Keywords: brake insert, St Gothard test

* Dr inż. Zbigniew Cichocki, Zakład Pojazdów Szynowych, Instytut Kolejnictwa.

** Inż. Zbigniew Jeleśniański, dr inż. Paweł Urbańczyk, Laboratorium Badań Taboru, Instytut Kolejnictwa.

Oznaczenia

- g_p – grubość wstawki hamulcowej przed testem św. Gotarda [mm]
 g_k – grubość wstawki hamulcowej po teście św. Gotarda [mm]
 Δg – liniowe zużycie ściernie wstawki hamulcowej w czasie testu św. Gotarda [mm]
 Δg_{sr} – średnie liniowe zużycie ściernie wstawki hamulcowej, dla badanego wagonu, w czasie testu św. Gotarda [mm]
 T1–8 – temperatura koła nr 1–8 [°C]
 T1.1 – temperatura wstawki hamulcowej nr 1.1 [°C]

1. Wstęp

W powszechnie stosowanym w kolejnictwie hamulcu klockowym źródłem siły hamującej jest siła tarcia między wstawką klocka hamulcowego i kołem. Hamulec ten stosowany jest w kolejnictwie od jego początków i w klasycznym wykonaniu posiada wstawki z żeliwa szarego. Wzrost prędkości kurowania pociągów w ruchu towarowym i przede wszystkim w ruchu pasażerskim wymusił wprowadzenie innych rodzajów hamulców, które zapewniałyby bezpieczne zatrzymanie pociągu na wynikającej z odstępów sygnałowych drodze hamowania. Jednocześnie prowadzone były prace nad usprawnieniem hamulca klockowego obejmujące między innymi dobór właściwych materiałów na wstawki hamulcowe. Prace te prowadzone były dwukierunkowo. Z jednej strony optymalizowano skład żeliwa na wstawki poprzez wprowadzanie różnego rodzaju składników stopowych, a z drugiej strony poszukiwano materiałów niemetalowych, które mogłyby zastąpić żeliwo. Prace nad wstawkami niemetalowymi doprowadziły w efekcie do uzyskania wstawek, które dopuszczono do stosowania i które są obecnie coraz bardziej rozpowszechnione.

2. Wymagania stawiane materiałom ciernym używanym do produkcji wstawek hamulcowych

Szczegółowa analiza warunków pracy pary cierniej wstawka–koło pozwala sformułować podstawowe kryteria dotyczące tworzyw ciernych przeznaczonych do produkcji wstawek hamulcowych pojazdów szynowych. Z zasady działania hamulca klockowego wynika, że materiał wstawki hamulcowej powinien się charakteryzować następującymi własnościami:

- wysoką odpornością na zużycie ściernie,
- małym wpływem na zużycie powierzchni tocznej kół,
- możliwie stałą wartością współczynnika tarcia, niezależnie od prędkości pociągu i warunków atmosferycznych,
- odpornością na działanie wytwarzanego w czasie hamowania ciepła,
- dobrą przewodnością cieplną warunkującą właściwe odprowadzanie ciepła,
- dostateczną wytrzymałością mechaniczną,
- brakiem niekorzystnego oddziaływania na stan powierzchni tocznej kół,
- brakiem szkodliwego oddziaływania na środowisko i infrastrukturę kolejową powstających podczas hamowania produktów zużycia,
- możliwie niską ceną.

Stosowane obecnie na wstawki hamulcowe materiały, to jest żeliwo P10 i różnego rodzaju materiały niemetalowe zwane kompozytowymi, w różnym stopniu spełniają te wymagania. Istotne różnice dotyczą zjawisk cieplnych zachodzących podczas hamowania hamulcem z wstawkami kompozytowymi i żeliwnymi.

Obowiązujące obecnie przepisy wynikające z Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2008/57/WE w sprawie interoperacyjności systemu kolei we Wspólnocie i Decyzji Komisji 2009/107/WE wymagają przeprowadzenia badań odporności cieplnej układu hamulcowego pojazdu przed jego dopuszczeniem do ruchu. Od momentu wejścia w życie tego wymogu Pracownia Hamulców Laboratorium Badań Taboru Instytutu Kolejnictwa prowadzi takie badania. Niniejszy artykuł prezentuje wyniki takich badań wagonów węglarek o podobnych cechach konstrukcyjnych, z których jedna wyposażona była we wstawki z żeliwa P10, a druga w dopuszczone do stosowania wstawki kompozytowe typu K (o wysokim współczynniku tarcia).

3. Badania odporności hamulca na obciążenia cieplne

Zgodnie z TSI WAG układ hamulcowy powinien być skonstruowany tak, aby pojazd mógł poruszać się na wszystkich istniejących liniach transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych.

Układ hamulcowy powinien zatrzymać wagon załadowany i utrzymać prędkość wagonu bez jakichkolwiek uszkodzeń termicznych albo mechanicznych w następujących warunkach:

1. Dwa kolejne hamowania nagle od prędkości maksymalnej do zatrzymania na torze prostym i poziomym przy minimalnym wietrze i suchych szynach dla pojazdu maksymalnie obciążonego.
2. Utrzymanie prędkości 80 km/h na torze o przeciętnym nachyleniu 21‰ i długości 46 km (odcinkiem referencyjnym jest zjazd z przełęczą św. Gotarda między Airolo i Biasca).

Test św. Gotarda umożliwia symulację warunków panujących podczas długotrwałego hamowania ciągłego. W czasie testu siła hamująca regulowana jest w taki sposób, aby realizowana moc hamowania wynosiła co najmniej 45 kW na koło.

Podczas badań wykonywane są pomiary:

- prędkości,
- drogi,
- siły na haku wagonu badanego,
- temperatury kół zestawów kołowych,
- ciśnienia powietrza w cylindrze hamulcowym i innych punktach układu pneumatycznego hamulca,
- liniowego zużycia ściernego wstawek hamulcowych.

Ponadto wykonywana jest szczegółowa dokumentacja fotograficzna stanu wstawek hamulcowych i kół zarówno przed rozpoczęciem, jak też po zakończeniu badań odporności na obciążenia cieplne.

Badania odporności układu hamulcowego na obciążenia cieplne wykonywane są w Pracowni Hamulców Laboratorium Badań Taboru Instytutu Kolejnictwa zgodnie z wymaganiami przepisów TSI [1, 2].

4. Obiekty badań

Przedstawione w niniejszym artykule obserwacje dotyczą wyników badań odporności układu hamulcowego na obciążenia cieplne przeprowadzonych dla klasycznych wagonów towarowych węglarek o następujących podstawowych cechach:

- liczba osi wagonu: 4,
- liczba wózków: 2,
- liczba klocków hamulcowych: 16,
- liczba cylindrów hamulcowych: 1,
- maksymalny nacisk zestawu kołowego na tor: 22,5 t,
- prędkość maksymalna w stanie ładownym: 100 km/h,
- dostosowanie siły hamującej do masy pojazdu: samoczynne, ciągłe,
- materiał cieni wstawek hamulcowych: żeliwo P10 lub dopuszczone do stosowania wstawki kompozytowe typu K.

5. Temperatury kół zestawów kołowych rejestrowane podczas testu św. Gotarda

Wywiązujące się w parze ciernej w czasie hamowania ciepło powinno być skutecznie odprowadzane. Miarą jakości tego odprowadzania są maksymalne temperatury, jakie osiągają zestawy kołowe w wyniku hamowania hamulcem klockowym. W tabelach 1 i 2 zestawiono wyniki pomiarów temperatur kół (w pobliżu ich powierzchni toczonej) w chwili zakończenia testu św. Gotarda dla wagonu ze wstawkami żeliwnymi i wagonu ze wstawkami typu K. Oba pomiary były wykonywane w podobnych warunkach, dotyczą wagonów o podobnych charakterystykach konstrukcyjnych i technicznych.

Tabela 1

Temperatury kół wagonu węglarki wyposażonego we wstawki kompozytowe w chwili zakończenia testu św. Gotarda

T1	T3	T6	T8
[°C]			
356,0	367,8	334,1	285,9

Tabela 2

Temperatury kół i jednej ze wstawek wagonu węglarki wyposażonego we wstawki żeliwne w chwili zakończenia testu św. Gotarda

T1.1	T1	T6	T7
[°C]			
496,5	287,9	329,9	334,9

Analizując wyniki zamieszczone w tabelach 1 i 2, jak również wyniki pozostałych przeprowadzonych przez Instytut Kolejnictwa badań, można stwierdzić, że temperatury kół współpracujących podczas testu św. Gotarda ze wstawkami kompozytowymi są wyraźnie wyższe od temperatury kół wagonu wyposażonego we wstawki żeliwne. Różnice te wynoszą od kilkudziesięciu do nawet 100°C i wynikają z faktu, że wstawki kompozytowe w przeciwieństwie do żeliwnych słabo przewodzą ciepło i tylko niewielka część ciepła tarcia wydzielanego podczas hamowania może być odprowadzona przez wstawki hamulcowe.

6. Stan kompozytowych wstawek hamulcowych po teście św. Gotarda

Kompozytowe wstawki hamulcowe charakteryzują się dużą wrażliwością na oddziaływanie wysokich obciążeń cieplnych, które mogą spowodować:

- zmianę właściwości ciernych materiału wstawek,
- uszkodzenia mechaniczne wstawek,
- destrukcję wstawek.

Najczęściej spotykanymi uszkodzeniami wstawek kompozytowych stwierdzanymi po przeprowadzeniu testu św. Gotarda są:

- pęknięcia promieniowe wstawek, w szczególności pęknięcia nawskrośne,
- wykruszenia wstawek,
- odpadanie fragmentów materiału ciernego,
- odbarwienie materiału wstawki,
- złuszczenie się materiału ciernego.

Ponadto można stwierdzić, że zużycie ściernie kompozytowych wstawek hamulcowych podczas testu św. Gotarda jest wyraźnie większe od zużycia w czasie eksploatacji. W czasie testu trwającego nieco ponad 30 minut liniowe zużycie ściernie wstawek kompozytowych najczęściej zawiera się w przedziale 3–30 mm. W tabeli 3 przedstawiono przykład wyników pomiaru grubości i zużycia kompozytowych wstawek hamulcowych podczas testu św. Gotarda przeprowadzonego dla wagonu węglarki. Mieszczą się one w tym przypadku w przedziale 6–19 mm.

Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono przykładowe zdjęcia kompozytowych wstawek hamulcowych po zakończeniu badań odporności układu hamulcowego na obciążenia cieplne. Na rysunku 1 widzimy (od lewej strony): strefę przegrzania, obwodowe złuszczenia materiału ciernego i wykruszenia obwodowe materiału ciernego. Natomiast na rys. 2 przedstawiono: pęknięcia promieniowe nawskrośne i strefę przegrzaną, wstawkę z odpadniętym fragmentem materiału ciernego oraz siatkę pęknięć na powierzchni cierniej.



Rys. 1. Kompozytowe wstawki hamulcowe po teście św. Gotarda

Fig. 1. Composite shoe-brake inserts after the St Gothard test



Rys. 2. Kompozytowe wstawki hamulcowe po teście św. Gotarda

Fig. 2. Composite shoe-brake inserts after the St Gothard test

Tabela 3

Liniowe zużycie ściernie kompozytowych wstawek hamulcowych podczas testu św. Gotarda dla wagonu węglarki

Nr wstawki	Przed testem g_p [mm]	Po teście g_k [mm]	Zużycie Δg [mm]
1.1	60	42	18
1.2	59	40	19
2.1	59	45	14
2.2	59	49	10
3.1	59	47	12
3.2	60	43	17
4.1	60	50	10
4.2	59	49	10
5.1	59	47	12
5.2	60	49	11
6.1	59	51	8
6.2	59	45	14
7.1	59	47	12
7.2	58	47	11
8.1	59	53	6
8.2	58	44	14
Średnie zużycie wstawki $\Delta g_{\bar{v}}$ [mm]			12

7. Stan żeliwnych wstawek hamulcowych po teście św. Gotarda

Żeliwne wstawki hamulcowe odznaczają się dużą odpornością na oddziaływanie wysokich obciążeń cieplnych. Z reguły nie odnotowuje się poważniejszych uszkodzeń wstawek żeliwnych wynikających z tego typu obciążeń. Sporadycznie stwierdza się pęknięcia wstawek (szczególnie niektórych ich odmian). Nie zauważono też trwałego wpływu obciążeń cieplnych na właściwości cierne wstawek żeliwnych.

Najczęściej po zakończeniu testu św. Gotarda dla wagonu wyposażonego we wstawki żeliwne stwierdza się:

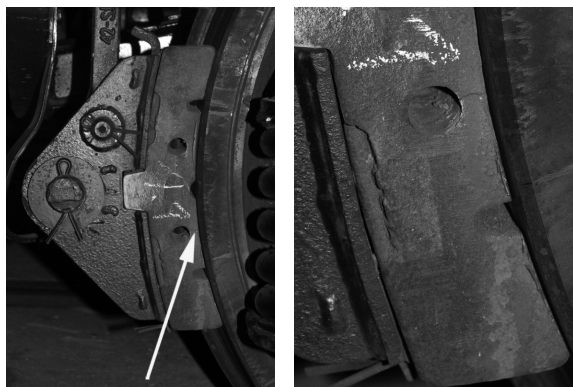
- pęknięcia promieniowe wstawek (sporadycznie i głównie dla wstawek z otworami),
- odbarwienie materiału wstawki.

Co ciekawe, ustalono, że wstawki żeliwne, które podczas normalnej eksploatacji zużywają się kilkakrotnie szybciej od wstawek kompozytowych, w czasie testu św. Gotarda zużywają się mniej intensywnie od swoich kompozytowych odpowiedników. Liniowe zużycie ściernie wstawek żeliwnych w czasie tego testu wynosi kilka milimetrów. W tabeli 4 przedstawiono przykład wyników pomiaru grubości i zużycia żeliwnych wstawek hamulcowych podczas testu św. Gotarda przeprowadzonego dla wagonu węglarki. Jak widać na rys. 5, po teście św. Gotarda wstawka jeszcze nie była w pełni dotarta.

Linowe zużycie ściernie klasycznych żeliwnych wstawek hamulcowych podczas testu św. Gotarda dla wagonu węglarki

Nr wstawki	Przed testem g_p [mm]	Po teście g_k [mm]	Zużycie Δg [mm]
1.1	58	56	2
1.2	58	57	1
2.1	60	57	3
2.2	58	55	3
3.1	58	56	2
3.2	59	58	1
4.1	59	59	0
4.2	59	59	0
5.1	57	55	2
5.2	59	59	0
6.1	59	56	3
6.2	59	59	0
7.1	59	59	0
7.2	60	59	1
8.1	60	57	3
8.2	60	58	2
Średnie zużycie wstawki Δg_{sr} [mm]			1

Na rysunkach 3–5 pokazano przykładowe zdjęcia żeliwnych wstawek hamulcowych po zakończeniu badań odporności układu hamulcowego na obciążenia cieplne. Jedynym stwierdzonym uszkodzeniem było pęknięcie promieniowe sięgające od powierzchni ścierniej do otworu wstawki. Spowodowane zostało koncentracją naprężeń wywołaną wprowadzeniem otworu, lecz z drugiej strony otwór ten zabezpiecza wstawkę przed dalszą propagacją pęknięcia. Pęknięcie to widoczne jest na rys. 3–5.



Rys. 3. Pęknięcie promieniowe żeliwnej wstawki hamulcowej po teście św. Gotarda

Fig. 3. The radial crack of cast-iron shoe-brake insert after St Gothard test



Rys. 4. Pęknięcie promieniowe żeliwnej wstawki hamulcowej po teście św. Gotarda

Fig. 4. The radial crack of cast-iron shoe-brake insert after St Gothard test



Rys. 5. Żeliwna wstawka hamulcowa po teście św. Gotarda

Fig. 5. The cast-iron shoe-brake insert after St Gothard test

8. Wnioski

Analiza przedstawionych wyników przeprowadzonych w Instytucie Kolejnictwa badań odporności na obciążenia cieplne układów hamulcowych wagonów towarowych pozwala sformułować następujące wnioski:

- temperatury kół zestawów kołowych w trakcie hamowania z użyciem wstawek kompozytowych typu K są o kilkadziesiąt do 100°C wyższe niż w przypadku wstawek żeliwnych,
- kompozytowe wstawki hamulcowe cechują się znacznie większą wrażliwością na wpływ obciążeń cieplnych w porównaniu ze wstawkami żeliwnymi,
- w warunkach wysokich obciążeń cieplnych wstawki żeliwne (w przeciwieństwie do normalnej eksploatacji) cechują się znacznie mniejszym od wstawek kompozytowych zużyciem ściernym,
- w warunkach wysokich obciążeń cieplnych żaden z porównywanych typów wstawek hamulcowych: żeliwnych i kompozytowych nie spełnia w zadowalającym stopniu wszystkich wymagań wymienionych w punkcie 2 niniejszego artykułu.

W trakcie opisywanego testu św. Gotarda nie można dokładnie zbadać wpływu tego rodzaju hamowania na koła zestawów kołowych (mierzy się jedynie ich temperaturę oraz obserwuje stan powierzchni i powłoki lakierniczej). Wyższe obciążenia termiczne obserwowane w przypadku wstawek typu K mogą powodować niekorzystne zmiany własności warstwy wierzchniej na powierzchniach toczynek kół. Ocena wpływu tego typu obciążeń na stan kół wymaga jednak przeprowadzenia długotrwałych badań symulacyjnych lub eksploatacyjnych.

Literatura

- [1] 2006/861/WE: 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, Bruksela, 28 lipca 2006.
- [2] 2009/107/WE: Decyzja Komisji z dnia 23 stycznia 2009 r. zmieniająca decyzje 2006/861/WE i 2006/920/WE w sprawie technicznych specyfikacji interoperacyjności w zakresie podsystemów transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych, Bruksela, 23 stycznia 2009.

RAFAŁ CICHY*, FRANCISZEK TOMASZEWSKI**

WYMAGANIA WSPÓLNOTY EUROPEJSKIEJ W ZAKRESIE INTEROPERACYJNOŚCI TABORU KOLEJOWEGO

REQUIREMENTS OF THE EUROPEAN COMMUNITY OF ROLLING STOCK FOR INTEROPERABILITY

Streszczenie

W opracowaniu zaprezentowano przepisy i wynikające z nich wymagania, jakie spełniać powinny pojazdy poruszające się po torach kolejowych. Zaprezentowano na przykładzie „TSI lokomotywy i wagony pasażerskie” metody weryfikacji własności pojazdu przy jego ocenie pod kątem interoperacyjności.

Słowa kluczowe: TSI, wymagania, Dyrektywa

Abstract

The paper presents the rules and the resulting requirements to be complied with vehicles moving on the railway tracks. Presented on the example the „TSI locomotives and coaches” methods of verification of vehicle ownership in its assessment in terms of interoperability.

Keywords: TSI, requirements, Directive

* Mgr inż. Rafał Cichy, Instytut Pojazdów Szynowych „Tabor”.

** Dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski, prof. PP, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Wstęp

Leżący u podstaw funkcjonowania Unii Europejskiej traktat lizboński wskazuje na konieczność dokonywania niezbędnych zmian w transporcie europejskim w celu ujednoczenia systemu kolei w Europie. Jednocześnie wskazuje na to cytat z tego traktatu: „Aby pomóc osiągnąć cele określone w artykułach 26 i 174 oraz umożliwić obywatelom Unii, podmiotom gospodarczym, wspólnotom regionalnym i lokalnym pełne czerpanie korzyści z ustanowienia obszaru bez granic wewnętrznych, Unia przyczynia się do ustanowienia i rozwoju sieci transeuropejskich w infrastrukturach transportu, telekomunikacji i energetyki (...)”. Przywołany art. 26 mówi, iż „(...) rynek wewnętrzny obejmuje obszar bez granic wewnętrznych, w którym jest zapewniony swobodny przepływ towarów, osób, usług i kapitału, zgodnie z postanowieniami Traktatów”, a czyni się tak „w celu wspierania harmonijnego rozwoju całej Unii rozwija ona i prowadzi działania służące wzmocnieniu jej spójności gospodarczej, społecznej i terytorialnej” (art. 174) [1].

Do tej pory obowiązujące przepisy można podzielić według ich ważności na:

- umowy międzynarodowe (np. AGTC),
- specyfikacje międzynarodowe (np. UIC, RIV, RIC),
- przepisy krajowe.

Przepisy i normy unijne funkcjonują w niezwykle skomplikowanym systemie kolei europejskich, gdzie występuje znaczna rozbieżność systemów. Ujednoczenie, które zakłada traktat, ma odbywać się na terytorium Europy, gdzie istnieje 5 systemów zasilania, 5 szerokości toru, 6 skrajni, ponad 20 systemów sterowania, a to tylko ważniejsze i najbardziej obrazowe rozbieżności na terytorium Wspólnoty. Pozostaje jeszcze kwestia współpracy z krajami sąsiadującymi z terytorium Unii.

Unia Europejska stoi przed dużym wyzwaniem, które w ostateczności ma na celu ujednoczenie systemu kolei.

2. Dyrektywy Unii Europejskiej

Ważnym krokiem w kierunku ujednoczenia kolei europejskiej była Dyrektywa Rady Europy 96/48/WE z dnia 23 lipca 1996 r. w sprawie *interoperacyjności transeuropejskiego systemu kolei dużych prędkości* [2] oraz Dyrektywa 2001/16/WE Parlamentu Europejskiego i Rady Europy z dnia 19 marca 2001 r. w sprawie *interoperacyjności transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych* [3].

Dyrektywy te zakładają, że ze względu na olbrzymią złożoność systemu kolei w Europie niezbędne jest podzielenie go na podsystemy. Dla każdego podsystemu należy określić wymagania, ustalić parametry i warunki techniczne dla Wspólnoty. Tabela 1 przedstawia podział na podsystemy wg przytoczonych dyrektyw [2, 3].

Dla każdego podsystemu przedstawionego w tabeli 1 zdefiniowano wymagania, które zawarto w tabeli 2. Wymagania stawiane podsystemom podzielono na wymagania zasadnicze, które odnoszą się do wszystkich podsystemów, oraz wymagania szczególne, które są właściwe dla poszczególnych podsystemów. Tabela przedstawia zbiór wymagań ogólnych i szczególnych jakie postawiono przed podsystemem „Tabor”.

Tabela 1

Podział kolei na podsystemy wg dyrektyw 96/48/WE i 2001/16/WE

96/48/WE Koleje dużych prędkości	2001/16/WE Koleje konwencjonalne
Podział w obszarach strukturalnych	
<ul style="list-style-type: none"> – infrastruktura – energia – nadzór i prowadzenie pociągu oraz sygnalizacja – wykonywanie przewozów i zarządzanie ruchem – tabor kolejowy 	<ul style="list-style-type: none"> – infrastruktura – energia – kontrola i sterowanie oraz sygnalizacja – funkcjonowanie i zarządzanie ruchem – tabor
Podział w obszarach eksploatacyjnych	
<ul style="list-style-type: none"> – utrzymanie – aplikacje telematyczne dla przewozów pasażerskich i towarowych 	<ul style="list-style-type: none"> – utrzymanie – aplikacje telematyczne dla usług pasażerskich i towarowych

Tabela 2

Wymagania ogólne dla podsystemów i szczególne dla podsystemu „Tabor”

96/48/WE	2001/16/WE
Wymagania ogólne	
<ul style="list-style-type: none"> – bezpieczeństwo – niezawodność i gotowość techniczna – zdrowie – ochrona środowiska naturalnego – kompatybilność techniczna 	<ul style="list-style-type: none"> – bezpieczeństwo – niezawodność i dostępność – zdrowie – ochrona środowiska naturalnego – zgodność techniczna
Wymagania szczególne dla podsystemu „Tabor”	
<ul style="list-style-type: none"> – bezpieczeństwo – niezawodność i dostępność – zgodność techniczna 	<ul style="list-style-type: none"> – bezpieczeństwo – niezawodność i dostępność – zgodność techniczna

Analiza tabel 1 i 2 pozwala zauważyć, że zarówno podsystemy, jak i wymagania dla poszczególnych podsystemów są praktycznie identyczne. Dodatkowo prace prowadzone nad opracowaniem technicznych Specyfikacji Interoperacyjności (TSI) pokazały, że oba systemy – dużych prędkości i kolei konwencjonalnej – mogą korzystać z jednej TSI. Pojazdy powinny mieć również możliwość swobodnego przemieszczania się między sieciami dużych prędkości i sieciami kolei konwencjonalnej. Te powody spowodowały połączenie dyrektyw 96/48/WE oraz 2001/16/WE i zastąpienie jedną Dyrektywą Parlamentu Europejskiego i Rady 2008/57/WE z dnia 17 czerwca 2008 r. w sprawie interoperacyjności systemu kolei we Wspólnocie [4].

Dyrektywa 2008/57/WE wprowadziła następujące podsystemy:

a) strukturalne:

- infrastruktura,
- energia,
- sterowanie,
- tabor

b) eksploatacyjne:

- ruch kolejowy,
- utrzymanie,
- aplikacje telepatyczne dla przewozów pasażerskich i dla przewozów towarowych.

Podział ten został zmieniony przez dyrektywę Komisji 2011/18/UE [5], który podzielił podsystem sterowanie na dwa:

- sterowanie – urządzenia przytorowe,
- sterowanie – urządzenia pokładowe.

Dla podsystemów postawiono następujące wymagania ogólne:

- bezpieczeństwo,
- niezawodność i dostępność,
- zdrowie,
- ochrona środowiska naturalnego,
- zgodność techniczna.

Oraz szczególne wymagania dla podsystemu „Tabor”:

- bezpieczeństwo,
- niezawodność i dostępność,
- zgodność techniczna,
- urządzenia nadzoru.

Dla omówionych podsystemów w celu spełnienia wymagań opracowano Techniczne Specyfikacje Interoperacyjności, które mogą podlegać następującym zasadom:

- każdy podsystem jest objęty jedną TSI,
- tam gdzie to konieczne, podsystem może być objęty kilkoma TSI
- jedna TSI może dotyczyć kilku podsystemów.

Przykładowy podsystem – „Tabor” – został opisany przez następujące TSI:

- TSI Tabor kolejowy przyjęta decyzją 2008/232/WE z 21.02.2008 r.,
- TSI Tabor kolejowy – Wagony towarowe – decyzja 2006/861/WE z 28.07.2006 r.,
- TSI Tabor kolejowy – Lokomotywy i Tabor pasażerski – w przygotowaniu (połowa 2011 r.)

Dodatkowo opracowano TSI mające zastosowanie dla obu rodzajów przewozów – dużych prędkości i konwencjonalnych – takie jak TSI dotyczące hałasu, bezpieczeństwa w tunelach, przewozu osób o ograniczonych zdolnościach ruchowych, telematyka dla przewozów pasażerskich. Z pozostałymi TSI, tj. TSI Infrastruktura, TSI Energia, TSI Sterowanie itd. TSI dotyczące taboru mają powiązania za pomocą tzw. interfejsów. Aby przybliżyć powyższe zagadnienia, szczegółowo przedstawiony zostanie projekt TSI Tabor Kolejowy – Lokomotywy i Wagony pasażerskie.

3. Techniczne Specyfikacje Interoperacyjności na przykładzie TSI Lokomotywy i Wagony pasażerskie

Techniczna Specyfikacja Interoperacyjności dotyczy konkretnego podsystemu. Omawiana TSI Lokomotywy i wagony pasażerskie [6] dotyczy transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych i odnosi się do podsystemu „Tabor”. Powstała ona w celu spełnienia podstawowych wymogów i zapewnienia interoperacyjności w sposób określony w dyrektywie 2008/57/WE. Omawiana TSI nie odnosi się do kolei dużych prędkości. TSI Tabor kolejowy dla dużych prędkości powstała na podstawie postanowień dyrektywy 96/48/WE. Istotną kwestią jest to – czy można oceniać pojazdy zgodnie z TSI Tabor kolejowy dla dużych prędkości, skoro dyrektywa 2008/57/WE uchyla dyrektywę 96/48/WE. Okazuje się, że wszystkie rozwiązania, jakie powstały w oparciu o TSI, wynikające z uchylonych dyrektyw – są obowiązujące, a wzajemne relacje między dyrektywami opisuje tabela korelacji zawarta w załączniku do dyrektywy 2008/57/WE.

Spełnienie wymagań zasadniczych zostało przedstawione w tabeli 3. Tabela jest fragmentem w całości zawartym w TSI Lokomotywy i Wagony pasażerskie

Tabela 3

Fragment wymagań dla podsystemu „Tabor”

Element podsystemu „Tabor”	Punkt referencyjny	Bezpieczeństwo	Niezawodność – dostępność	Zdrowie	Ochrona środowiska naturalnego	Zgodność techniczna
Sprzęg wewnętrzny	4.2.2.2.2	1.1.3 2.4.1	–	–	–	–
Sprzęg końcowy	4.2.2.2.3	1.1.3 2.4.1	–	–	–	–
Sprzęg ratunkowy	4.2.2.2.4	–	2.4.2	–	–	2.5.3

Jak wynika z powyższej tabeli, konkretnemu punktowi omawianej TSI odpowiada odniesienie do określonego punktu dyrektywy 2008/57/WE, który opisuje jego wymagania. Przykładowo, sprawdzając dla sprzęgu wewnętrznego punkt referencyjny 4.2.2.2.2, czytamy na temat wymagań dotyczących sprzęgu, warunków, jakie muszą być spełnione w celu ułatwienia ratowania pojazdu w przypadku rozerwania, znajduje odniesienie do konkretnych norm europejskich. Dodatkowo, posługując się tabelą, której fragment przedstawiono powyżej, należy sprawdzić, czy pojazd spełnia wymagania załącznika III dyrektywy 2008/57/WE, które brzmią:

1.1.3 – Stosowane składniki muszą być odporne na wszystkie normalne i nadzwyczajne obciążenia, jakie zostały określone w okresie ich użytkowania. Wpływ wszelkich przypadkowych awarii na bezpieczeństwo musi zostać ograniczony z użyciem właściwych środków.

2.4.1 – Bezpieczeństwo – punkt zawiera szczegółowy opis dla zasad bezpieczeństwa dla podsystemu.

Wymagania takie są niezbędne do spełnienia warunków zawartych w dyrektywach przez wszystkie elementy podsystemu. Dodatkowo należy uwzględnić dla pojazdów wymagania odnoszące się do utrzymania i eksploatacji zawarte w omawianej TSI.

Ważną częścią każdej TSI są interfejsy. Opisują one połączenia między poszczególnymi podsystemami. Poniższy przykładowy fragment tabeli opisuje interfejsy między podsystemem opisanym w omawianej TSI a podsystemem „Energia”.

Podobne interfejsy istnieją pomiędzy podsystemem „Tabor” a pozostałymi podsystemami, tj. „Infrastruktura”, „Ruch kolejowy”, „Sterowanie”, „Aplikacje telematyczne dla pasażerów”. Tabela 4 przedstawia korelację poszczególnych punktów dla podsystemów.

Tabela 4

Przykładowe interfejsy z TSI Lokomotywy i wagony pasażerskie

Odniesienie do TSI lokomotywy i wagony pasażerskie systemu wagony pasażerskie		Odniesienie do TSI „Energia” systemu kolei konwencjonalnych	
Parametr	Punkt	Parametr	Punkt
Skrajnia	4.2.3.1	Skrajnia pantografu	Załącznik E
Eksploatacja w zakresie napięć i częstotliwości	4.2.8.2.2	Napięcie i częstotliwość	4.2.3

Kolejnym krokiem przy ocenie interoperacyjności kolei jest ocena zgodności, którą dokonuje się zgodnie z ustanowionym modułem lub ustanowionymi modułami dla danego konkretnego składnika. Poniższe tabele pokazują moduły – tabela 5 oraz przykładowe składniki podlegające ocenie wg określonych modułów tabela 6.

Tabela 5

Moduły oceny zgodności

Moduł CA	Wewnętrzna kontrola produkcji
Moduł CA1	Wewnętrzna kontrola produkcji plus sprawdzenie produktu w trakcie badania jednostkowego
Moduł CA2	Wyrzykowa kontrola wewnętrzna produkcji plus sprawdzenie produktu w losowo wybranych odstępach czasu
Moduł CB	Badanie typu WE
Moduł CC	Zgodność z typem na podstawie wewnętrznej kontroli produkcji
Moduł CD	Zgodność z typem na podstawie systemu zarządzania jakością w procesie produkcyjnym
Moduł CF	Zgodność z typem na podstawie systemu sprawdzenia produktu
Moduł CH	Zgodność ustalana w oparciu o pełny system zarządzania jakością
Moduł CH1	Zgodność w oparciu o pełny system zarządzania jakością plus badanie projektu
Moduł CV	Walidacja typu poprzez badanie eksploatacyjne (przydatność do stosowania)

Przykładowe składniki podlegające ocenie wg określonych modułów

Składniki podlegające ocenie	Moduł CA	Moduł CA1 lub CA2	Moduł CB+CC	Moduł CB+CD	Moduł CB+CF	Moduł CH	Moduł CH1
Sprzęgi holownicze do celów ratunkowych	X		X	X	X	X	X
Koła	X		X	X	X	X	X

Zawarte w tabeli 6 składniki podlegające ocenie noszą nazwę składników interoperacyjności. Zgodnie z definicją zawartą w dyrektywie 2008/57/WE składnik interoperacyjności to: „wszelkie elementarne składniki, grupy części składowych, podzespoły lub pełne zespoły sprzętowe, włączone lub mające być włączone do podsystemu, od których bezpośrednio lub pośrednio zależy system kolei”. Należy tu zauważyć, że pojęcie „składnik” może dotyczyć zarówno elementów materialnych, jak i niematerialnych, takich jak np. oprogramowanie.

Składnikami interoperacyjności zgodnie z dyrektywą 2008/57/WE są między innymi:

- sprzęgi ratunkowe,
- koła,
- zabezpieczenia przeciwpoślizgowe kół,
- światła czołowe,
- światła pozycyjne,
- światła końca pociągu,
- sygnały dźwiękowe,
- pantograf,
- nakładki stykowe,
- wyłącznik główny,
- przyłączanie systemu opróżniania toalet
- przyłącze wlotowe do napełnienia zbiorników wody.

Należy jeszcze zwrócić uwagę na przypadki szczególne przytoczone w omawianej TSI. Przypadki szczególne to konkretne przepisy, które obowiązują na terenie poszczególnych państw. Można je podzielić na tymczasowe (T) i stałe (P). Przypadki szczególne dotyczące Polski dotyczą stosowania TSI na sieciach o szerokości toru 1520 mm i mają charakter stały.

4. Wnioski

W pracy zaprezentowano niewielki fragment przepisów opracowanych lub będących w opracowaniu Komisji Europejskiej, które mają na celu integrację systemów kolejowych w Europie. Stosowanie przepisów europejskich jest obowiązkowe. Decyzje, które wprowadzają TSI, są obligatoryjne i stanowią akt prawny, który należy stosować w sposób bezpośredni w państwach Wspólnoty. Takie postępowanie ma na celu z jednej strony wymusić na państwach Wspólnoty odpowiednie przystosowanie prawa krajowego dla możliwości stoso-

wania przepisów, ale również otwiera olbrzymie możliwości dla producentów i przewoźników. Spełnienie wymagań i uzyskanie certyfikatu, który umożliwi poruszanie się pojazdom po całym terenie Wspólnoty, pozwoli na rozwinięcie całkiem nowego podejścia do kolejnictwa: ponadnarodowego, a może globalnego.

Najważniejszą jednak zmianą będzie możliwość podróżowania pasażerów i przewóz towarów bez ograniczeń, a obecnie wymuszany jest rozbiciem i niejednorodnością wymagań, które zależą od legislacji i systemów obowiązujących w poszczególnych krajach.

Literatura

- [1] Traktat z Lizbony zmieniający traktat o Unii Europejskiej i Traktat ustanawiający wspólnotę Europejską.
- [2] Dyrektywa Rady 96/48/WE z dnia 23 lipca 1996 r. w sprawie interoperacyjności transeuropejskiego systemu kolei dużych prędkości.
- [3] Dyrektywa 2001/16/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 19 marca 2001 r. w sprawie interoperacyjności transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych.
- [4] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2008/57/WE z dnia 17 czerwca 2008 r. w sprawie interoperacyjności systemu kolei we Wspólnocie.
- [5] Dyrektywa Komisji 2011/18/UE z dnia 1 marca 2011r. zmieniająca załączniki II, V i VI do dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2008/57/WE w sprawie interoperacyjności systemu kolei we Wspólnocie.
- [6] Projekt TSI Lokomotywy i Wagony pasażerskie.

MIROSŁAW DUSZA, KRZYSZTOF ZBOIŃSKI*

DOKŁADNE WYZNACZANIE PRĘDKOŚCI KRYTYCZNEJ MODELU POJAZDU SZYNOWEGO – PORÓWNANIE METOD

ACCURATE DETERMINATION OF RAIL VEHICLE MODEL'S CRITICAL VELOCITY – COMPARISON OF THE METHODS

Streszczenie

Prędkość krytyczna jest jednym z ważniejszych parametrów w analizie nieliniowej dynamiki poprzecznej układów klasy pojazdu szynowego. We wcześniejszych badaniach autorzy wyznaczyli prędkość krytyczną metodą kolejnych symulacji realizowanych dla stałych prędkości ruchu. Obecnie model i oprogramowanie zostały rozszerzone w ten sposób, że umożliwiają symulacje ruchu jednostajnie przyspieszonego lub opóźnionego. Autor skupia się na wyznaczeniu prędkości krytycznej w ruchu jednostajnie przyspieszonym i opóźnionym oraz jej porównaniu z wartością uzyskaną poprzednio dla ruchu jednostajnego.

Słowa kluczowe: stateczność ruchu, prędkość krytyczna, symulacje numeryczne

Abstract

Critical velocity is one of the most important parameters in analysis of non-linear lateral dynamics of systems of rail vehicle class. In the previous studies by present authors non-linear critical velocity was determined with use of simulations series for constant velocities. Now model of the system and the software were extended to be able to simulate uniformly accelerated or decelerated motion. In present studies the authors try to determine non-linear critical velocity with use of single simulation for varying speed. The aim is to compare such obtained new values of critical velocity to those previously obtained for the uniform motion.

Keywords: stability, critical velocity, numerical simulation

* Dr inż. Mirosław Dusza, dr hab. inż. Krzysztof Zboiński, prof. PW, Zakład Infrastruktury Transportu, Wydział Transportu, Politechnika Warszawska.

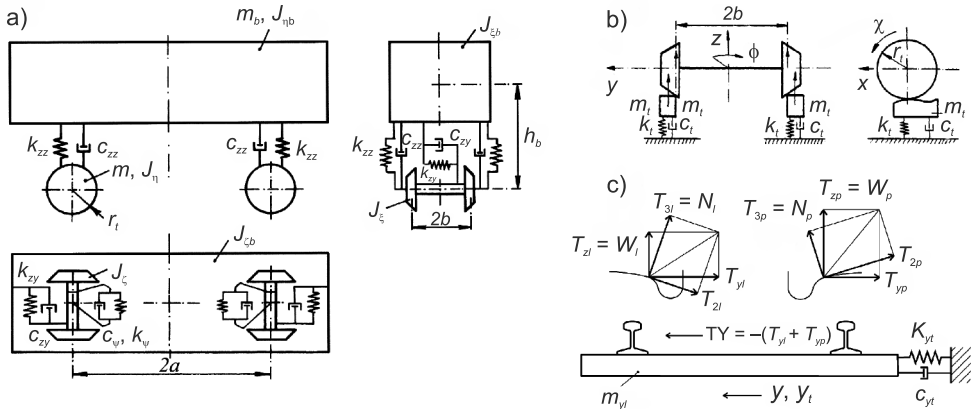
1. Wstęp

Badania stateczności ruchu zaliczane są do grupy podstawowych działań poświęconych analizie dynamiki pojazdów szynowych. Jednym z kluczowych parametrów tej analizy jest nieliniowa prędkość krytyczna układu v_n [1–7]. Jest to graniczna wartość rozdzielająca zakres prędkości, w którym występują rozwiązania stateczne stacjonarne układu (stała wartość obserwowanego parametru w funkcji drogi lub czasu) od zakresu, w którym mogą występować rozwiązania okresowe o charakterze cyklu granicznego. Tego typu rozwiązania wynikają z pojawienia się drgań samowzbudnych w układzie i zaliczane są również do statecznych [11]. Wykonane badania, których fragment zamieszczono w niniejszym artykule, poświęcone są precyzyjnemu wyznaczaniu wartości prędkości krytycznej. Badanym obiektem był model dwuosioowego pojazdu szynowego o strukturze przedstawionej na rys. 1. W dotychczas wykonanych badaniach model umożliwiał zadanie stałej prędkości w poszczególnych symulacjach (ruch jednostajny). Prędkość krytyczna wyznaczana była poprzez realizację kolejnych symulacji ruchu po torze prostym oraz w łukach kołowych dla zmienianych z określonym krokiem Δv prędkości. Dokładność takiej metody wyznaczania prędkości krytycznej zależy od przyjętej długości kroku. W pracach [9–12] badano wpływ wielu parametrów układu na stateczność ruchu, wyznaczając w każdym przypadku prędkość krytyczną w ruchu jednostajnym. Obecnie model i oprogramowanie zostały rozszerzone w ten sposób, że w pojedynczej symulacji możliwe jest zadanie przyspieszenia (opóźnienia). Możliwa jest zatem symulacja ruchu jednostajnie przyspieszonego lub opóźnionego. Badany model należy do grupy układów o twardym charakterze pobudzenia [11]. Oznacza to, że ewentualne wystąpienie drgań samowzbudnych uwarunkowane jest zaistnieniem dwóch parametrów o dostatecznej wartości. Pierwszy to dostateczna ilość energii doprowadzana do układu. W przypadku badanego modelu oznacza to dostatecznie dużą prędkość ruchu v . Drugi to dostateczna wartość wymuszeń początkowych $y_p(0)$. W badanym modelu oznacza to początkowe przemieszczenia poprzeczne y_p obu zestawów kołowych. Ponieważ przedstawione tutaj symulacje dotyczą ruchu jednostajnie przyspieszonego lub opóźnionego, wariantowano wartości wymuszeń początkowych i prędkości początkowej v_0 . Obserwacji i analizie poddano przemieszczenia poprzeczne atakującego zestawu kołowego. Przedstawione są w funkcji drogi łącznie ze zmianami prędkości ruchu. Z powodu ograniczonego odcinka drogi (dłuższy odcinek drogi oznacza wydłużenie symulacji i większe błędy numeryczne) często nie można zaobserwować jednoznacznie rozwiązania, a jedynie tendencje do rozwiązań stacjonarnych lub okresowych. Dokładne wyznaczenie prędkości krytycznej oraz charakteru rozwiązań w zakresie prędkości mniejszych i większych od wartości krytycznej ma na celu sporządzenie tzw. map stateczności ruchu, których przykłady można znaleźć w [9–12]. Obrazują one stateczność pojazdu (reprezentowanego jego modelem) w pełnym zakresie promieni łuków R (uwzględniając tor prosty) i pełnym zakresie prędkości v (od zera do tzw. wykołowania numerycznego [11, 12]).

2. Badany model

Aby umożliwić porównanie nowych wyników z poprzednio uzyskanymi, w obu przypadkach użyto tego samego modelu. Jest to model pojazdu szynowego dwuosioowego z jednym stopniem usprężynowania (rys. 1). Odpowiada on strukturze wagonu towarowego HSFV1

kolei brytyjskich. Model wagonu uzupełniony jest o poprzecznice i pionowo podatny model toru. Model wagonu i toru badane są łącznie, stanowiąc dyskretny układ pojazd szynowy–tor.



Rys. 1. Struktura modelu pojazdu (a) oraz pionowo (b) i poprzecznie (c) podatnego toru

Fig. 1. Vehicle (a) as well as vertical (b) and lateral (c) flexible track structures

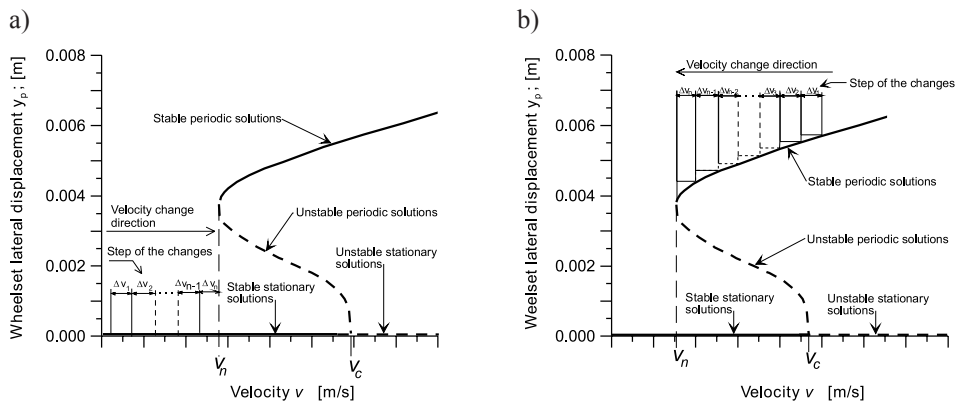
Model matematyczny układu zbudowano zgodnie z metodyką uogólnionego modelowania dynamiki pojazdów szynowych. Więcej informacji o modelu można znaleźć w [8].

3. Metody określania krytycznej prędkości ruchu

3.1. Prędkość krytyczna w ruchu jednostajnym

W badaniach wykonywanych poprzednio zadawana była stała wartość prędkości ruchu v w każdej symulacji. Pozostałe parametry układu również były stałe, a więc z każdej symulacji uzyskiwano jedno rozwiązanie układu w dziedzinie prędkości v . Badania rozpoczynano od małych prędkości (ok. 5 m/s) na torze prostym. W każdej następnej symulacji zwiększano prędkość ruchu o Δv (rys. 2a). Zwykle przyjmowano $\Delta v = 3$ lub 4 m/s. Najmniejsza wartość prędkości, przy której pojawiły się rozwiązania okresowe o charakterze cyklu granicznego, przyjmowana była jako prędkość krytyczna v_n .

Analogicznie można wyznaczyć prędkość krytyczną przy zmniejszaniu w każdej kolejnej symulacji prędkości ruchu v . Badania rozpoczyna się od dużych prędkości, dla których rozwiązania mają charakter cykli granicznych. W kolejnych symulacjach zadawana jest prędkość zmniejszona o krok Δv (rys. 2b). Najmniejsza prędkość, przy której rozwiązania mają charakter cykli granicznych, przyjmowana jest jako wartość krytyczna v_n .



Rys. 2. Określenie prędkości krytycznej przy zwiększaniu (a) i zmniejszaniu (b) prędkości ruchu

Fig. 2. Critical velocity value search for increase (a) and decrease (b) of velocity

W obu tych przypadkach prędkość krytyczna może być wyznaczona z dokładnością Δv . Zmniejszając długość kroku zmian Δv , można zwiększyć dokładność wartości prędkości krytycznej. Należy jednak mieć na uwadze fakt, że im mniejszy krok zmian Δv , tym więcej symulacji należy wykonać. A zatem zwiększa się pracochłonność metody [12].

Jak już wspomniano wcześniej, badany układ należy do tzw. układów o twardym charakterze pobudzenia. Oznacza to konieczność zadania wymuszeń początkowych o dostatecznie dużych wartościach, aby pojawiły się rozwiązania okresowe w warunkach osiągnięcia lub przekroczenia prędkości krytycznej ruchu. Na podstawie licznych doświadczeń dostateczna wartość wymuszeń początkowych została oszacowana na $y_p(0) = 0,0045$ m. Taka właśnie wartość zadawana była w badaniach wykonanych dotychczas. Pozwalało to na przyspieszenie obliczeń (mniejsza liczba symulacji), jednak ze świadomością możliwości pominięcia rozwiązań wielokrotnych lub chaotycznych.

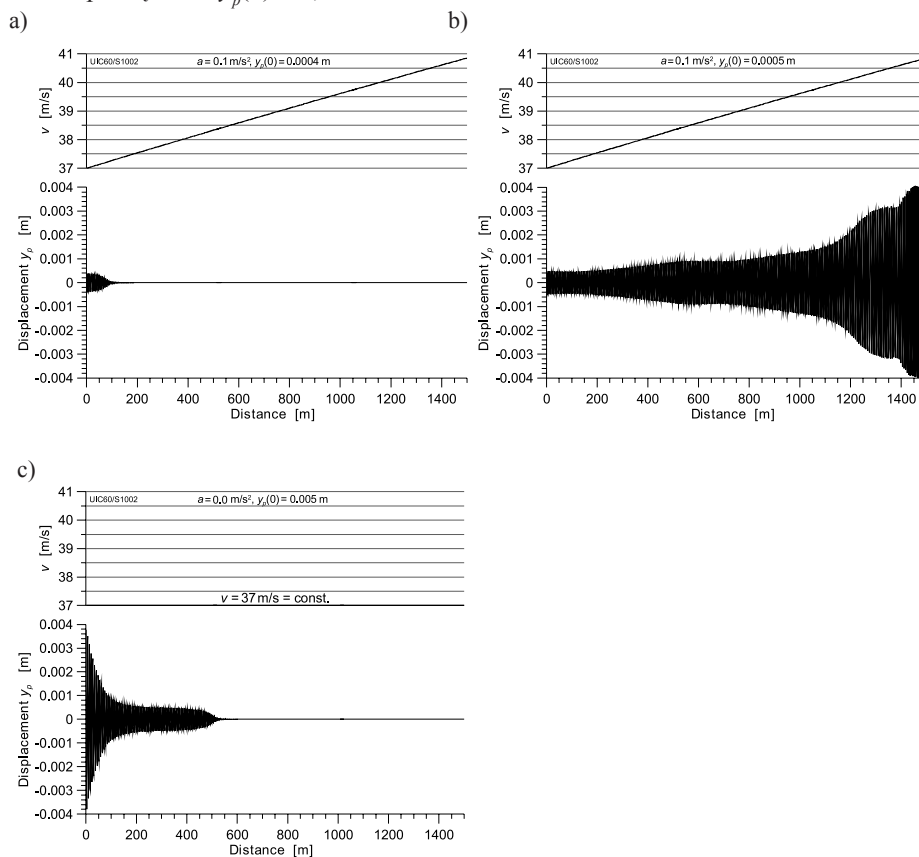
3.2. Prędkość krytyczna w ruchu jednostajnie przyspieszonym lub opóźnionym

W ostatnim czasie model i oprogramowanie do symulacji ruchu zostały rozbudowane w ten sposób, że prędkość ruchu jest funkcją czasu. Jest możliwość zadania w każdej symulacji prędkości początkowej i przyspieszenia (opóźnienia). Można zatem obserwować charakter zmian rozwiązań w pewnym zakresie prędkości ruchu v na podstawie wyników uzyskanych z pojedynczej symulacji. W literaturze angielskojęzycznej taki sposób określania wartości prędkości krytycznej nazywany jest niekiedy *ramping method* [5, 6]. Wyznaczone tą metodą prędkości krytyczne zostaną porównane z wyznaczonymi wcześniej dla stałych prędkości ruchu.

4. Wyniki badań metodą symulacji ruchu ze zmienną prędkością

Ze względu na ograniczoną objętość artykułu zamieszczone zostaną tylko wybrane wyniki uzyskane dla modelu z zarysami kół S1002 i szyn UIC60. Metodą stałej prędkości ruchu wartość krytyczna prędkości dla modelu z tymi zarysami została oszacowana na 43 m/s.

Na rysunku 3a zamieszczono wyniki badań modelu w ruchu jednostajnie przyspieszonym (narastanie prędkości). Prędkość początkowa $v_0 = 37$ m/s, przyspieszenie $a = 0,1$ m/s², wymuszenia początkowe $y_p(0) = 0,0004$ m.



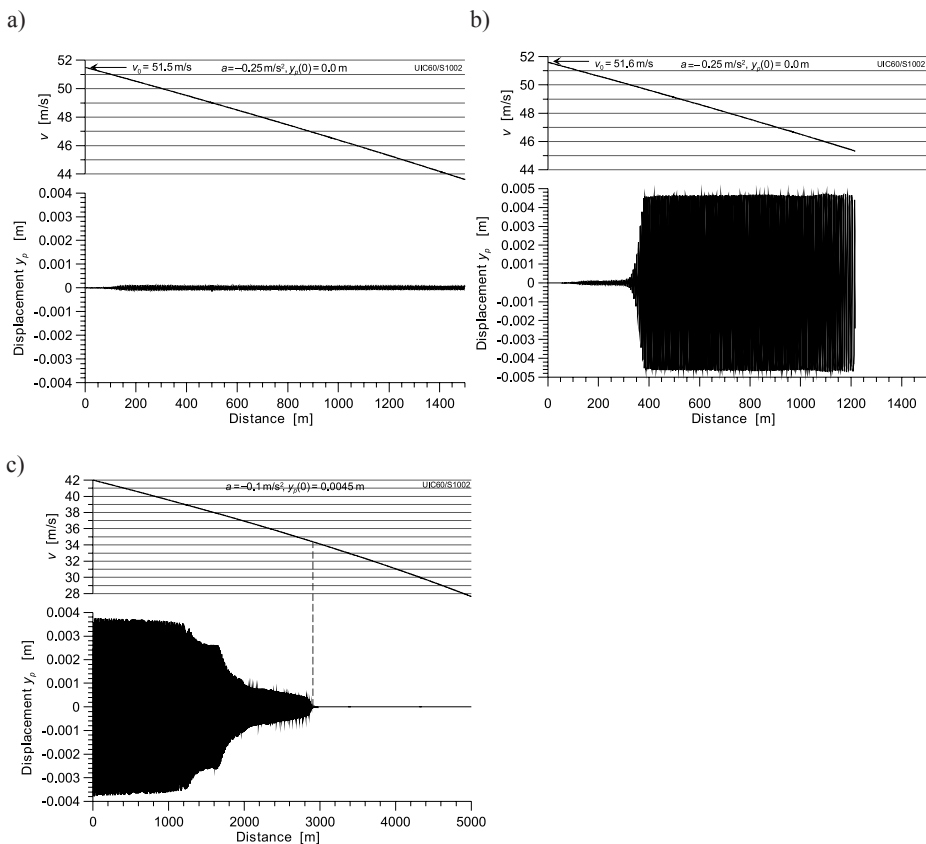
Rys. 3. Przeszczenia poprzeczne atakującego zestawu kołowego w funkcji drogi na torze prostym, wymuszenia początkowe $y_p(0) = 0,0004$ m (a) w ruchu jednostajnie przyspieszonym, $0,0005$ m (b) w ruchu jednostajnie przyspieszonym, $0,005$ m (c) w ruchu jednostajnym

Fig. 3. Leading wheelset lateral displacements versus distance for straight track, initial conditions $y_p(0) = 0,0004$ m (a) and accelerated motion, $0,0005$ m (b) and accelerated motion, $0,005$ m (c) and uniform motion

Jak można zauważyć, po wygaśnięciu niewielkich przeszczeń na początkowym odcinku toru wynikających z nałożonych wymuszeń początkowych, rozwiązania (przeszczenia poprzeczne zestawu kołowego) mają stałą wartość – zero, ponieważ ruchu odbywa się na torze prostym. Można więc stwierdzić, że w zakresie badanych w tej symulacji prędkości ruchu od 37 do 40,8 m/s prędkość krytyczna nie występuje. Jednakże zwiększając wymuszenia początkowe do $y_p(0) = 0,0005$ m, rozwiązania nie mają już charakteru stacjonarnego (rys. 3b). Od początku trasy pojawiają się oscylacje, których amplituda narasta wraz ze wzrostem prędkości ruchu. Pojawia się więc pytanie, czy prędkość 37 m/s powinna być

przyjęta jako wartość krytyczna? Kolejna symulacja została wykonana dla stałej prędkości ruchu 37 m/s i dużego wymuszenia początkowego $y_p(0) = 0,005$ m (rys. 3c). Po wygaśnięciu przemieszczeń wynikających z zadanych wymuszeń początkowych rozwiązania przyjmują charakter stateczny stacjonarny. W ruchu jednostajnym prędkość krytyczna jest więc większa od 37 m/s. Można z tych wyników wyciągnąć dwa istotne wnioski. Pierwszy, że niewielkie zmiany wymuszeń początkowych (0,1 mm) decydują o zmianie charakteru rozwiązań. Drugi, że prędkość krytyczna w ruchu jednostajnym będzie miała inną wartość od prędkości krytycznej w ruchu jednostajnie zmiennym.

Analogiczne symulacje wykonano dla ruchu jednostajnie opóźnionego (spadek prędkości). Pierwsza przedstawiona symulacja (rys. 4a) została wykonana na torze prostym dla prędkości początkowej $v_0 = 51,5$ m/s, przyspieszenia $a = -0,25$ m/s² i wymuszeń początkowych $y_p(0) = 0,0$ m.

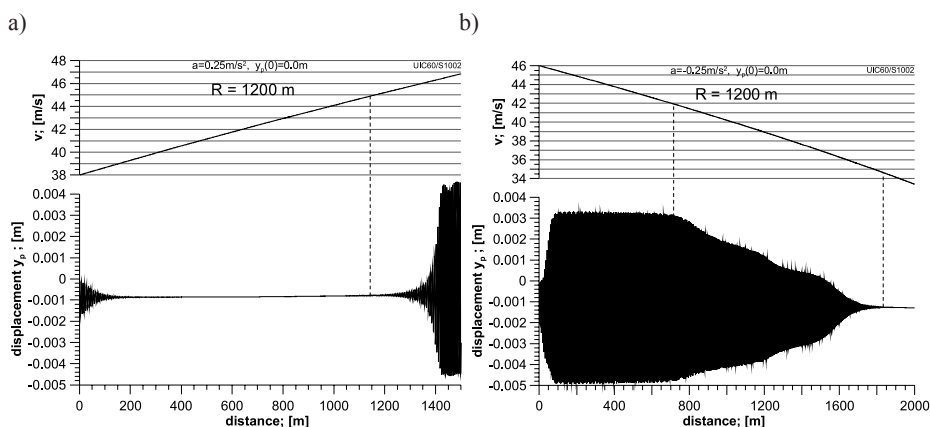


Rys. 4. Przemieszczenia poprzeczne atakującego zestawu kołowego w funkcji drogi na torze prostym, ruch jednostajnie opóźniony i: a) prędkość początkowa $v_0 = 51,5$ m/s, $y_p(0) = 0$, b) prędkość początkowa $v_0 = 51,6$ m/s, $y_p(0) = 0$, c) duże wymuszenia początkowe $y_p(0) = 0,0045$ m i $v_0 = 42$ m/s

Fig. 4. Leading wheelset lateral displacements versus distance for straight track, decelerated motion, and: a) initial velocity $v_0 = 51,5$ m/s, $y_p(0) = 0$, b) initial velocity $v_0 = 51,6$ m/s, $y_p(0) = 0$, c) big initial conditions $y_p(0) = 0,0045$ m and $v_0 = 42$ m/s

Jak widać, rozwiązania mają charakter stacjonarny. Pojawiają się wprawdzie oscylacje, lecz o bardzo małych amplitudach ($\sim 0,2$ mm). Trudno jest na obecnym etapie badań podać przyczynę ich powstawania, jednak nie można określić ich mianem typowego cyklu granicznego. Można zatem stwierdzić, że w zakresie prędkości od ok. 44 do 51,5 m/s prędkość krytyczna nie występuje. W analogicznych warunkach ruchu zwiększono prędkość początkową do $v_0 = 51,6$ m/s (rys. 4b). Po około 300 m drogi rozwiązania stacjonarne przechodzą w okresowe o charakterze cyklu granicznego pomimo zmniejszającej się prędkości ruchu. Pojawia się więc pytanie, czy prędkość 51,6 m/s powinna być przyjęta jako krytyczna? Może nie jest to prędkość 51,6 m/s, a prędkość 50,0 m/s, przy której następuje skokowy wzrost amplitudy drgań? Wykonano także kolejną symulację dla mniejszej prędkości początkowej $v_0 = 42$ m/s, przyspieszenia $a = -0,1$ m/s² i dużych wymuszeń początkowych $y_p(0) = 0,0045$ m (rys. 4c). Rozwiązania okresowe o charakterze cyklu granicznego występują od początku trasy. Amplituda maleje, ponieważ zmniejsza się prędkość ruchu i przy prędkości ok. 34,5 m/s rozwiązania przyjmują charakter stacjonarny. Zatem na podstawie wyników dla omawianego przypadku można stwierdzić, że prędkość krytyczna w ruchu jednostajnie opóźnionym może wystąpić w zakresie od 34,5 do 51,6 m/s.

Kolejny etap badań obejmował wyznaczenie wartości prędkości krytycznej w ruchu jednostajnie przyspieszonym lub opóźnionym na łuku o stałej wartości promienia. Wyniki uzyskane na trasie o promieniu łuku $R = 1200$ m zamieszczono poniżej.



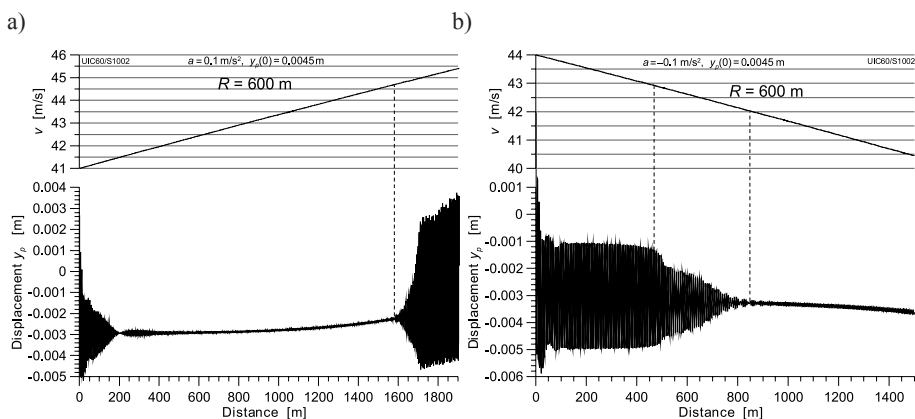
Rys. 5. Przesunięcia poprzeczne atakującego zestawu kołowego w funkcji drogi na łuku o promieniu $R = 1200$ m: a) ruch przyspieszony, b) ruch opóźniony

Fig. 5. Leading wheelset lateral displacements versus distance for curved track motion and radius $R = 1200$ m: a) accelerated motion, b) decelerated motion

Wyniki na rys. 5a przedstawiają przesunięcia poprzeczne zestawu kołowego dla prędkości początkowej $v_0 = 38$ m/s, przyspieszenia $a = 0,25$ m/s² i wymuszeń początkowych $y_p(0) = 0,0$ m. Po wygaśnięciu przesunięć na początkowym odcinku trasy rozwiązania mają charakter stacjonarny do prędkości ok. 45 m/s. Powyżej tej prędkości przechodzą w charakter okresowy. Prędkość 45 m/s można więc przyjąć jako wartość krytyczną. W tych samych warunkach wykonano symulację dla ruchu jednostajnie opóźnionego ($a = -0,25$ m/s²). Prędkość początkowa $v_0 = 46$ m/s, wymuszenia początkowe $y_p(0) = 0,0$ m. Jak można zauważyć

(rys. 5b), rozwiązania okresowe istnieją do prędkości ok. 35 m/s, co świadczy, że ruch odbywa się z prędkością większą od krytycznej. W tym przypadku prędkość krytyczna może wystąpić w przedziale od ok. 35 do 45 m/s.

Najmniejszy promień łuku kołowego, dla którego wyznaczano prędkość krytyczną wynosił $R = 600$ m. Badania wykonano dla ruchu jednostajnie przyspieszonego z przyspieszeniem $a = 0,1 \text{ m/s}^2$, prędkością początkową $v_0 = 41 \text{ m/s}$ i dużymi wymuszeniami początkowymi $y_p(0) = 0,0045 \text{ m}$ (rys. 6a).



Rys. 6. Przemieszczenia poprzeczne atakującego zestawu kołowego w funkcji drogi na łuku o promieniu $R = 600$ m: a) ruch przyspieszony, b) ruch opóźniony

Fig. 6. Leading wheelset lateral displacements versus distance for curved track motion and radius $R = 600$ m: a) accelerated motion, b) decelerated motion

Przemieszczenia poprzeczne zestawu kołowego wynikające z zadanych wymuszeń początkowych zanikają na odcinku ok. 200 m. Rozwiązania stacjonarne istnieją do prędkości ok. 44,7 m/s, następnie przechodzą w rozwiązania okresowe o charakterze cyklu granicznego. Na tej samej trasie wykonano symulacje ruchu jednostajnie opóźnionego (rys. 6b). Prędkość początkowa to $v_0 = 44 \text{ m/s}$, przyspieszenie $a = -0,1 \text{ m/s}^2$ i takie jak poprzednio wymuszenia początkowe $y_p(0) = 0,0045 \text{ m}$. Rozwiązania okresowe o charakterze cyklu granicznego istnieją od początku trasy do prędkości ok. 43 m/s. Następnie amplituda zmniejsza się wraz ze zmniejszaniem prędkości ruchu i przy prędkości 42 m/s występują już rozwiązania stacjonarne. Na tej trasie więc prędkość krytyczna może wystąpić w zakresie od 42 do 44,7 m/s. Należy zauważyć, że zakres ten jest mniejszy niż na trasie o promieniu $R = 1200$ m i znacznie mniejszy niż na torze prostym.

5. Wnioski

Wykonane badania potwierdziły możliwość wyznaczenia prędkości krytycznej metodą symulacji ze zmienną prędkością (*ramping method*) z wykorzystaniem używanych przez autorów oprogramowań. Istnieje możliwość obserwacji charakteru zmian rozwiązań w szerokim zakresie prędkości ruchu. W związku z tym istnieje także formalna możliwość wy-

znaczenia prędkości krytycznej w jednej symulacji ruchu. W porównaniu z metodą ze stałą prędkością ruchu zmniejsza to znacząco ilość niezbędnych symulacji, a zatem i czas obliczeń. Należy jednak zauważyć, że wiarygodność wyników symulacji będzie tym większa im mniejsze przyspieszenie (opóźnienie) będzie zadawane (mniejszy wpływ sił bezwładności). Aby zbadać zachowanie modelu w szerokim zakresie prędkości, przy małych przyspieszeniach (opóźnieniach), niezbędny jest długi odcinek drogi. Dłuższy odcinek drogi oznacza większe błędy numeryczne obliczeń. Tak więc z praktycznego punktu widzenia dokładność wyznaczenia prędkości krytycznej metodą opartą na symulacji ruchu ze zmienną prędkością nie wydaje się większa niż w metodzie ze stałą prędkością ruchu.

Wykonane badania wskazują ponadto na konieczność przeprowadzenia kilku symulacji ze zmienną prędkością. Chodzi o wykonanie kilku pierwszych symulacji w celu uchwycenia zakresu możliwego występowania prędkości krytycznej v_n , przy jednoczesnym zachowaniu sensownych długości badanych odcinków drogi. Na koniec niezbędna byłaby symulacja z obniżoną wartością przyspieszenia (opóźnienia) a w celu ostatecznego określenia v_n . Autorzy planują w niedalekiej przyszłości podjęcie próby określenia wartości a , które gwarantują wystarczającą dokładność wyznaczania v_n .

Literatura

- [1] Dukkipati R.V., *Modelling and simulation of the hunting of a three-piece railway truck on NCR curved track simulator*, in: Shen, Z. (Ed.), Proc. 13th IAVSD Symposium on The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 23, 1994, 105-115.
- [2] Gasch R., Moelle D., Knothe K., *The effect of non-linearities on the limit-cycles of railway vehicles*, Proceedings of the 8th IAVSD-Symposium, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Swets & Zeitlinger, Lisse 1984, 207-224.
- [3] Kass-Petersen C., True H., *A bifurcation analysis of non-linear oscillations in railway vehicles*, Vehicle System Dynamics, Vol. 13, 1984, 655-665.
- [4] Polach O., Berg M., Iwnicki S., *Simulation*, in: S. Iwnicki ed., *Handbook of railway vehicle dynamics*, CRC Press, Taylor and Francis Group, Boca Raton-London-New York 2006.
- [5] Hoffmann M., *Dynamics of European two-axle freight wagons*, PhD thesis, Technical University of Denmark, Informatics and Mathematical Modelling, Lyngby 2006.
- [6] Hoffmann M., True H., *The dynamics of European two-axle railway freight wagons with UIC standard suspension*, Berkeley 2007, supplement to Vehicle System Dynamics, vol. 46, Taylor & Francis, 2008, 225-236.
- [7] True H., Jensen J.Ch., *Parameter study of hunting and chaos in railway vehicle dynamics*, in ed.: Z. Shen, Proc. 13th IAVSD Symposium, supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 23, Taylor & Francis, 1994, 508-520.
- [8] Zboński K., *Dynamical investigation of railway vehicles on a curved track*, European Journal of Mechanics, Part A Solids, Vol. 17(6), 1998, 1001-1020.
- [9] Zboński K., Duszka M., *Development of the method and analysis for non-linear lateral stability of railway vehicles in a curved track*, Proceedings of 19th IAVSD Symposium, Milan 2005, supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 44, 2006, 147-157.

- [10] Z b o i ń s k i K., D u s z a M., *Bifurcation approach to the influence of rolling radius modelling and rail inclination on the stability of railway vehicle in a curved track*, Proceedings of 20th IAVSD Symposium, Berkeley 2007, supplement do Vehicle System Dynamics, Vol. 46, 2008, 1023-1037.
- [11] Z b o i ń s k i K., D u s z a M., *Self-exciting vibrations and Hopf's bifurcation in non-linear stability analysis of rail vehicles in curved track*, European Journal of Mechanics, Part A/Solids, Vol. 29, No. 2, 2010, 190-203.
- [12] Z b o i ń s k i K., D u s z a M., *Extended study of railway vehicle lateral stability in a curved track*, Vehicle System Dynamics, Vol. 49, No. 5, May 2011, 789-810.

ROSTISLAV FAJKOŠ, RADIM ZIMA*, KRZYSZTOF KARWAŁA**

METODY OCENY JAKOŚCI SYSTEMÓW POWŁOKOWYCH DLA OCHRONY POWIERZCHNIOWEJ KOLEJOWYCH ZESTAWÓW KOŁOWYCH

METHODS FOR QUALITY EVALUATION OF PAINT COATING SYSTEMS FOR RAILWAY WHEEL SET SURFACE PROTECTION

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono metody oceny jakości systemów powłokowych ochrony powierzchniowej, kompleksową metodykę badań oraz wyniki badań jakości technologicznej kolejowych zestawów kołowych realizowanych w wytwórni zestawów kołowych BONATRANS GROUP a.s. w Boguminie. Przeprowadzone badania jakości technologicznej elementów zestawów kołowych potwierdziły pozytywny wpływ wybranych powłok ochrony powierzchniowej na jakość użytkową kolejowych zestawów kołowych.

Słowa kluczowe: zestaw kołowy, jakość technologiczna, powłoki ochrony powierzchniowej

Abstract

In the paper the methods for quality evaluation of surface protection paint coating systems, the complex research methodology as well as the quality investigation results of railway wheel set production technology quality carried out in Wheel Set Factory BONATRANS GROUP a.s., Bohumin were presented. The quality investigations of the railway wheel set element production technology proved a positive influence of the selected surface protection paint coatings on the functional quality of railway wheel sets.

Keywords: wheel set, production technology quality, surface protection paint coatings

* Rostislav Fajkoš, Radim Zima, Bonatrans Group a.s, Bogumin.

** Dr inż. Krzysztof Karwala, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Prowadzenie działalności gospodarczej w warunkach globalizacji i międzynarodowego podziału pracy powoduje, iż zaspokojenie potrzeb i oczekiwań klienta w dziedzinie przewozów ludzi oraz towarów staje się najwyższym nakazem firmy. Znacząca rola w tym zakresie przypada dla sprawnego i nowoczesnego transportu szynowego, który jest obecnie wiodącym systemem transportu towarów i ludzi na duże odległości. Nowoczesne pojazdy szynowe powinny spełniać wiele kryteriów dotyczących budowy eksploatacji i ekologii. W celu podwyższenia efektywności i produktywności transportu szynowego w eksploatacji dąży się więc do zwiększenia prędkości jazdy, wzrostu ładowności oraz podwyższenia mocy pojazdów trakcyjnych, szczególnie w transporcie towarowym. Zadania eksploatacyjne, jakie stawia się współcześnie wytwarzanym pojazdom szynowym w większości państw europejskich, wiążą się z koniecznością wytwarzania środków transportu szynowego o wysokiej trwałości i niezawodności. Zwiększenie trwałości elementów pojazdów szynowych można osiągnąć poprzez zastosowanie bardziej odpornych na zużycie materiałów lub podwyższenie własności użytkowych materiałów tradycyjnymi metodami technologicznymi, co jest korzystniejsze ze względów ekonomicznych. Jednym z zespołów pojazdu szynowego, którego wysoka jakość użytkowa jest warunkiem koniecznym dla zapewnienia bezpieczeństwa ruchu kolejowego, jest zestaw kołowy. Zapewnia on współpracę pojazdu szynowego z torem, stąd jego bezpośredni wpływ zarówno na bezpieczeństwo ruchu, jak również na część kosztów związanych z eksploatacją pojazdu szynowego. Aktualnie obowiązujące w Europie normy EN13260 EN13261, EN13262, kompleksowo określają wymagania dotyczące zestawów kołowych. Ze względu na złożony charakter obciążenia zestawu kołowego wiodącymi procesami zużycia są: zużycie zmęczeniowe oraz ścierne. Istotnym zagadnieniem, którego znaczenie rośnie w miarę podwyższania prędkości jazdy pojazdów szynowych, jest uzyskanie odpowiednio wysokiej wytrzymałości zmęczeniowej oraz odporności na zużycie ścierne elementów zestawu kołowego. Celowe jest zatem podwyższanie ich własności użytkowych metodami technologicznymi. Wysoka jakość technologiczna systemów powłokowych ochrony powierzchni ma określony wpływ na bezpieczeństwo ruchu pojazdu, eliminując powierzchniowe uszkodzenia warstwy wierzchniej elementów zestawu kołowego co korzystnie wpływa na ich trwałość oraz zapewnia estetyczny wygląd zestawu kołowego.

W niniejszym opracowaniu przedstawiono metody oceny jakości systemów powłokowych ochrony powierzchniowej, kompleksową metodykę badań oraz wyniki badań jakości technologicznej elementów kolejowych zestawów kołowych produkowanych w wytwórni zestawów kołowych BONATRANS GROUP a.s. w Boguminie.

2. Rola warstwy powierzchniowej w kształtowaniu jakości technologicznej elementów zestawów kołowych pojazdów szynowych

Spełnienie złożonych wymagań stawianych elementom zestawów kołowych jest możliwe przy zapewnieniu wysokiej jakości technologicznej ich wykonania. Jest ona determinowana m.in. ich wytrzymałością zmęczeniową i odpornością na zużycie ścierne. Wymienione własności użytkowe w szerokim zakresie mogą być kształtowane metodami technologicznymi przy określonej konstrukcji i warunkach eksploatacji. Ostateczne ukształtowanie jakości technologicznej wyrobu odbywa się w końcowej fazie procesu technologicznego poprzez

nadanie jego warstwie powierzchniowej określonych własności za pomocą odpowiednich procesów technologicznych. Całokształt działań inżynierskich w tym zakresie, obejmujących projektowanie, realizację i kontrolę procesów technologicznych, wchodzi w zakres wyodrębnionej dziedziny wiedzy – inżynierii powierzchni [1]. W inżynierii powierzchni warstwa powierzchniowa obejmuje zarówno pojęcie warstwy wierzchniej, jak i powłoki.

Warstwą wierzchnią nazywamy warstwę materiału ograniczoną rzeczywistą powierzchnią przedmiotu, obejmującą tę powierzchnię oraz część materiału w głąb od powierzchni rzeczywistej, która wykazuje zmienione cechy fizyczne i niekiedy chemiczne w stosunku do cech tego materiału w głębi przedmiotu [2].

Przez technologiczną warstwę wierzchnią należy rozumieć warstwę wierzchnią świadomie i celowo ukształtowaną wybranymi procesami technologicznymi w celu uzyskania żądanych własności użytkowych [3]. Warstwa wierzchnia odgrywa przede wszystkim rolę techniczną. Stawia się przed nią wysokie wymagania dotyczące zwiększenia trwałości eksploatacyjnej części maszyn pracujących w warunkach tarcia i obciążeń zmęczeniowych, często przy korozyjnym oddziaływaniu środowiska naturalnego.

Powłoką nazywamy warstwę materiału o odmiennym od podłoża składzie chemicznym nanoszoną metodami technologicznymi na powierzchnię elementów maszyn w celu nadania im właściwości funkcjonalnych i estetycznych [4]. Powłoki odgrywają przede wszystkim rolę ochronną, zabezpieczając materiał podłoża przed różnymi rodzajami korozji, jak również przed mechanicznymi uszkodzeniami powierzchni elementów maszyn. Przy okazji mogą spełniać również rolę dekoracyjną. W celach technicznych stosowane są głównie do poprawy własności trybologicznych oraz do celów regeneracyjnych. Znaczenie powłok w technice wynika głównie z ich roli antykorozyjnej.

Wartość użytkowa warstwy powierzchniowej jest jednym z najważniejszych czynników decydujących o zdolności do spełniania wymogów eksploatacyjnych produktu [5]. Jest ona związana z jakością materiału, dokładnością wymiarowo-kształtową oraz jakością warstwy powierzchniowej wyrobu. Rozwój inżynierii powierzchni w kierunku projektowania, wytwarzania, badania i eksploatacji warstw powierzchniowych, umożliwia odpowiedni ich dobór do warunków eksploatacji wyrobu. Prawidłowo dobrana i wykonana warstwa powierzchniowa umożliwia uzyskanie następujących korzyści:

- zwiększenie niezawodności pracy części maszyn i zmniejszenie ich awaryjności, co skutkuje zmniejszeniem częstotliwości remontów i wymiany zużytych elementów, w wyniku ich niewłaściwej konstrukcji i eksploatacji odnotowuje się ok. 15% awarii, natomiast w wyniku niewłaściwie dobranych lub wadliwie wykonanych warstw powierzchniowych występuje ok. 85% awarii [6],
- zwiększenie trwałości elementów maszyn poprzez zmniejszenie oporów tarcia oraz zwiększenie odporności na zużycie ściernie,
- zastąpienia z porównywalnym skutkiem drogich materiałów tańszymi o gorszych właściwościach użytkowych i nadawanie ich powierzchni fizycznej lepszych właściwości eksploatacyjnych co może prowadzić do zmniejszenia ich masy przy tych samych właściwościach wytrzymałościowych i zwykle lepszych właściwościach trybologicznych,
- zmniejszenie strat energii na pokonywanie oporów tarcia w wyniku zmniejszenia się mas poruszających się części i na skutek poprawy własności trybologicznych powierzchni trących, na pokonywanie oporów tarcia przeciętnie zużywa się ok. 15–25% doprowadzanej energii, a w niektórych gałęziach aż do 85% [1],
- zmniejszenie strat w gospodarce narodowej spowodowanych korozją stopów żelaza,

- zmniejszenie zanieczyszczenia środowiska naturalnego w wyniku zastąpienia energochłonnych technologii wytwarzania technologiami energooszczędnymi przyjaznymi ekologicznie.

Odpowiednio dobrane do warunków eksploatacji części maszyn technologiczne warstwy powierzchniowe pozwalają na znaczne przedłużenie ich trwałości eksploatacyjnej, zwłaszcza jeżeli chodzi o trwałość trybologiczną, co bezpośrednio wpływa na wzrost jakości użytkowej elementów maszyn.

3. Metody oceny jakości systemów powłokowych ochrony powierzchniowej kolejoowych zestawów kołowych stosowane w zakładach BONATRANS GROUP a.s. w Boguminie

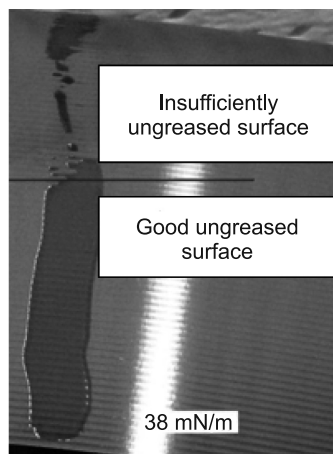
Ze względu na fakt, iż o jakości użytkowej powłok ochrony powierzchniowej w zasadniczym stopniu decyduje adhezja, czyli siła przylegania powłoki do podłoża, zasadnicze znaczenie ma odpowiednie przygotowanie powierzchni przed naniesieniem systemu powłokowego. Aby otrzymać wymaganą jakość powłoki naniesionej na elementy zestawu kołowego, należy bardzo dokładnie odtłuścić powierzchnię i sprawdzić jej jakość po zakończeniu procesu odtłuszczania. W zakładzie BONATRANS GROUP a.s. wykorzystuje się, w zależności od stosowanej technologii, różne środki do odtłuszczania powierzchni elementów zestawów kołowych. Realizację procesu odtłuszczania powierzchni można realizować ręcznie lub automatycznie, jeżeli urządzenie do odtłuszczania znajduje się końcowej części procesu obróbki wykańczającej elementów zestawów kołowych. Po zakończonym procesie odtłuszczania konieczne jest usunięcie resztek środków odtłuszczających za pomocą mycia powierzchni odtłuszczanych.

3.1. Ocena jakości odtłuszczonej powierzchni przed nałożeniem systemu powłokowego

Warunkiem koniecznym do osiągnięcia wymaganej jakości systemu powłokowego jest prawidłowe odtłuszczenie powierzchni. Ocena jakości przygotowania powierzchni do naniesienia powłoki przeprowadzana jest z zadaną częstotliwością badań, z zastosowaniem atramentów testowych lub za pomocą elektronicznego testu o oznaczeniu OKO-Mobil.

Badanie za pomocą atramentów testowych naprężeń powierzchniowych ARCOTEST jest zalecane jako badanie rutynowe dla pracowników produkcyjnych. Wynik jest od razu widoczny, zweryfikowany i daje bardzo dokładny wskaźnik o stopniu odtłuszczenia i czystości powierzchni.

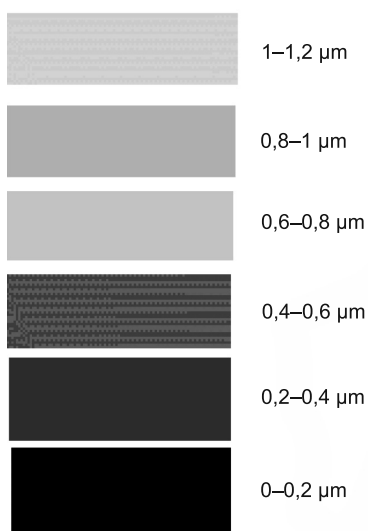
Badanie przeprowadza się poprzez naniesienie atramentu testowego na powierzchnię materiału – odcinek około 5 cm. Jeżeli kreska atramentu na powierzchni materiału nie zmieni się po upływie dwóch sekund, tzn. nie zamieni się w krople, naprężenia powierzchniowe są takie same albo nawet większe niż napięcie powierzchniowe roztworu-atramentu. Aby powierzchnia była przygotowana właściwie, atrament o wartości napięcia powierzchniowego 38 mN/m musi stanowić spójną warstwę i spełniać warunki badawcze. Na rysunku 1 przedstawiono badanie odtłuszczonej powierzchni za pomocą atramentu testowego ARCOTEKST.



Rys. 1. Badanie odtłuszczonej powierzchni za pomocą atramentu testującego – na podstawie napięć powierzchniowych

Fig. 1. Test of ungreased surface according tested ink – on the basis of stress-surface intensity

Badanie za pomocą urządzenia OKO-Mobil przeprowadza się poprzez przyłożenie urządzenia do odtłuszczonej powierzchni. Potem urządzenie wyświetli kolorowe spektrum, przedstawione na rysunku 2, w którym powinno znajdować się co najmniej 90% czarnego koloru i najwyżej około 10% granatowego (ciemnoniebieskiego) – wskazujące bardzo małe zanieczyszczenia.



Rys. 2. Widok na skalę testowanego urządzenia Oko-mobil sygnalizującą jakość powierzchni odtłuszczonej

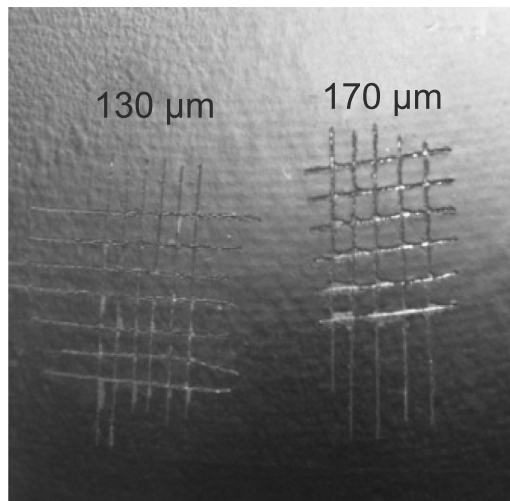
Fig. 2. A view on scale tested instrument Oko-Mobil indicating a quality of ungreased surface

Jeśli po odtłuszczeniu nie otrzymano żądanej jakości powierzchni, konieczne jest powtórzenie procesu odtłuszczania elementu w celu osiągnięcia żądanej adhezji nanoszonego systemu powłokowego.

3.2. Ocena jakości systemu powłokowego przeprowadzona bezpośrednio w procesie produkcyjnym po naniesieniu powłoki na element zestawu kołowego

Jakość naniesionej powłoki po zakończeniu procesu technologicznego jej nakładania możemy sprawdzić, oceniając trzy wybrane parametry: przyczepność do podłoża, grubość i jednolitość jej nałożenia oraz ogólny wygląd nałożonej powłoki.

Ocenę przyczepności powłoki do podłoża oceniamy za pomocą metody siatkowej, która polega na próbie oddzielenia pociętej pod kątem prostym powłoki od podłoża, na które jest naniesiona. Szczegółowy opis tej metody znajduje się w normie CSN ISO 2409. Na rysunku 3 przedstawiono widok badanego metodą siatkową segmentu osi.



Rys. 3. Siatkowa metoda oceny jakości przyczepności systemu powłokowego

Fig. 3. Crosscut test for evaluation a quality adhesion of painting system

Ocenę grubości i jednolitości naniesionej powłoki oceniamy za pomocą ultradźwiękowych lub indukcyjnych grubościomierzy. Ogólny wygląd nałożonej powłoki oceniamy, stosując metody mnemotechniczne, np. wygląd, odcień, które oceniamy przez porównanie z odpowiednim wzornikiem.

3.3. Wymagania normy EN 13261 dotyczące klasyfikacji i badań systemów powłokowych

Systemy powłokowe możliwe do zastosowania dla osi kolejowych określa norma EN 13261. Wymieniona norma zawiera 4 kategorie według żądanej ochrony powierzchni oraz konieczne badania potwierdzające jakość nałożonej powłoki. Stosunkowo duże wymagania odnoszą się do systemów powłokowych klasy 1, która dotyczy systemów powłoko-

wych nakładanych na osie zestawów kołowych stosowanych do prędkości przekraczającej 200 km/godz. Przy wysokich prędkościach ruchu zestaw kołowy jest narażony na zwiększone obciążenia mechaniczne oraz uszkodzenia mechaniczne od podtorza, które powstają przy dużych prędkościach ruchu pojazdu. Klasyfikację oraz wymagane badania systemów powłokowych osi kolejowych przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Klasyfikacja oraz badania systemów powłokowych osi kolejowych wg normy 13261 [7]

	Klasa 1	Klasa 2	Klasa 3	Klasa 4
Grubość powłoki	X	X	X	–
Przyczepność powłoki	X	X	X	–
Odporność na uderzenia	X	–	–	–
Odporność na zwirowanie	X	X	X	–
Odporność na mgły solne	X	X	X	–
Odporność na szczególne produkty korozyjne	–	X	–	–
Odporność na cykliczne mechaniczne obciążenie	X	X	X	–

Systemy powłokowe stosowane dla ochrony powierzchniowej osi zestawów kołowych przeznaczonych dla dużych prędkości ruchu., charakteryzują się zwiększoną grubością nałożonej powłoki. Grubość powłoki stosowana do osi zestawów przeznaczonych dla prędkości niższych niż 200 km/godz. wynosi około 200 μm , grubość powłoki stosowana dla osi zestawów do dużych prędkości wynosi minimum 4,5 mm i jest nanoszona specjalną technologią. Taka powłoka musi zabezpieczyć nie tylko odporność korozyjną, ale również musi chronić oś przed narażeniami mechanicznymi, tj. uderzeniami kamieni, żwiru itp., które są wzniesane z podłoża przy wysokich prędkościach ruchu. W praktyce eksploatacyjnej w czasie uderzenia odłamków kamieni i żwiru na niechronioną powierzchnię zauważono zmęczeniowe pęknięcia w miejscach osi, gdzie doszło do uszkodzenia takim odłamkiem, warstwy wierzchniej i powstało powierzchniowe ognisko zmęczeniowe, które w dalszej eksploatacji może doprowadzić do zmęczeniowego złamania osi. Przy zabezpieczonej odpowiednią powłoką ochrony powierzchniowej osi, jeżeli uderzenie odprysku kamienia naruszy ciągłość powłoki, w miejscu uderzenia może powstać ognisko korozji powierzchniowej, która – rozwijając się w eksploatacji – może doprowadzić do złamania osi. Na rysunku 4 przedstawiono zdjęcie z wypadku we włoskim Viareggio w 2009 roku, gdzie pod wpływem korozji wżerowej osi, która wyraźnie zapoczątkowała pęknięcia zmęczeniowe i spowodowała złamanie zmęczeniowe osi kolejowej w wagonie zbiornikowym przewożącym gaz ziemny (LPG), który spowodował tragiczne następstwa, ponieważ zginęli ludzie oraz duże szkody materialne, które spowodował wybuch gazu w terenie zabudowanym.



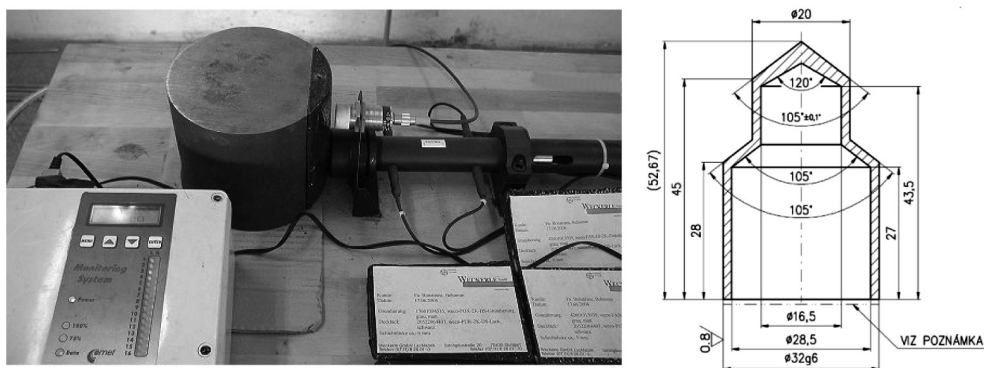
Rys. 4. Widok na pękniętą oś w miejscu korozji powierzchniowej osi, która spowodowała wykolejenie wagonu cysterny we włoskim Viareggio

Fig. 4. A view on axle fracture on corrosion impact surface axle journal which cause a vehicle derailment of railway tank on Italian Viareggio

3.3.1. Próba odporności powłoki na uderzenia mechaniczne

Wykonanie tej próby potwierdza jakość powłoki w ochronie powierzchni osi przed narażeniami mechanicznymi. Badana powłoka musi posiadać zdolność pochłaniania energii uderzenia i niedopuszczenia do przerwania powłoki oraz uszkodzenia warstwy wierzchniej osi.

Próba ta polega na wystrzeleniu stalowego naboju o masie 60 g na powierzchnię segmentu osi, na którą naniesiono ochronną warstwę powłoki, prędkością 19,4 m/s (70 km/h), energia uderzenia naboju wynosi 11,3 J. Na rysunku 5 przedstawiono widok urządzenia testowego oraz naboju stosowanego do próby odporności systemu powłokowego na uderzenia.

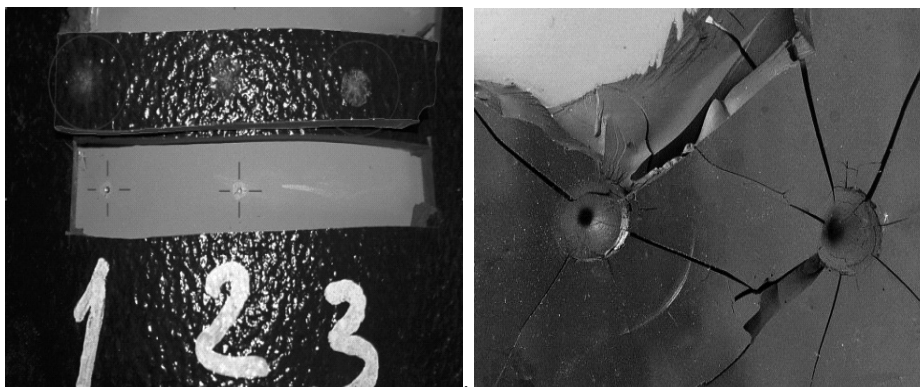


Rys. 5. Widok urządzenia testowego oraz naboju wykorzystywanego do próby odporności systemu powłokowego na uderzenia

Fig. 5. A view on projectile and testing equipment used for impact test of painting system

Celem próby jest znalezienie najmniejszej wymaganej grubości powłoki, która uniemożliwi przedostanie się naboju do warstwy wierzchniej segmentu osi. Po konsultacji z firmą Weckerle Lackfarick GmbH, która jest producentem stosowanego systemu powłokowego, usta-

lono przeprowadzenie tego rodzaju prób w temperaturze pokojowej i temperaturze -25°C . W temperaturze pokojowej nie dochodziło do przedostania się naboju do warstwy wierzchniej osi i na powierzchni systemu powłokowego widziiano tylko mały punkt po naboju, natomiast w temperaturze -25°C nastąpiło całkowite zniszczenie systemu powłokowego w pierwszych testowanych próbkach pod wpływem ich skruszenia w wyniku niskiej temperatury. Na rysunku 6 przedstawiono fotodokumentację wyników badań grubowarstwowego systemu powłokowego. Zdjęcie lewe przedstawia wyniki badań osi z naniesionym grubowarstwowym systemem powłokowym. Po usunięciu systemu powłokowego widoczne są miejsca uderzenia naboju (oznaczony cyfrą 1 widoczny ślad uderzenia naboju). Zdjęcie prawe przedstawia negatywne wyniki badań systemu powłokowego testowanego w ujemnej temperaturze.



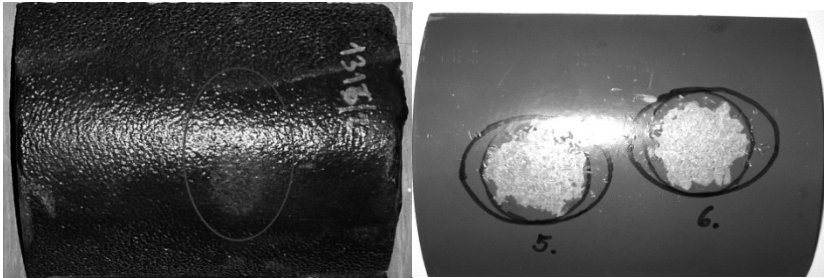
Rys. 6. Próba odporności systemu powłokowego na uderzenia (na lewo mała grubość systemu powłokowego, dlatego nabój przedostał się do segmentu osi, na prawo zniszczony system powłokowy w temperaturze -25°C)

Fig. 6. Impact test of painting system (in left fig. is small thickness of painting system because the projectile broke into tested segment of axle, in right fig. is destruction of painting system during test on temperature 25 degree below zero)

3.3.2. Próba odporności na zwirowanie

Przeprowadzenie wymienionej próby weryfikuje odporność systemu powłokowego na narażenia mechaniczne pochodzące od podtorza podczas ruchu pojazdu. Badania symulacyjne wpływu dolatującego piasku lub drobnego żwiru na ochronną powłokę osi w czasie eksploatacji przeprowadza się w następujący sposób: na badaną próbkę osi wysypuje się 1 kilogram stalowych nakrętek M6 z wysokości 5 metrów. Swobodne spadanie nakrętek jest prowadzone w stalowej rurze o wewnętrznej średnicy 38 mm. Ocenia się procentowy stosunek uszkodzonego w badaniach systemu powłokowego i porównuje się z tabelką poziomu uszkodzenia powłoki. System powłokowy można potem zaszeregować odpowiedniej klasy ochrony zdefiniowane w EN 13261. Na rysunku 7 przedstawiono fotodokumentację wyników badań odporności wybranych powłok ochronnych na zwirowanie. Segment lewy przedstawia powierzchnię powłoki o grubości 4,5 mm. Analizując wyniki badań stwierdzono brak jakichkolwiek uszkodzeń na badanej powierzchni. Pozwala to na zaliczenie tej powłoki do klasy 1 ze względu na odporność na zwirowanie. Segment prawy przedstawia powierzchnię powłoki o grubości 200 μm . Analizując wyniki badań, stwierdzono uszkodzenie badanej

powłoki prawie na całej powierzchni, co daje negatywny wynik odporności badanej powłoki na zwirowanie. Badania na odporność powłok na zwirowanie przeprowadzono dla kilku stosowanych aktualnie na kolejach powłok o grubości 200 μm i wszystkie wyniki prób były negatywne ze względu na odporność na zwirowanie.

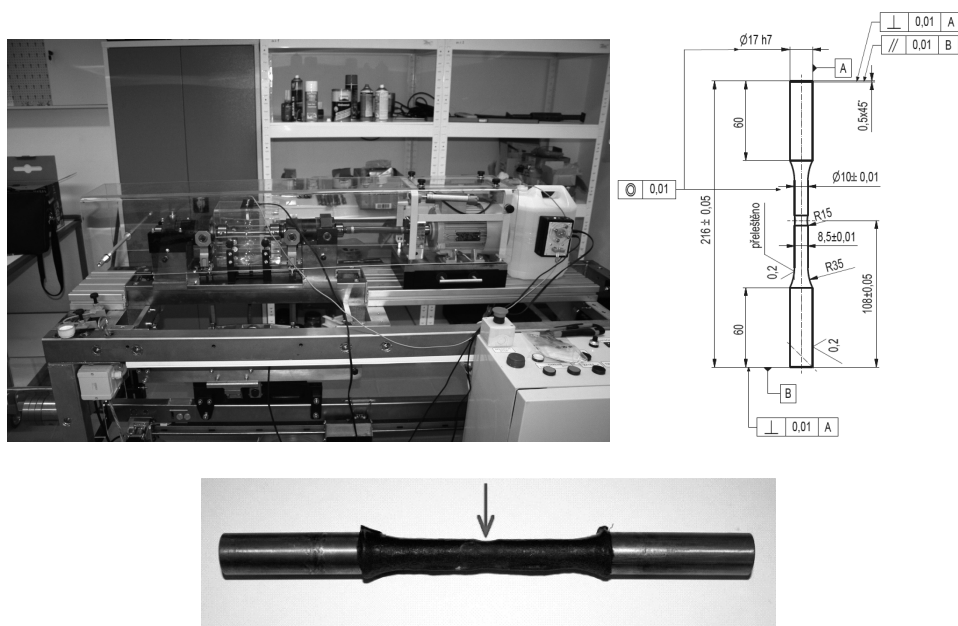


Rys. 7. Segmenty osi po badaniach odporności na zwirowanie: lewy z nałożonym grubowarstwowym systemem powłokowym o grubości 4,5 mm, prawy tradycyjny system powłokowy o grubości 200 μm

Fig. 7. The segments after tests of gritting – in left is strong 4,5 mm thick of painting system and in right is standard 200 μm thick of painting system

3.3.3. Próba odporności systemu powłokowego na cykliczne mechaniczne obciążenia

Przeprowadzenie wymienionej próby weryfikuje elastyczność i trwałość systemu powłokowego na obciążenia eksploatacyjne osi zestawu kołowego. Badania przeprowadza się na maszynie zmęczeniowej umożliwiającej realizację obciążenie próbki za pomocą zginania obrotowego, co odwzorowuje obciążenie eksploatacyjne osi zestawu kołowego. Badaną próbkę o średnicy 8,5 mm wycinamy z osi jakości EA1N i nanosimy na nią badaną powłokę. Wymagany cykl badań obejmuje 4 sztuki próbek. Obciążenie badanej próbki rozpoczynamy od poziomu 170 Mpa i na każdym poziomie obciążenia badana powłoka musi wytrzymać obciążenie 13 milionów cykli. W czasie przeprowadzania próby spada na testowaną powłokę zdemineralizowana woda z częstotliwością 1 kropli na 15 sekund. Po zakończeniu badania na jednym poziomie testowana próbka musi pozostawać bez obciążenia na 96 godzin, a potem rozpoczyna się następny cykl badań, przy czym poziom obciążenia zwiększamy o 10 MPa. Próby zmęczeniowe są bardzo czasochłonne, ponieważ testowana powłoka klasy 1 musi wytrzymać obciążenie na trzech z czterech testowanych próbek, na co najmniej 10 poziomach obciążeń. W przypadku 2 i 3 klasy ochrony powłoka musi wytrzymać co najmniej trzy z czterech testowanych próbek na co najmniej 5 poziomach obciążenia. Podczas przeprowadzania badań zmęczeniowych powstają w badanej powłoce cykliczne obciążenia rozciągania i ściskania. Jeżeli w wyniku działania tych obciążeń dojdzie do popękania badanej powłoki, zdemineralizowana woda dostanie się na powierzchnię testowanej próbki i spowoduje korozję warstwy wierzchniej próbki, co może wpłynąć na przedwczesne złamanie. Żeby zapewnić możliwość rozwinięcia się korozji powierzchniowej próbki, konieczne jest utrzymywać przerwę 96 godzin pomiędzy poszczególnymi poziomami obciążenia. Na rysunku 8 przedstawiono widok maszyny zmęczeniowej oraz badanej próbki z naniesioną grubowarstwową powłoką.

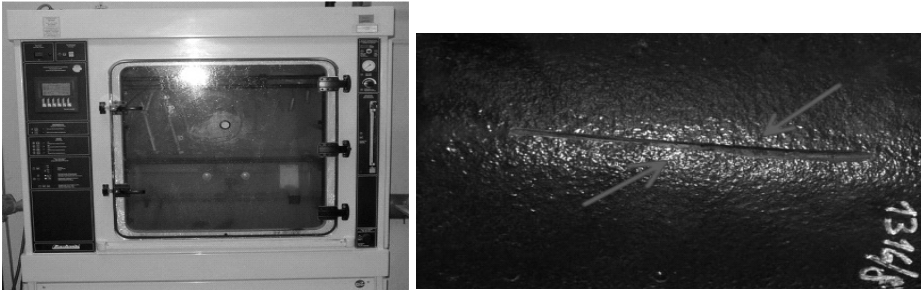


Rys. 8. Urządzenie testowe przeznaczone na próbę odporności systemu powłokowego na cykliczne mechaniczne obciążenie, zdjęcie i rysunek badanej próbki

Fig. 8. Tested Equipment used for test of painting system under cyclic mechanical stress, drawing and photo of tested specimen

3.3.4. Próba odporności powłoki na mgłę solną

Przeprowadzenie badań odporności powłoki na mgłę solną pozwala na weryfikację odporności badanej powłoki na narażenia korozyjne. Powłoki ochronne na zestawach kołowych podczas długoletniego użytkowania i okresowego serwisowania są narażone na działanie różnych środków chemicznych. Przyspieszone próby odporności badanej powłoki na narażenia korozyjne przeprowadza się, aby w stosunkowo krótkim czasie przedstawić wyniki badań. Próbę przeprowadza się w następujący sposób: próbkę z naniesioną powłoką nacina się przez całą grubość powłoki do warstwy wierzchniej metalowej próbki. Tak przygotowaną próbkę wkłada się do specjalnej komory testowej, gdzie poddana jest działaniu łaźni solnej. Po upływie określonego czasu próbkę wyjmuje się i ocenia poziom korozji w miejscu nacięcia. Na rysunku 9 przedstawiono widok komory badawczej oraz próbki po zakończeniu badań odporności powłoki na mgłę solną.



Rys. 9. Widok na komorę badawczą oraz próbkę po zakończeniu testów w mgłę solnej

Fig. 9. A view on salt-spray box and tested segment after finish this type of test

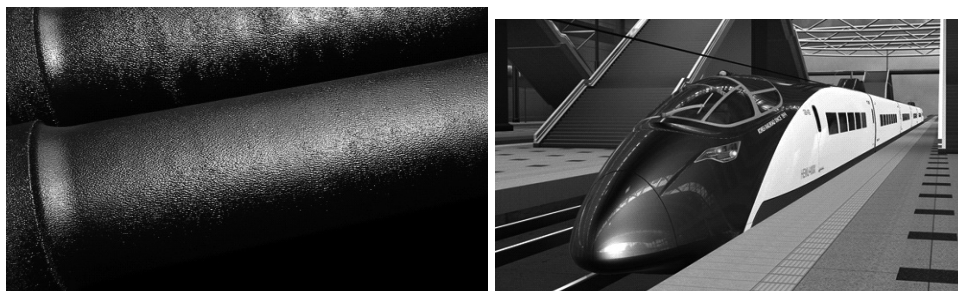
3.3.5. Próba odporności powłoki na szczególne narażenia korozyjne

Przeprowadzenie próby ma na celu stwierdzenie odporności badanej powłoki na wybrane narażenia korozyjne, takie jak:

- 3-procentowy roztwór kwasu siarkowego w zdemineralizowanej wodzie,
- 10-procentowy roztwór wodny chlorku potasu w zdemineralizowanej wodzie
- 10-procentowy roztwór wodny wodorotlenku potasu. w zdemineralizowanej wodzie.

Realizacja próby przebiega podobnie jak badanie odporności systemu powłokowego na mgłę solną. Badana próbka z naniesionym systemem powłokowym zanurza się w wybranym roztworze z substancją korodującą o temp. 23°C na 4 godziny, następnie przez 4 godziny próbka wyjęta z roztworu przebywa na powietrzu. Całkowite badania składają się z 32 cykli zanurzenia i sezonowania na powietrzu. Wyniki badań zmiany systemu powłokowego ocenia się wzrokowo oraz zmiany przyczepności wg normy ISO 2419.

W zakładach BONATRANS GROUP a.s. dla systemów powłokowych klasy pierwszej wykonuje się wszystkie próby potwierdzające jakość naniesionej powłoki przewidziane w normie EN 13261. Obecnie stosowany system powłokowy klasy 1 to tworzywo na bazie poliuretanu weco-PUR-2K-DS, z wysoką zawartością masy suchej, grubość nakładanej powłoki wynosi 4,5 mm. Wymieniony system powłokowy jest stosowany do zabezpieczenia osi zestawów kołowych dla projektu HEMU 440, gdzie prędkość użytkowa pociągu wynosi 440 km/h. Oś z naniesionym grubowarstwowym systemem powłokowym przedstawiono na rys. 10.



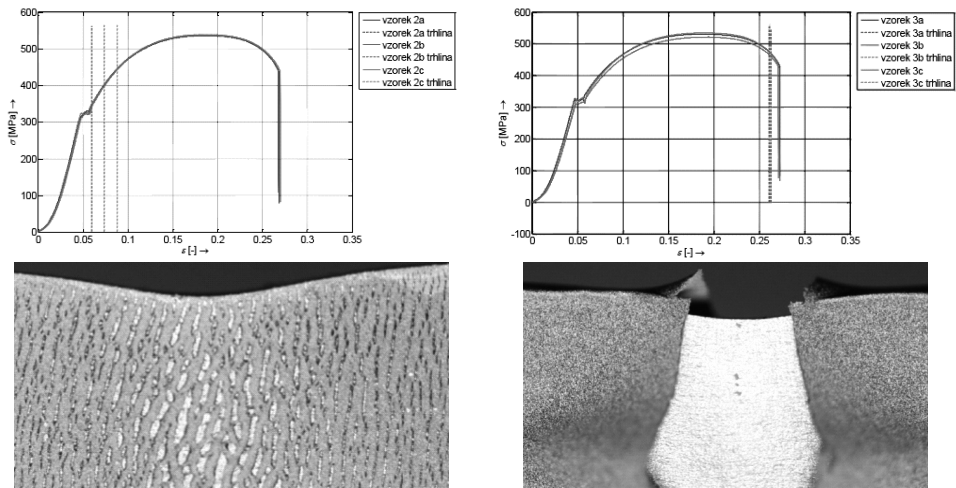
Rys. 10. Oś z nałożonym grubowarstwowym systemem powłokowym o grubości 4,5 mm przeznaczona dla pociągu Hemu, którego szybkość maksymalna wynosi 440 km/godz.

Fig. 10. Railway axles equipped strong 4,5 mm thick painting system used for hi-speed trains Hemu with maximal operational speed 440 km/hour

3.4. Specjalne próby systemów powłokowych

W przedsiębiorstwie BONATRANS GROUP a.s opracowano próby szybkiej oceny jakości badanego systemu powłokowego nieokreślone w normie EN 13261. W praktyce produkcyjnej często spotykamy się z koniecznością szybkiej oceny jakości różnych systemów powłokowych, głównie wytrzymałości i elastyczności zastosowanej powłoki. Do realizacji szybkiej oceny jakości badanej powłoki wykorzystano klasyczną próbę rozciągania. Do badania użyto typową próbkę wykonaną z materiału jakości EA1N z naniesionym systemem powłokowym. Próbę rozciągania realizowano z prędkością 10 mm/min. Na rozciąganą próbkę naniesiono pistoletem airbrush drobne kropelki farby dla uwidocznienia analizy odkształceń w miejscu rozpoczęcia naruszenia powłoki. W celu zdefiniowania właściwego odkształcenia badanej powłoki wykorzystano cyfrowo obrazową korelację (DIC). Taka bezkontaktowa ocena powierzchni odkształcanej umożliwia zdefiniowanie tensora odkształceń badanego materiału. Na rysunku 11 przedstawiono wyniki badań testowanej powłoki. Największe wartości odkształceń są porównywane przed momentem przzerwania się badanej powłoki, dla poszczególnych rodzajów powłok, jak również dla porównania wyników pomiędzy poszczególnymi seriami danej farby.

Na rysunku 11 widoczne są różnice w jakości dwóch porównywanych systemach powłokowych. Na lewym rysunku przedstawiono system powłokowy, w którym utworzyły się pęknięcia już na początku obciążania od razu po przekroczeniu granicy poślizgu stali. Na prawym rysunku przedstawiono system powłokowy, gdzie badana powłoka wytrzymała odkształcenie próbki i przerwała się tuż przed samym pęknięciem próbki. Ten system powłokowy wykazuje dużą wytrzymałość i wystarczającą elastyczność.



Rys. 11. Wyniki badań z próby rozciągania, gdzie naderwał się system powłokowy

Fig. 11. A record of tensile test with marking a area where the painting system was rupture

3.5. Systemy powłokowe przeznaczone dla nanoszenia na koła kolejowe

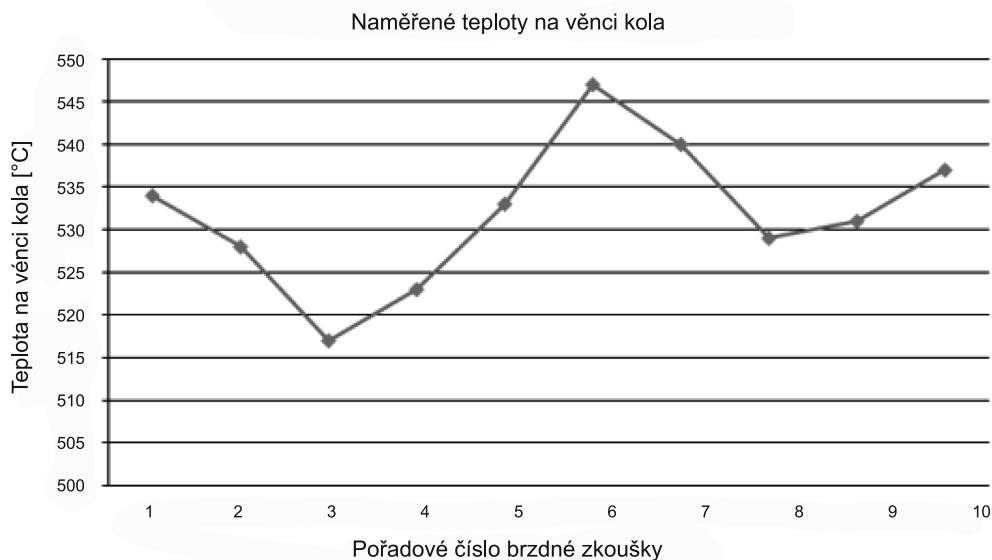
System powłokowy nanoszony na osie zestawów kołowych stanowi przede wszystkim funkcję ochronną. W kołach kolejowych system powłokowy powinien spełniać także funkcję diagnostyczną. W czasie eksploatacji przy niesprawnym układzie hamulcowym dochodzi czasem do ciągnięcia zahamowanego wagonu po torach, co w następstwie powoduje przegrzanie wieńca koła kolejowego. Obecnie są rozwijane systemy powłokowe, które same w czasie eksploatacji pełnią funkcję diagnostyczną, sygnalizując poprzez zmianę koloru, lub tworzenie się pęcherzyków na powierzchni przegrzanie koła i potrzebę przeprowadzenia kontroli zestawu kołowego. Te parametry spełniają czeski system powłokowy Telkyd S 210. Na rysunku 12 przedstawiono rozkład temperatury na wieńcu koła podczas próby hamowania.

Ten system powłokowy został naniesiony na koło, które poddano próbie hamowania z następującymi parametrami:

- wykorzystane szczęki hamulcowe: BECORIT 929-1 SG, 320×80 mm,
- moc hamowania: 50 kW,
- czas hamowania: 45 min,
- stała szybkość w czasie hamowania: 60 km/h.

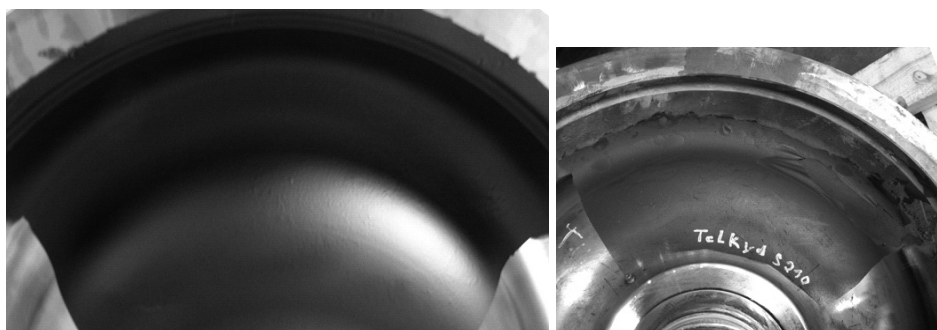
Na rysunku 12 przedstawiono rozkład temperatury na wieńcu koła zmierzony za pomocą termoelementu umieszczonego 9 mm pod stycznym okręgiem na wieńcu koła podczas procesu hamowania. Najwyższą temperaturę na wieńcu koła osiągnęła wartość 547°C. Na rysunku 13 zamieszczono system powłokowy Telkyd S210 naniesiony na tarczę koła przed i po ukończeniu próby hamowania.

Na rysunku 13 pokazano widok koła z naniesioną warstwą systemu powłokowego oraz wygląd koła po zakończeniu próby hamowania.



Rys. 12. Rozklad teploty na věncu kola podczas próby hamowania

Fig. 12. Temperature behaviour on wheel rim during brake test



Rys. 13. Naniesiony system powłokowy na tarczę koła przed próbą hamowania i po ukończeniu próby hamowania

Fig. 13. Tested painting system (Telkyd S210) applied on wheel web before and after finish brake test

4. Wnioski

Wartość użytkowa warstwy powierzchniowej jest jednym z najważniejszych czynników decydujących o zdolności do spełniania wymogów eksploatacyjnych produktu [5]. Prawidłowo dobrana i wykonana warstwa powierzchniowa umożliwi uzyskanie następujących korzyści:

- zwiększenie niezawodności pracy części maszyn i zmniejszenie ich awaryjności,
- zwiększenie trwałości elementów maszyn przez zmniejszenie oporów tarcia oraz zwiększenie odporności na zużycie ścierne,

- zastąpienia z porównywalnym skutkiem drogich materiałów tańszymi o gorszych właściwościach użytkowych i nadawanie ich powierzchni fizycznej lepszych właściwości eksploatacyjnych,
- zmniejszenie strat energii na pokonywanie oporów tarcia w wyniku zmniejszenia się mas poruszających się części i na skutek poprawy własności trybologicznych powierzchni trących,
- zmniejszenie strat w gospodarce narodowej spowodowanych korozją stopów żelaza,
- zmniejszenie zanieczyszczenia środowiska naturalnego w wyniku zastąpienia energochłonnych technologii wytwarzania technologiami energooszczędnymi przyjaznymi ekologicznie.

Odpowiednio dobrane do warunków eksploatacji części maszyn technologiczne warstwy powierzchniowe pozwalają na znaczne przedłużenie ich trwałości eksploatacyjnej, zwłaszcza jeżeli chodzi o trwałość trybologiczną, co bezpośrednio wpływa na wzrost jakości użytkowej elementów maszyn. Przedstawione w niniejszej publikacji metody oceny jakości powłok ochronnych stosowanych na elementy zestawów kołowych mają istotny wpływ na osiągnięcie wymaganych standardów jakości zestawów kołowych. Ma to bezpośredni wpływ na wzrost bezpieczeństwa w czasie ich eksploatacji. Przedstawione metody oceny jakości powłok ochronnych mają charakter uniwersalny i mogą być stosowane poza techniką kolejową w budowie maszyn.

Literatura

- [1] Burakowski T., Wierchoń T., *Inżynieria powierzchni metali*, WNT, Warszawa 1995.
- [2] PN-73/M – *Warstwa wierzchnia. Nazwy i określenia*.
- [3] Kaczmarek J., Hanzel-Powierża Z., *Aktualny stan i perspektywy diagnostyki technologicznej warstwy wierzchniej*, IMJON, 79, Warszawa.
- [4] Kula P., *Inżynieria warstwy wierzchniej*, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2000.
- [5] Młynarczyk A., Jakubowski J., *Obróbka powierzchniowa i powłoki ochronne*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
- [6] Hebda M., Wachal A., *Trybologia*, WNT, Warszawa 1980.
- [7] Gumbrowski M., Poschmann M., Bowi M., Bardehle T., *Der Eisenban Ingenieur*, 9/2002, TETZLAFF VERLAG GMBH HAMBURG.
- [8] Beretta S., Carboni M., Loconte A., *Impact of corrosion upon fatigue properties of steel*, 15 IWC, Prague 2007.
- [9] Nowosad M., Fajkos R., *Prüfungen der Schutzbeschichtungen der Radsatzwellen*, Road 2006.

GRAŻYNA JASICA, MAŁGORZATA HEINRICH*

OCENA JAKOŚCI EKSPLOATACYJNEJ KOPAREK I ŁADOWAREK W PRZEMYSŁE WYDOBYWCZYM

QUALITY ASSESSMENT OF STRIPPERS AND MUCKERS

Streszczenie

W artykule omówiono zagadnienie oceny jakości eksploatacyjnej złożonych obiektów technicznych, należących do klasy obiektów naprawialnych o zdeterminowanych zadaniowo cyklach pracy. Przedmiotem analizy są koparki i ładowarki eksploatowane w przemyśle wydobywczym, pracujące przy oddziaływaniu wielu czynników wymuszających, w warunkach określanych jako ciężkie. Jako nadrzędne kryterium ocenowe przyjęto jakość eksploatacyjną. Ocena jakości powinna być dokonywana poprzez wskaźnik niezawodności z uwzględnieniem nakładów eksploatacyjnych związanych z prowadzonymi naprawami oraz kontrolą zdolności. Przeprowadzone rozważania oraz zaproponowany sposób oceny mogą stanowić podstawę doskonalenia obiektu i jego procesu eksploatacji realizowanego w trakcie prowadzonych badań eksploatacyjnych.

Słowa kluczowe: jakość, niezawodność, koparki, ładowarki

Abstract

The paper presents the problem of quality assessment of strippers and muckers working in open-cut mines. These kind of complex, repairable technical objects belong to the group operated in task cycles and difficult conditions. The model of quality assessment considered in the paper let to estimate objects reliability as the main criterion with calculations of renewal and serviceable costs. Level of reliability and maintenance costs constituted during designing and production can be verified during exploitation searching.

Keywords: quality, reliability, strippers, muckers

* Dr inż. Grażyna Jasica, dr inż. Małgorzata Heinrich, Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie.

1. Wstęp

Przedmiotem rozważań są koparki i ładowarki eksploatowane w przemyśle wydobywczym. Należą one do obiektów naprawialnych o zdeterminowanych zadaniowo cyklach pracy. Warunki eksploatacji tych obiektów należą do ciężkich (system 3-zmianowy, duże zanieczyszczenie pyłem skalnym itp.). Problemy eksploatacyjne wynikają też ze względów ekologicznych, takich jak: znaczne zanieczyszczenie środowiska, wycieki olejów i smarów, konieczność odprowadzania zanieczyszczonej wody z wyrobisk oraz oddziaływanie sejsmiczne na zabudowania w bezpośrednim otoczeniu kopalń.

Nadrzędnym kryterium ocenowym w odniesieniu do badanych obiektów jest jakość eksploatacyjna, będąca zespołem cech tworzonych w całym cyklu istnienia obiektu. Obejmuje ona działania od rozpoznania marketingowego i wstępnego projektu poprzez fazy wytwarzania i eksploatacji obiektu.

Kształtowanie jakości w całym cyklu istnienia obiektu wymaga uwzględnienia specyfiki eksploatacji. W analizowanym przypadku do istotnych cech jakości można zaliczyć przede wszystkim niezawodność, a ponadto zwartą konstrukcję, wydajność, estetykę, ergonomię oraz łatwość dostępu do węzłów będących słabymi ogniwami. O jakości eksploatacyjnej decyduje zarówno jakość obiektu (projektowa, wykonania), jak i jakość obsługi. Ze względu na dużą awaryjność analizowanych obiektów i równoczesny wymóg dużej wydajności, zaproponowano – jako miarę jakości eksploatacyjnej – wskaźniki jakości z uwzględnieniem kosztów eksploatacji [1, 7]. Daje to możliwość oceny jakości obiektu w konkretnych warunkach eksploatacji, czyli tzw. efektywności będącej miarą przydatności obiektu do wyznaczonych zadań. Jest to zgodne z klasycznym podejściem przedstawionym w [5], według którego wskaźniki jakości eksploatacyjnej należy konstituować z elementów będących składnikami równania użyteczności eksploatacyjnej. Istotnymi elementami są tu uzyskiwane efekty (gwarantowane przez niezawodność) oraz ponoszone nakłady (koszty eksploatacyjne).

2. Identyfikacja obiektu badań

Analiza obejmuje koparki i ładowarki eksploatowane w Kieleckich Kopalniach Surowców Mineralnych (tabela 1).

Proces użytkowania charakteryzuje się sezonowością oraz pracą rozpatrywanych obiektów w systemie 3-zmianowym. Wynika stąd potrzeba „obsadzania” koparkami i ładowarkami wszystkich zmian. Średni, nominalny czas pracy na jednej zmianie wynosi około 7 godzin.

Urabiane skały to dolomit dewoński, wcześniej rozdrabniany za pomocą materiałów wybuchowych. Gabaryty skał w przypadku koparek nie przekraczają 800 mm, lecz w większości są to bryły o mniejszych rozmiarach.

Ładowarki wykorzystywane są do załadunku produktów gotowych i półproduktów o różnych granulacjach, najczęściej do 200 mm. Stosowane bywają też do załadunku surowca w wyrobisku (zwłaszcza ładowarka CAT 966G).

Z procesem użytkowania związane są również zagadnienia bezpieczeństwa i ergonomii.

**Zestawienie koparek i ładowarek eksploatowanych w Kieleckich
Kopalniach Surowców Mineralnych**

Nazwa pojazdu \ Dane techniczne	Rok produkcji, producent	Pojemność łyżki [m ³]	Moc silnika [kW]	Masa koparki [T]	Moc gł. silnika elektr. [kW]	Moc silnika obrotu [kW]	Moc silnika naporu [kW]
Koparki Brawall 1611	1993 1995 Polska	2	132	32	–	–	–
Koparki elektryczne E-302, E303	1977 1981 Polska	3	130	115	130	60	57
Ładowarki Ł-34	1975–1979 1987–1988 1990–1995 1996 Polska	3,4	162	18,5	–	–	–
Ładowarki CAT 966G	1996 USA	3,5	174	22	–	–	–

Wymienić tu należy certyfikaty ROPS/FOPS, które oznaczają kolejno:

- ROPS – konstrukcja ochronna kabiny w przypadku wywrócenia,
- FOPS – konstrukcja ochronna kabiny przed spadającymi przedmiotami.

Operator koparki Brawall 1611 pracuje w standardowej kabinie, która jest przeszklona, zamykana oraz ocieplana. Nie posiada klimatyzacji ani zabezpieczeń ROPS.

Koparki elektryczne E-302 oraz E-303 mają kabiny wyposażone dodatkowo w kratę, zabezpieczającą przed spadającą kopaliną.

Maszyniści ładowarek Ł-33 pracują w standardowej kabinie, która wykonana jest z rur o przekroju kwadratowym, zamykana oraz wyłożona materiałem fonoizolacyjnym, przeszklona, ogrzewana nagrzewnicą elektryczną. Jest pozbawiona klimatyzacji i dodatkowych zabezpieczeń ROPS.

Z kolei ładowarki CAT 966G mają kabinę wykonaną zgodnie z certyfikatem ROPS/FOPS, zamykaną, przeszkloną, ogrzewaną i wygłuszoną.

W procesie obsługiwaniania (P_o) wyróżniono następujące zespoły działań:

$$P_o = \{P, CO, NBW, NBZ, NPZ, NGZ\}$$

gdzie:

- P – przeglądy wg dokumentacji techniczno-ruchowej (DTR),
- CO – czynności obsługowe wg DTR urządzenia,
- NBW – naprawy bieżące systemem własnym,
- NBZ – naprawy bieżące systemem zleconym,
- NPZ – naprawy poszerzone zespołów pojazdów systemem zleconym,
- NGZ – naprawy główne systemem zleconym.

Szczegółowy opis obsługi i przeglądów wykonywanych przez operatorów i maszynistów zawarty jest w DTR rozpatrywanych urządzeń. DTR zawiera również wytyczne dotyczące użytkowania urządzeń w okresie docierania, instrukcje transportu i przechowywania, przepisy BHP, instrukcje smarowania, tablice paliw, olejów, smarów i płynów eksploatacyjnych.

Ze względu na ciągłą eksploatację w sezonie wydobywczym, analizowane obiekty charakteryzują się dużą awaryjnością, powodującą niejednokrotnie przerwy w pracy spowodowane brakiem urządzeń rezerwowych. Wiąże się to ze znacznymi stratami ekonomicznymi oraz zagrożeniem w zakresie bezpieczeństwa i ekologii (przecieki olejów, smarów i płynów eksploatacyjnych do gruntu, powodują skażenie środowiska naturalnego oraz mają negatywny wpływ na infrastrukturę). Opierając się na danych eksploatacyjnych, sporządzono zestawienie słabych ogniw oraz odpowiadających im węzłów tribologicznych, będących bezpośrednim powodem uszkodzeń i awarii koparek i ładowarek (tabela 2).

Systematycznie prowadzone badania, pozwalające na ocenę i utrzymanie wymaganego poziomu jakości – wraz z realizowanymi zmianami doskonalącymi obiekt i proces jego eksploatacji – powinny umożliwić spełnienie wymagań sformułowanych w DTR. Powinny one odpowiadać wymogom norm Unii Europejskiej oraz przepisom prawa górniczego określonym przez odpowiednie jednostki branżowe. W analizowanym przypadku okresowa ocena jakości eksploatacyjnej powinna być dokonywana poprzez wskaźnik niezawodności z uwzględnieniem nakładów eksploatacyjnych.

3. Ocena jakości eksploatacyjnej

Zgodnie z wcześniejszymi założeniami jako podstawową miarę jakości eksploatacyjnej obiektu w rozważanym przypadku przyjęto niezawodność z uwzględnieniem kosztów.

Zakładając, że niezawodność obiektu będzie charakteryzowana prawdopodobieństwem stanu zdatności elementów oraz kosztem eksploatacji C można przyjąć zgodnie z [2, 7], iż uśredniony wskaźnik niezawodności P dany jest zależnością (1):

Słabe ogniwa badanych obiektów i odpowiadające im węzły tribologiczne

Nazwa obiektu (pojazdu)	Słabe ogniwa	Węzły tribologiczne
Koparki Brawall 1611	otwarty system smarowania belki mechanizmu wysuwu	wózki, ślizgi
	układ jazdy (np. reduktory jazdy)	koła zębate, sprzęgła Cardana, łożyska
Koparki elektryczne E-302, E303	gąsienice jezdne	sworznie, człony gąsienicy
	układ pneumatyczny (siłowniki pneumatyczne)	tłok, cylinder, tłoczysko, dławnica
	sprzęgła główne, sprzęgła napędu	wkładki, tarcza sprzęgła
	tuleje ramienia łyżki	tuleje, sworznie
	przekładnie obrotu	koła zębate
	taśmy sprzęgłowe podnoszenia łyżki	taśma, bęben
	taśmy hamulcowe opuszczania łyżki	
taśmy hamulcowe blokady jazdy		
Ładowarki L-34	pompy hydrauliczne, rozdzielacze, siłowniki i przewody elastyczne w układzie roboczym	tłoczki, korpus, tłok, cylinder, tłoczysko, dławnica
	elementy układu wywrotu łyżki, zwłaszcza sworznie siłowników podnoszenia łyżki i wysięgnik	sworznie, tuleje
	układ przeniesienia napędu, zwłaszcza łożyska przednie wału napędzającego most przedni i śruby mocowania mostów	koła zębate przekładni różnicowych i planetarnych, elementy sprzęgieł Cardana
Ładowarki CAT 966G	układ wywrotu łyżki (wysięgnik, tuleje łyżki, łyżka)	tuleje, sworznie

$$P = \frac{1}{T_0} \left[\sum_{i=1}^n \int_{(i-1)\Theta}^{i\Theta - T_k} R(t) dt + \int_{n\Theta}^{T_0} R(t) dt \right], \quad (1)$$

gdzie:

- T_0 – czas eksploatacji obiektu,
- Θ – czas między kontrolami,
- T_k – czas trwania pojedynczej kontroli obiektu,
- n – liczba okresowych kontroli,
- $R(t)$ – wskaźnik niezawodności.

Koszt eksploatacji C może być szacowany zgodnie z [2, 7], według wzoru:

$$C = n \left(C_k + \sum_{j=1}^N S_j m_j \right) + C_s, \quad (2)$$

gdzie:

- C_k – nakłady na kontrolę zdatności wszystkich elementów obiektu w czasie pojedynczej kontroli,
- S_j – nakłady na odnowę j -tego elementu,
- m_j – średnia liczba uszkodzeń j -tego elementu w jednym międzykontrolnym okresie,
- C_s – nakłady za cały okres eksploatacji, niezależny od kontroli obiektu i odnowy elementów.

Relacja parametryczna pomiędzy kosztami eksploatacji i niezawodności podana w [2, 7] umożliwia oszacowanie niezawodności w funkcji kosztów przy założeniu wykładniczego rozkładu czasu między uszkodzeniami.

Prezentowany model daje możliwość oceny czasów kontroli i obsługi profilaktycznej wg następującego wzoru [7]:

$$T_k = PT_{ks} + (1-P)T_n, \quad (3)$$

gdzie:

- T_{ks} – czas kontroli stanu zdatnego obiektu,
- T_n – czas naprawy uszkodzenia.

Kontrola stanu zdatnego obiektu z założenia modelu polega na sprawdzaniu zdatności poszczególnych zespołów. Oznacza to, że kontrola stanu realizowana jest przez system działania o strukturze $S(k, m, N / k = N, m = 1)$.

$$T_{ks} = \sum_{i=1}^N \tau_i, \quad (4)$$

gdzie:

- τ_i – zmienna losowa czasu trwania kontroli i -tego zespołu obiektu.

Znajomość tych wielkości daje możliwość prognozowania produkcji i zysków.

W celu wyznaczania czasu naprawy można skorzystać z zależności podanej w [7]:

$$T_n = \sum_{i=1}^N Q_i T_{ni} + \sum_{i>j}^N Q_{ij} (T_{ni} + T_{nj}) + \dots, \quad (5)$$

gdzie:

- Q_i – prawdopodobieństwo, że i -ty zespół jest niezdatny,
- T_{ni} – czas naprawy i -tego elementu,
- Q_{ij} – prawdopodobieństwo, że j -ty element i -tego zespołu jest niezdatny.

W ramach dokonywanych ocen celowym wydaje się również wyznaczenie grupy wskaźników [2, 3, 5] podanych w tabeli 3.

Do zasadniczych kryteriów oceny uwzględnionych w tabeli 3 należą: 1 – trwałość, 2 – poprawność działania, 3 – ekonomiczność, 4 – naprawialność.

Wskaźniki niezawodnościowo-eksploatacyjne

Lp.	Nazwa wskaźnika	Kryteria oceny			
		1	2	3	4
1	Średni koszt jednej naprawy	–	–	+	–
2	Średni czas postoju na jedną naprawę	–	–	–	+
3	Liczba uszkodzeń ogółem	+	+	+	–
4	Koszt napraw ogółem	–	–	+	–
5	Czas postojów w stanie niezdatnym	+	+	–	–

Ekonomiczność oceniana jest poprzez średnie wartości kosztów napraw [5]. Podstawowym wskaźnikiem oceny naprawialności jest średni czas usunięcia uszkodzenia. Należy ponadto uwzględnić czas postoju w stanie niezdatności wynikający niejednokrotnie z braku części zamiennych.

Analiza i ocena jakości eksploatacyjnej rozważanych obiektów z punktu widzenia niezawodności z uwzględnieniem kosztów eksploatacji, w oparciu o zaproponowany model wymaga prowadzenia badań eksploatacyjnych oraz zorganizowania bazy danych eksploatacyjnych zgodnie z założeniami podanymi w [4].

4. Wnioski

Kształtowanie jakości złożonych obiektów technicznych, jakimi są analizowane koparki i ładowarki pracujące przy oddziaływaniu czynników wymuszających, powinno być prowadzone zarówno w procesie projektowania, wytwarzania, jak i eksploatacji. Ocena jakości eksploatacyjnej powinna być dokonywana na podstawie zaproponowanych wskaźników, z uwzględnieniem kosztów realizowanych napraw i remontów, co umożliwi weryfikację procesu obsługi pod względem jakościowym i ilościowym. Racjonalizacja procesów użytkowania i obsługi – z uwagi na uzyskiwane efekty oraz ponoszone nakłady – jest zagadnieniem istotnym dla analizowanej klasy obiektów.

Zaproponowany sposób oceny, uwzględniający rzeczywiste koszty wynikające z przyjętej strategii odnawiania, powinien pozwolić na poprawę jakości i niezawodności obiektów.

Literatura

- [1] Hormal A., Mantura W., *Zarządzanie jakością – teoria i praktyka*, Warszawa 2004.
- [2] Heinrich M., Jasica G., *Koncepcja wyznaczania wskaźnika jakości eksploatacyjnej wybranych obiektów pracujących cyklicznie*, ZEM, 2005, z. 3(143), Vol. 40.
- [3] Jaźwiński J., Kamiński M., Migdałski J., Wieremiejczyk W., Żurek J., *Strukturalna metoda badania usług*, ZEM, z. 3, 1973.
- [4] Karsznia W., Mazurkiewicz A., *Nowe kierunki w projektowaniu baz danych dla zastosowań w budowie i eksploatacji maszyn*, Problemy Eksploatacji, 4/2000 (39), Radom.

- [5] Konieczny J., *Sterowanie eksploatacją urządzeń technicznych*, PWN, Warszawa 1980.
- [6] Sitkowska R., *Miejsce kosztów eksploatacji w systemie rachunku kosztów*, Problemy Eksploatacji 4/2000 (39), Radom.
- [7] Żurek J., *Analiza systemu eksploatacji z punktu widzenia kosztów*, ZEM, 2004, z. 4 (140), Vol. 39.

EWA KARDAS-CINAL*

BADANIA SYMULACYJNE WPŁYWU LOKALNEGO STANU TORU NA BEZPIECZEŃSTWO JAZDY POJAZDU SZYNOWEGO – ANALIZA STATYSTYCZNA

SIMULATION STUDY OF LOCAL TRACK CONDITION EFFECT ON RUNNING SAFETY OF RAILWAY VEHICLE – STATISTICAL ANALYSIS

Streszczenie

W artykule przeprowadzono statystyczną analizę nierówności geometrycznych toru w pobliżu punktów toru, w których występują duże wartości współczynnika wykolejenia Y/Q otrzymane w symulacjach ruchu pojazdu szynowego po torze prostym. Stwierdzono silny wpływ lokalnych oscyłacji poprzecznych nierówności toru i przechyłki o długości fali bliskiej długości fali wężykowania zestawu kołowego na powstawanie lokalnych ekstremów Y/Q .

Słowa kluczowe: pojazd szynowy, bezpieczeństwo jazdy, lokalny stan toru

Abstract

In the paper a statistical analysis is applied to track geometrical irregularities in the vicinity of track points where large values of derailment coefficient Y/Q occur. On the basis of simulation results for railway vehicle moving along a tangent track, it is found that local oscillations of lateral track irregularities and superelevation with wavelengths close the wavelength of wheelset hunting have a strong effect on occurrence of local extrema of Y/Q .

Keywords: railway vehicle, riding safety, local track condition

* Dr inż. Ewa Kardas-Cinal, Zakład Podstaw Budowy Urządzeń Transportowych, Wydział Transportu, Politechnika Warszawska.

Oznaczenia

- f – częstotliwość spacjalna [m^{-1}]
 h_w – przechyłka toru [m]
 l_0 – połowa szerokości toru [m]
 λ – długość fali wężykowania [m]
 Q – siła pionowa w punkcie kontaktu koła z szyną [N]
 v – prędkość jazdy [m/s]
 x – współrzędna mierzona wzdłuż osi toru [m]
 Y – siła poprzeczna w punkcie kontaktu koła z szyną [N]
 y_1 – przemieszczenie poprzeczne zestawu kołowego [m]
 y_w – nierówność poprzeczna linii środkowej toru [m]
 z_w – nierówność pionowa linii środkowej toru [m]

1. Wstęp

Bezpieczeństwo jazdy jest jednym z podstawowych zagadnień, które są analizowane w badaniach dynamiki pojazdu szynowego [2, 4, 12, 14]. Zagadnienie to było również tematem prac autorki [6–9], które uwzględniały losowy charakter nierówności geometrycznych toru. Ocena bezpieczeństwa przeciw wykołajeniu jest przeprowadzana za pomocą kryterium Nadala na podstawie stosunku siły poprzecznej Y do pionowej Q w punkcie kontaktu koła z szyną [10]. W normach UIC 518 [13] oraz EN [1] stosowane jest zmodyfikowane kryterium Nadala określające maksymalną wartość współczynnika bezpieczeństwa przeciw wykołajeniu Y/Q , po jego uśrednieniu (w każdym punkcie toru) na odcinku o długości 2 m. Niebezpieczeństwo wykołajenia może być wynikiem silnego wężykowania zestawów kołowych, które prowadzi do pojawienia się dużych wartości Y/Q . Wężykowanie zestawów kołowych jest rodzajem niestabilności układu, pojawiającym się przy wysokich prędkościach ruchu [12] i polega na oscylacyjnych zmianach poprzecznego przemieszczenia zestawu względem linii środkowej toru sprzężonych z jego oscylacyjnym obrotem w płaszczyźnie równoległej do toru. Zjawisko to związane jest ze stożkowatością kół, przy czym długość fali wężykowania λ , określona w najprostszym ujęciu za pomocą wzorów Klingera, jest niezależna od prędkości ruchu pojazdu szynowego v [12]. Ruch zestawu kołowego podczas wężykowania w torze był szczegółowo analizowany przez W. Gąsowskiego i R. Langa w pracach [3].

W pracach [7, 9] stwierdzono, iż gęstość widmowa mocy wykazuje charakterystyczne maksima, przy czym jedynie częstotliwość spacjalna f_1 pierwszego z nich leży w przedziale częstotliwości spacjalnych, w którym gęstości widmowe mocy nierówności geometrycznych toru osiągają największe wartości. Natomiast pozostałe dwa maksima f_2, f_3 są w jednoznaczny sposób powiązane z częstotliwością spacjalną wężykowania zestawu kołowego. Z przeprowadzonych badań symulacyjnych [8] wynika, że częstotliwość spacjalna f_2 jest równa częstotliwości wężykowania zestawu. Natomiast występowanie maksimum gęstości widmowej Y/Q dla częstotliwości spacjalnej $f_3 \approx 2f_2$ jest głównie związane z silnie nieliniową zależnością kąta γ nachylenia boku obrzeża koła (w punkcie kontaktu koło/szyna) od przemieszczenia poprzecznego zestawu. W pracy [6] pokazano, że składowe oscylacyjne poprzecznych nierówności geometrycznych toru o częstotliwościach spacjalnych bliskich częstotliwości spacjalnej wężykowania – pomimo ich relatywnie małej amplitudy – są odpowiedzialne za powstawanie

oscylacji Y/Q o częstotliwościach f_2 i f_3 , ujawniających się jako maksima gęstości widmowej Y/Q . Analizowano również wpływ lokalnych nierówności geometrycznych toru na wężykowanie zestawów kołowych i jego amplitudę, a w rezultacie na amplitudę wartości Y/Q , określającą bezpieczeństwo jazdy. Niniejszy artykuł stanowi kontynuację tych badań wykorzystujących statystyczną analizę zależności Y/Q od lokalnego stanu toru.

2. Badania symulacyjne bezpieczeństwa jazdy

2.1. Model pojazdu szynowego

Badania symulacyjne zostały przeprowadzone z użyciem nieliniowego modelu pojazdu szynowego o 27 stopniach swobody, który był stosowany również w pracach [6–9]. Model opisuje wagon pasażerski złożony z siedmiu brył: nadwozia pojazdu, dwóch wózków i czterech zestawów kołowych, pomiędzy którymi występują połączenia sprężysto-tłumiące, o liniowych charakterystykach, tworzące zawieszenie I i II. Zależność sił w kontakcie koło/szyna od mikropoślizgów [11] jest wyznaczana za pomocą uproszczonej nieliniowej teorii kontaktu Kalkera [5]. Badania przeprowadzono dla układu pojazd szynowy–tor z szynami typu UIC60 i kołami o profilach S1002 i podobnie jak w pracy [6–9] ruch pojazdu symulowano dla stałej prędkości v po prostym, sztywnym torze, wykazującym losowe nierówności geometryczne: zmienną szerokość $2l_0(x)$, przechyłkę $h_w(x)$ oraz poprzeczne $y_w(x)$ i pionowe $z_w(x)$ nierówności linii środkowej. W niniejszym artykule nierówności toru są traktowane jako realizacje stacjonarnych, ergodycznych procesów stochastycznych i oznaczane przez wektor $\xi_w = (y_w, z_w, h_w, 2l_0)$.

2.2. Kryterium bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu

W artykule badany jest iloraz siły poprzecznej Y do pionowej Q w punkcie kontaktu koło–szyna, który jest stosowany do oceny bezpieczeństwa jazdy według kryterium Nadala [10]. Zgodnie z normami UIC 518 [13] i EN 14363 [1] wykolejenie pojazdu szynowego może wystąpić, gdy iloraz Y/Q przekroczy graniczną wartość 0,8 na drodze $\Delta x = 2$ m. W związku z tym do porównania z wartością graniczną używa się w wymienionych normach średniej ruchomej Y/Q z oknem $\Delta x = 2$ m, oznaczanej przez $(Y/Q)_{2m}$.

2.3. Wyniki – analiza statystyczna nierówności geometrycznych toru

Celem przeprowadzonych badań symulacyjnych było znalezienie odpowiedzi na pytanie: jaki jest związek pomiędzy nierównościami geometrycznymi toru a występowaniem lokalnych ekstremów (pików) ilorazu Y/Q o dużych wartościach i jaką rolę w tej zależności odgrywa wężykowanie zestawów kołowych?

Wyznaczanie widmowych gęstości mocy, jak to stosowano w pracach [6–9], umożliwia analizę zależności pomiędzy składowymi oscylacyjnymi nierównościami toru o różnych częstotliwościach specjalnych a składowymi oscylacyjnymi odpowiedziami dynamicznymi układu, w szczególności ilorazu sił kontaktowych Y/Q . Podejście takie nie pozwala jednak na zbadanie związku pomiędzy lokalną zmiennością nierówności toru a lokalnymi zmianami Y/Q . Związek taki może być skutecznie badany za pomocą statystycznej analizy lokalnego

stanu toru w pobliżu punktów toru $x = x_{peak}^{(k)}$, w których występują piki $Y(x)/Q(x)$ o dużych wartościach. W metodzie zapronowanej w pracy [6] wyznacza się – dla danej odległości u od punktu położenia piku – wartość nierówności toru ξ_w^{av} (dla każdej ze składowych) uśrednioną po zbiorze wszystkich M odcinków toru w pobliżu punktów, w których wystąpiły piki Y/Q :

$$\xi_w^{av}(u) = \frac{1}{M} \sum_{k=1}^M \xi_w(x_{peak}^{(k)} + u) \quad (1)$$

W ten sposób można określić, które składowe oscylacyjne nierówności geometrycznych toru $\xi_w = (y_w, z_w, h_w, 2l_0)$ dominują w zależnościach $\xi_w(x) = \xi_w(x_{peak}^{(k)} + u)$ w pobliżu punktów, w których występują piki $Y(x)/Q(x)$.

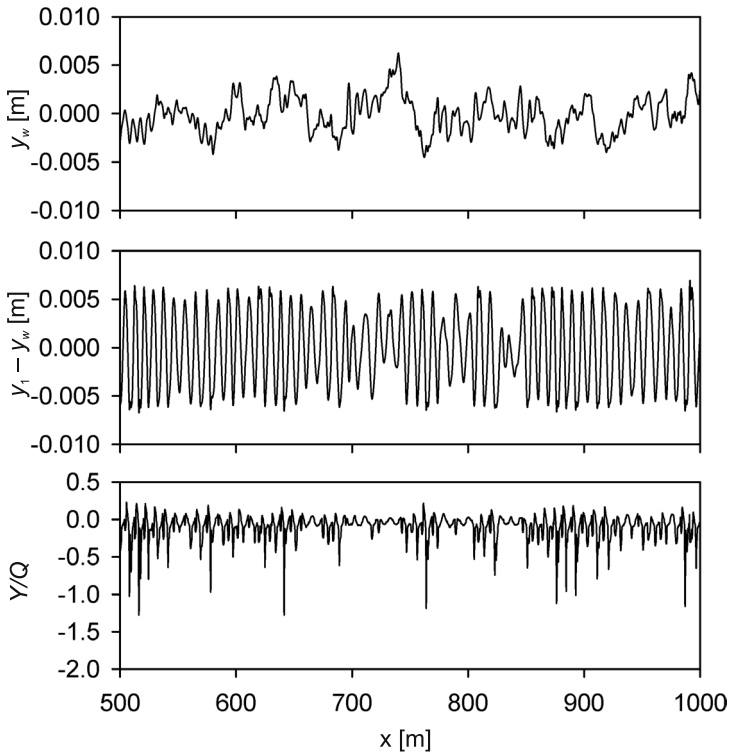
Symulacje ruchu pojazdu przeprowadzono na odcinku toru prostego i sztywnego o długości 4000 m, który wykazuje losowe nierówności geometryczne. Symulacje przeprowadzono celowo dla wysokiej prędkości jazdy, ponieważ występują wtedy duże wartości Y/Q w wielu punktach toru, co umożliwia statystyczną analizę wielkości opisujących lokalny stan toru i ruch pojazdu. Na rysunku 1 przedstawiono poprzeczne nierówności geometryczne toru y_w na wybranym fragmencie badanego odcinka toru oraz otrzymane przemieszczenia poprzeczne prowadzącego zestawu kołowego względem toru ($y_1 - y_w$), oraz iloraz Y/Q . Lokalne maksima Y/Q o dużych wartościach (np. większych niż 1,0) występują w punktach toru, w których przemieszczenie poprzeczne zestawu podczas wężykowania osiąga wartość bliską maksymalnej. W tych punktach bowiem kąt nachylenia γ obrzeża koła względem szyny (zależny nieliniowo od $(y_1 - y_w)$) osiąga dużą wartość, co prowadzi do silnego wzrostu wartości Y/Q [8]. Natomiast znacznie trudniejsze jest znalezienie bezpośredniego związku pomiędzy nierównościami geometrycznymi toru (np. y_w) stanowiącymi zaburzenie ruchu pojazdu szynowego a ilorazem sił kontaktowych Y/Q stanowiącym odpowiedź dynamiczną układu na to zaburzenie. W szczególności związek taki niełatwo dostrzec, porównując przebiegi y_w i Y/Q przedstawione na rys. 1.

W celu znalezienia takiego związku zastosowano opisaną wyżej metodę statystyczną analizy nierówności geometrycznych toru w pobliżu tych punktów toru $x = x_{peak}^{(k)}$, w których występują piki $Y(x)/Q(x)$ o dużych wartościach. Za pomocą wzoru (1) wyznaczono uśrednione statystycznie wartości poszczególnych nierówności geometrycznych toru: y_w^{av} , z_w^{av} , h_w^{av} , l_0^{av} w pobliżu położenia pików Y/Q o wartości przekraczającej 1,3. Należy tu zwrócić uwagę, że wartości Y/Q są otrzymane bezpośrednio z symulacji i nie należy ich bezpośrednio porównywać z wartością graniczną 0,8, która jest określona w normach [1, 13]; wartość graniczna odnosi się do średniej ruchomej Y/Q z oknem 2 m i nie jest przez nią przekroczona również w przypadku analizowanych wyników symulacji [8].

Wartości y_w^{av} , h_w^{av} jako funkcje odległości $u = x - x_{peak}$ od miejsca wystąpienia piku Y/Q (dla lewego i prawego koła zestawu prowadzącego przedniego wózka) są przedstawione na rys. 2. Zarówno dla nierówności poprzecznych, jak i przechyłki toru występuje – na odcinku toru o długości około 30 m przed punktem wystąpienia piku Y/Q – charakterystyczna lokalna oscylacja y_w^{av} , h_w^{av} o długości fali bliskiej długości fali wężykowania zestawów kołowych ($\lambda \approx 1/f_2 \approx 9$ m). To oznacza, że dla poszczególnych pików Y/Q bezpośrednią przyczyną ich

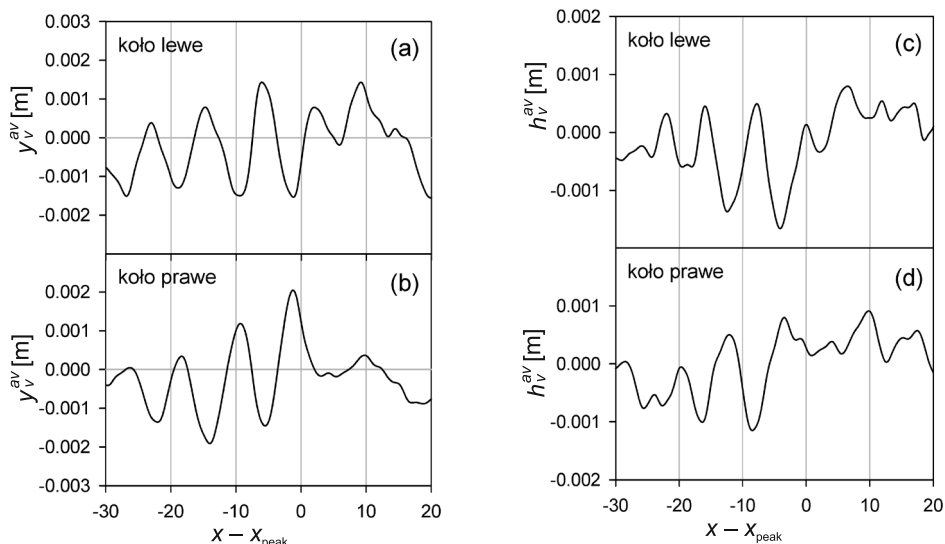
pojawienia się jest występowanie lokalnej oscylacji $y_w(x)$ lub lokalnej oscylacji $h_w(x)$ (lub obu oscylacji jednocześnie) o długości fali bliskiej długości fali wężykowania zestawów kołowych ($1/f_2 \approx 9$ m). Dla wystąpienia piku Y/Q ważne jest również, aby takie lokalne oscylacje nierówności toru były odpowiednio przesunięte w fazie względem oscylacji wężykowania zestawów kołowych w danym punkcie toru. Taki mechanizm powstawania lokalnych maksimów Y/Q , związany ze zjawiskiem rezonansu pomiędzy y_w a poprzecznym przemieszczeniem zestawu kołowego względem toru $y_1 - y_w$, jest wyraźnie widoczny na rys. 3.

Należy też zauważyć (rys. 2), że (około 2 m) przed punktem wystąpienia piku Y/Q dla lewego koła oscylacje y_w^{av} mają lokalne minimum, natomiast przed punktem wystąpienia piku Y/Q dla prawego koła oscylacje y_w^{av} mają lokalne maksimum. Takie zachowanie y_w powoduje bowiem wystąpienie minimum $y_1 - y_w$ (czyli maksymalne poprzeczne przesunięcie zestawu w lewą stronę) dokładnie w punkcie piku Y/Q dla lewego koła (rys. 3), zaś maksimum $y_1 - y_w$ (maksymalne przesunięcie w lewą stronę) – dla koła prawego.



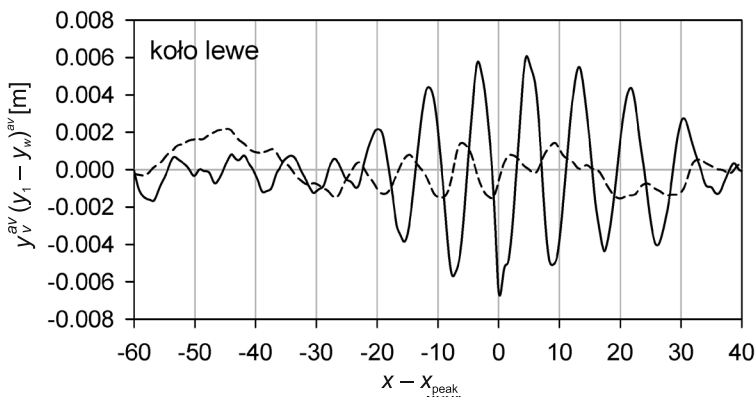
Rys. 1. Nierówności poprzeczne toru y_w , przemieszczenia poprzeczne prowadzącego zestawu kołowego względem linii środkowej toru $y_1 - y_w$ oraz iloraz siły poprzecznej Y do pionowej Q w punkcie kontaktu koło–szyna (lewe koło) dla odcinka toru $500 \text{ m} \leq x \leq 1000 \text{ m}$; $v = 200 \text{ km/h}$; $v = 200 \text{ km/h}$

Fig. 1. Lateral track irregularities y_w , lateral displacement of leading wheelset in front bogie with respect to track centre line $y_1 - y_w$, and the ratio of lateral Y to vertical Q force in the wheel-rail contact point (left wheel) for the track section $500 \text{ m} \leq x \leq 1000 \text{ m}$; $v = 200 \text{ km/h}$; $v = 200 \text{ km/h}$



Rys. 2. Nierówności poprzeczne toru y_w^{av} (a, b) i lokalna przechyłka toru h_w^{av} (c, d) uśrednione po zbiorze odcinków toru w pobliżu punktów, w których występują lokalne maksima $|Y/Q| \geq 1,3$, dla lewego (lub prawego) koła zestawu prowadzącego wózek przedniego, $v = 200$ km/h

Fig. 2. Lateral track irregularities y_w^{av} (a, b) and local superlevation h_w^{av} (c, d) averaged over the set of track intervals in the vicinity of track points where local maxima $|Y/Q| \geq 1,3$, occur, for left (or right) wheel of leading wheelset in front bogie, $v = 200$ km/h



Rys. 3. Przeszczenie poprzeczne prowadzącego zestawu kołowego względem toru $(y_1 - y_2)^{av}$ (linia ciągła) oraz nierówności poprzeczne toru y_w^{av} (linia przerywana) uśrednione po zbiorze różnych odcinków toru w pobliżu punktów $x = x_{peak}^{(k)}$ ($k = 1, \dots, M = 10$), w których występują lokalne maksima $|Y/Q| \geq 1,3$ dla lewego koła zestawu. Wózek przedni, $v = 200$ km/h

Fig. 3. Lateral displacement of leading wheelset (front bogie) with respect to track centre line $(y_1 - y_2)^{av}$ (solid line) and lateral track irregularities y_w^{av} (dashed line) averaged over the set of track intervals in the vicinity of track points $x = x_{peak}^{(k)}$ ($k = 1, \dots, M = 10$), where local maxima $|Y/Q| \geq 1,3$ occur, $v = 200$ km/h

3. Wnioski

Na podstawie wyników symulacji stwierdzono, że bezpośrednią przyczyną pojawiania się silnych lokalnych maksimum współczynnika bezpieczeństwa przeciw wykołajeniu $|Y/Q|$ jest występowanie lokalnych oscylacji nierówności poprzecznych toru $y_w(x)$ i (lub) jego przechyłki $h_w(x)$ o długości fali równej długości fali wężykowania zestawu kołowego. Wyznaczono typową postać oscylacji nierówności toru przed punktami toru, w których Y/Q osiąga dużą wartość dla lewego (prawego) koła. Pokazano, że lokalne oscylacje nierówności toru wymuszają lokalny wzrost amplitudy wężykowania zestawu kołowego, a tym samym silny wzrost Y/Q poprzez zjawisko rezonansu mechanicznego.

Praca naukowa finansowana ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego (projekt badawczy nr No N N509 4040360).

Literatura

- [1] EN 14363, Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behaviour and stationary tests, European Committee For Standardization, 2005.
- [2] Evans J., Berg M., *Challenges in simulation of rail vehicle dynamics*, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 47, Issue 8, 2009, 1023-1048.
- [3] Gąsowski W., Lang R., *Kołysanie poprzeczne zestawu kołowego podczas wężykowania w torze* (1–7), Pojazdy Szynowe, nr 2, 35-44, 1999 (1), nr 3, 26-49, 1999 (2), nr 4, 1-18, 1999 (3), nr 1, 1-26, 2000 (4), nr 2, 1-8, 2000 (5), nr 4, 1-7, 2000 (6), 2001, nr 2, 1-9, 2000 (7).
- [4] Iwnicki S.(ed.), *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, CRC Press Inc., 2006.
- [5] Kalker J.J., *A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact*, Vehicle System Dynamics, Vol. 11, 1-3, 1982.
- [6] Kardas-Cinal E., *Analiza statystyczna wpływu lokalnego stanu toru na bezpieczeństwo jazdy pojazdu szynowego*, V Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Systemy Logistyczne Teoria i Praktyka”, Waplewo 6–9 września 2011 (w druku).
- [7] Kardas-Cinal E., *Comparative study of running safety and ride comfort of railway vehicle*, Prace Naukowe Transport, z. 71, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2009, 75-84.
- [8] Kardas-Cinal E., *Spectral analysis of derailment coefficient in railway vehicle – track system with random track irregularities*, Proceedings of 21st International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, IAVSD'09, 17-21 August 2009, KTH, Stockholm, (wersja elektroniczna); abstrakt pracy – Abstract Book IAVSD'09, 360-361.
- [9] Kardas-Cinal E., Drożdziel J., Sowiński B., *Simulation testing of a relation between the derailment coefficient and the track condition*, Archives of Transport, Vol. 21, Issue 1–2, 2009, 85-98.
- [10] Nadal M.J., *Theorie de la Stabilité des Locomotives, Part 2, Movement de Lacet*, Annales des Mines, Vol. 10, 1896, 232.

- [11] Piotrowski J., *Poprzeczne oddziaływanie między pojazdem szynowym a torem*, Prace Naukowe Mechanika, z. 118, Wyd. Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.
- [12] Shabana A.A., Zaaza K.E., Sugiyama H., *Railroad Vehicle Dynamics: A Computational Approach*, Taylor & Francis/CRC, 2008.
- [13] UIC Code 518 OR, *Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track fatigue-Ride quality*, International Union of Railways, 2nd edition, April 2003.
- [14] Wu H., Shu X., Wilson N., TCRP Report 71, Track-Related Research, Volume 5, *Flange Climb Derailment Criteria and Wheel/Rail Profile Management and Maintenance Guidelines for Transit Operations*, Transportation Research Board of the National Academies (USA), 2005.

ANDRZEJ KOBIELSKI*, JACEK LECH**, JANUSZ PRUSAK***

KOLEJOWA SIĘĆ TRAKCYJNA POWROTNA A KWESTIA ZAGROŻEŃ PORĄŻENIEM ELEKTRYCZNYM

RAILWAY OVERHEAD LINE RETURN CIRCUIT AND ISSUE OF ELECTRICAL SHOCK HAZARD

Streszczenie

W artykule przedstawiono zagadnienia związane z ochroną przeciwporażeniową człowieka w kolejowych trakcyjnych sieciach powrotnych. Scharakteryzowano skutki oddziaływania prądu stałego na organizm ludzki, omówiono obowiązujące normy i przepisy prawne dotyczące zagrożeń elektrycznych oraz przedstawiono konstrukcję sieci powrotnej. Wskazano także szczególnie niebezpieczne przypadki awarii sieci powrotnej i ich wpływ na kształtowanie się napięć szyna–ziemia pod wpływem obciążenia sieci przez prądy robocze pojazdów trakcyjnych.

Słowa kluczowe: zagrożenia porażeniowe sieci powrotnej

Abstract

Problems related to electrical shock safety on railway traction return circuits are presented in the article. The results of influence of direct current on human body are described, the valid standards and law regulations related to electrical hazards are discussed and a structure of return circuit is presented. Authors denoted particularly dangerous examples of breakdowns of return circuits and their influence on generated voltages rail-earth in the condition of traction system loaded by operating currents of traction vehicles.

Keywords: electrical shock hazards of return circuit

* Dr inż. Andrzej Kobielski, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

** Jacek Lech, student, Wydział Inżynierii Elektrycznej i Komputerowej, Politechnika Krakowska.

*** Dr inż. Janusz Prusak, Instytut Elektromechanicznych Przemian Energii, Wydział Inżynierii Elektrycznej i Komputerowej, Politechnika Krakowska.

Oznaczenia

g_p	–	konduktancja przejścia [S/km]
I	–	prąd [A]
I_b	–	prądy błędzące [A]
I_s	–	prądy płynące szynami [A]
I_T	–	prąd rażeniowy [A]
L	–	długość odcinka zasilania [km]
PT	–	podstacja trakcyjna
r_p	–	rezystancja przejścia szyn [Ω km]
r_s	–	rezystancja wzdłużna szyn [Ω /km]
R_T	–	rezystancja ciała człowieka [Ω]
sj	–	sieć jezdna
t	–	czas [s]
U_L	–	napięcie bezpieczne [V]
U_s	–	napięcie szyny względem odległej ziemi [V]
U_{ST}	–	napięcie dotykowe spodziewane [V]
U_T	–	napięcie dotykowe rażeniowe [V]
U_{rdd}	–	maksymalne dopuszczalne napięcie dotykowe [V]
x	–	odległość względem początku układu odniesienia [km]
ZN	–	zwiernik napięciowy

1. Kolejowa sieć trakcyjna

1.1. Początki rozwoju trakcji elektrycznej

Za początek rozwoju trakcji elektrycznej uważa się rok 1879, kiedy to Werner von Siemens zbudował pierwszy pociąg elektryczny. Prezentacja lokomotywy wraz z trzema odkrytymi wagonami odbyła się na wystawie rzemiosł w Berlinie. Lokomotywa odbierała prąd z trzeciej szyny umieszczonej na izolatorach, znajdującej się pomiędzy szynami jezdnymi, które stanowiły sieć powrotną [1].

Z kolejnymi latami rozwoju trakcji elektrycznej wprowadzane lokomotywy o coraz większych mocach z różnymi typami napędów elektrycznych wymagały zastosowania odpowiedniego systemu zasilania prądem elektrycznym. Obecnie w Europie występują cztery podstawowe systemy zasilania trakcji elektrycznej:

- prądem stałym (DC) o napięciu 1500 V – stosowany praktycznie od samych początków trakcji elektrycznej, obecnie już się prawie nie rozwija,
- prądem stałym (DC) o napięciu 3000 V,
- prądem przemiennym (AC) jednofazowym o częstotliwości $16\frac{2}{3}$ Hz, i napięciu 15 kV,
- prądem przemiennym (AC) jednofazowym o częstotliwości 50 Hz i napięciu 25 kV.
- W Polsce elektryfikację kolei zapoczątkowano w roku 1936, a system zasilania prądem stałym o napięciu 3000 V uznano za optymalny na owe czasy. Do dnia dzisiejszego polska kolejowa sieć trakcyjna zasilana jest z tego systemu.

1.2. Zasilanie trakcji elektrycznej prądu stałego

W Polsce podstacje trakcyjne przetwarzają energię elektryczną prądu przemiennego (AC), dostarczoną przez energetykę zawodową na energię prądu stałego (DC). Podstacje zasilane są dwoma niezależnymi liniami SN (średnie napięcie) lub WN (wysokie napięcie) ze stacji transformatorowych energetyki zawodowej (GPZ – Główny Punkt Zasilający). Zasilanie z dwóch linii zapewnia podstacji ciągłość dostaw energii. Prąd przemienny, trójfazowy o częstotliwości 50 Hz i najczęściej o napięciu 15 kV przetwarzany jest przez zespoły prostownikowe na prąd stały (DC) o napięciu 3,3 kV. Napięcie takie stosowane jest na normalnotorowych magistralach i podmiejskich liniach kolejowych. Strona prądu stałego zabezpieczona jest urządzeniami przeciwzwarciovymi. Kable zasilaczy trakcyjnych doprowadzają energię elektryczną z podstacji trakcyjnej bezpośrednio do sieci jezdnej, rozciągającej się wzdłuż kolejowej trasy komunikacyjnej. Prąd z sieci jezdnej zasila silniki trakcyjne pojazdów szynowych i odprowadzany jest do podstacji trakcyjnej kablami powrotnymi połączonymi z torami kolejowymi, czyli z siecią powrotną.

W obwodzie zasilania sieci trakcyjnej w warunkach PKP wyróżniamy zasadniczo dwie części:

- sieć jezdnią, czyli zespół przewodów podłączonych do bieguna dodatniego źródła prądu, zawieszonych na konstrukcjach wsporczych wzdłuż szlaku kolejowego. Sieć jezdna składa się z liny nośnej oraz przewodu jezdnego,
- sieć powrotną, czyli tory kolejowe z odpowiednimi połączeniami elektrycznymi, podłużnymi i porzecznymi szyn, podłączone do ujemnego bieguna źródła prądu. Do sieci powrotnej dodatkowo zalicza się połączenia z szynami elementów przewodzących, normalnie nieznajdujących się pod napięciem, lecz będących w obszarze sieci trakcyjnej, np. konstrukcje wsporcze. Połączenia te zwane są uszynieniami.

1.3. Kolejowa sieć powrotna

1.3.1. Zadania i przeznaczenie sieci

Zadaniem torów kolejowych jest prowadzenie kół pojazdów szynowych po wyznaczonej drodze komunikacyjnej. W trakcji elektrycznej tory kolejowe są również przewodami odprowadzającymi prądy z silników pojazdów trakcyjnych i prądy zwarciovie do podstacji trakcyjnej. Wykorzystuje się je także jako obwody SRK (sterowania ruchem kolejowym). Urządzenia SRK posługują się szynami jako przewodnikami sygnałów, które usprawniają procesy związane z prowadzeniem ruchu.

Duże natężenie ruchu kolejowego, rozruch ciężkich lokomotyw towarowych o dużych mocach rzędu kilku megawatów, jak również w przypadkach awaryjnych zwarcia sieci jezdnej z powrotną powodują, że torami płyną prądy osiągające wartości mierzone w kiloamperach. Ważne jest więc, aby sieć powrotna zapewniała niskooporowe odprowadzenie prądów do podstacji trakcyjnej, które powinno gwarantować:

- szybką wyłączalność zwarć w przypadkach awaryjnych,
- ograniczenie spadków napięć w sieci szynowej,
- poprawę jakości i pewności zasilania,
- zmniejszenie zjawiska prądów błądzących,
- prawidłowe działanie urządzeń SRK.

Sieć szynową charakteryzują głównie dwa parametry elektryczne: rezystancja wzdłużna szyn $- r_s \left[\frac{\Omega}{\text{km}} \right]$, rezystancja przejścia szyna–ziemia $- r_p \left[\Omega \text{km} \right]$ lub konduktancja przejścia szyna–ziemia $g_p \left[\frac{\text{S}}{\text{km}} \right]$. Z punktu widzenia ochrony przeciwporażeniowej parametr przewodności wzdłużnej szyn jest szczególnie ważny ze względu na spadki napięć w sieci powrotnej. Tory kolejowe przebiegają w miejscach łatwo dostępnych, a ludzie często znajdują się w ich obszarze i mogą mieć styczność z szynami lub konstrukcjami przewodzącymi połączonymi z siecią powrotną. Spadki napięcia wywołane zwiększoną rezystancją wzdłużną powodują duże różnice potencjałów pomiędzy poszczególnymi punktami sieci szynowej a ziemią. Dlatego sieć powrotna musi zapewniać ciągłość i niskooporowość na drodze prądów powrotnych. Kolejny warunek to odpowiednia izolacja torów od ziemi. Mała rezystancja przejścia niekorzystnie wpływa na zwiększoną upływność roboczych prądów trakcyjnych do ziemi. Zjawisko to nazywane jest prądami błędzącymi. Prądy te są niepożądane ze względu na ich działalność korozyjną. Metalowe konstrukcje inżynierskie, tj. rurociągi, mosty itp., narażone długotrwale na działanie prądów błędzących ulegają wielu awariom z powodu korozji elektrolitycznej.

1.3.2. Konstrukcja elementów sieci szynowej

Na sieć powrotną składają się szyny jezdne, łączniki poprzeczne i podłużne, dławiki torowe, połączenia powrotne łączące szyny z ujemną szyną podstawacji trakcyjnej oraz uszynienia [2].

W Polskich Kolejach Państwowych stosuje się dwa typy konstrukcji torów o tzw. budowie klasycznej oraz bezстыkowej. Różnica polega na tym, iż w połączeniach bezстыkowych zakończenia fabrykacyjne szyn są spawane termitowo lub elektrycznie, a w torach klasycznych stosuje się połączenia lóbkowe oraz dodatkowo montuje się łączniki podłużne w formie przewodu miedzianego o odpowiednim przekroju, zapewniającym przepływ prądu. Łączniki podłużne są lutowane do główki szyny bądź przewlekane przez specjalne otwory znajdujące się na zakończeniach odcinków fabrykacyjnych [3]. Dodatkowo tory kolejowe wyposażone są w połączenia poprzeczne. Zapewniają one ciągłość w przepływie prądu w przypadku pęknięcia szyn oraz powodują, że wypadkowa rezystancja wzdłużna sieci powrotnej zmniejsza się dwukrotnie. Do połączeń poprzecznych zalicza się łączniki międzytokowe, które łączą sąsiednie szyny tego samego toru oraz łączniki międzytorowe, które łączą sąsiednie tory.

Strefa oddziaływania trakcji elektrycznej to obszar zelektryfikowany, w którym mogą występować zagrożenia pojawienia się niebezpiecznych napięć na częściach przewodzących znajdujących się w tym obszarze. W tym celu stosowane są elektryczne połączenia metalowych konstrukcji przewodzących prąd, normalnie nieznajdujących się pod napięciem, tj. mosty, wiadukty itp., z siecią powrotną za pomocą zwierników napięciowych. Gdy napięcie konstrukcji względem ziemi przekroczy wartość dopuszczalną 120 V, zwiernik powinien przejść ze stanu izolacji w stan przewodzenia i skutecznie obniżyć niebezpieczny potencjał do wartości bezpiecznych. W przypadku konstrukcji wsporczych słupów trakcyjnych stosuje się wspomniane wcześniej uszynienia. Uszynienia spełniają dwa główne zadania [2]:

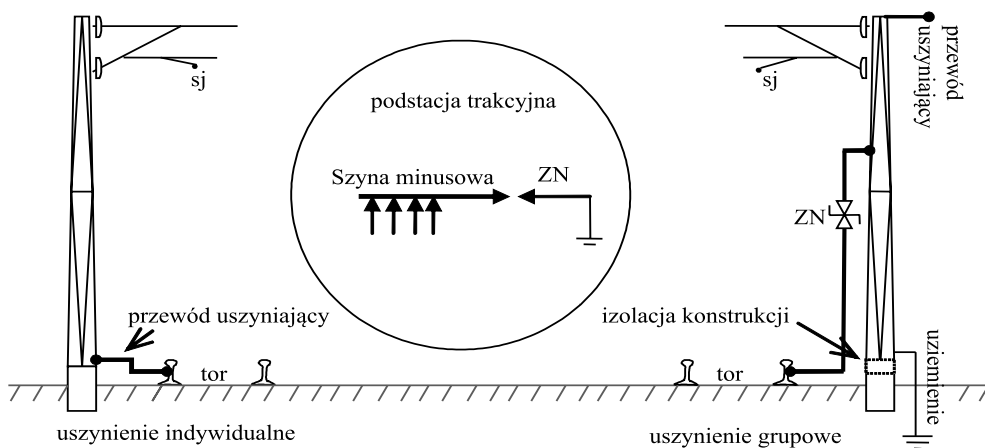
1. Zwierają metalową konstrukcję wsporczą z siecią powrotną (szyny jezdne), co w przypadku awarii izolacji sieci jezdnej powoduje natychmiastowe zadziałanie wyłączników szybkich w podstawacji trakcyjnej i kabine sekcyjnej, przerwanie prądu zwarcia oraz zlikwidowanie niebezpiecznego potencjału z szyn i konstrukcji wsporczej;

2. Stanowią ochronę przeciwporażeniową, uniemożliwiają zbyt długi przepływ prądu zwarciowego, który powoduje utrzymywanie się wysokiego potencjału konstrukcji wsporczej względem ziemi. Dotknięcie takiej konstrukcji groziłoby porażeniem osoby w momencie awarii izolacji.

Uszynienie konstrukcji wsporczych jest podstawowym warunkiem właściwej ochrony przeciwporażeniowej w obwodach trakcji elektrycznej. W polskich kolejach wyróżnia się dwa rodzaje stosowanych uszynień:

- indywidualne,
- grupowe.

Uszynienia indywidualne polegają na bezpośrednim połączeniu konstrukcji wsporczej z szynami jezdny. Stalowe pręty spawane lub mocowane na zaciskach tworzą połączenie szyn z konstrukcją wsporcą. Dłuższe uszynienia połączone są za pomocą linii miedzianych dla ograniczenia rezystancji. Obecnie ten typ uszynień nie spełnia warunków obowiązujących norm PN-EN 50122-1 oraz PN-EN 50122-2 m.in. ze względu na zjawisko występowania prądów błędzących [4]. Stosowanie bezpośrednich połączeń elektrycznych uziemionych konstrukcji wsporczych z siecią powrotną jest niedozwolone. Uszynienia grupowe łączą ze sobą określoną liczbę konstrukcji wsporczych za pomocą linki uszyniającej. Najczęściej uszynienia prowadzone są napowietrznie na całej długości szlaku kolejowego. Linka uszyniająca AFL zamontowana jest do wsporników konstrukcji wsporczej za pomocą uchwytych przelotowych. Długość linii uszyniającej z reguły dochodzi do 3000 metrów, a jej zakończenia łączy się z siecią powrotną poprzez zwierniki niskonapięciowe [2].



Rys. 1. Rodzaje uszynień spotykane w polskim systemie zasilania kolei 3000 V DC

Fig. 1. Types of structure bonding system used in polish railway power system 3 kV DC

Podobnie jak w przypadku uszynień grupowych, szyna minusowa podstacji trakcyjnej jest łączona z uziemieniem poprzez zwiernik napięciowy. W normalnych warunkach szyna jest izolowana od ziemi, w momencie pojawienia się niebezpiecznego napięcia następuje połączenie przez zwiernik. Rozwiązanie takie stanowi minimum zapewniające spełnienie wymagań ochrony przed prądami błędzącymi, a jednocześnie zapewnia wyłączalność zwarć oraz ochronę przeciwporażeniową. Urządzenie zwierające znajdujące się w podstacji trak-

cyjnej posiada skomplikowaną konstrukcję i umożliwia oddziaływanie na wyłącznik mocy zespołu podstacji w przypadku utrzymywania się niewyłączalnego przez wyłącznik szybki zwarcia doziemnego [5].

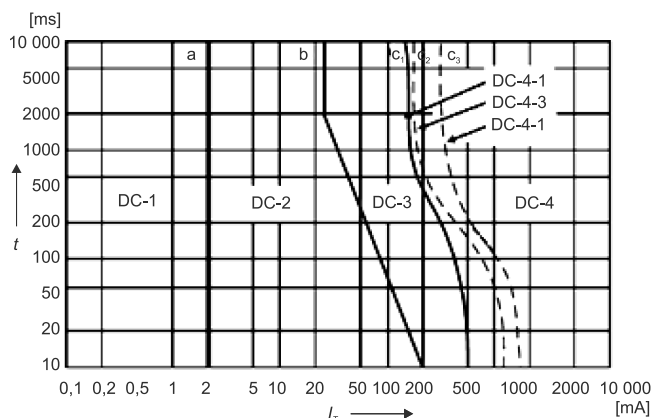
2. Dopuszczalne bezpieczne poziomy napięć w sieci powrotnej

2.1. Skutki porażenia człowieka prądem stałym

Skutki bezpośredniego oddziaływania prądu stałego na organizm ludzki, będące podstawą w kryteriach oceny zagrożenia porażeniowego zostały ogłoszone przez Międzynarodową Komisję Elektrotechniczną (IEC – *International Electrotechnical Commission*) w raporcie technicznym typu 2-IEC/TR2 604791-1 [6]. Według IEC skutki fizjologiczne rażenia prądem przepływającym określoną drogą w ciele człowieka zależą od:

- wartości prądu rażeniowego,
- zwrotu przepływu prądu rażeniowego,
- czasu przepływu prądu.

Rysunek 2 (z publikacji IEC) przedstawia strefy czasowo-prądowe skutków działania prądu stałego DC na organizm człowieka. Prąd rażeniowy I_T przepływa na drodze lewa ręka–stopy.



Rys. 2. Strefy czasowo-prądowe skutków działania prądów stałych na organizm człowieka [6]

Fig. 2. Time-current zones of results of effect of direct current on human body [6]

Próg odczuwania i reakcji na prąd stały dla człowieka wynosi około 2 mA. Przekroczenie tej wartości prądu rażeniowego (strefa DC-2) objawia się tylko lekkimi skurczami mięśni przy załączaniu i wyłączaniu prądu. Długotrwałe rażenie prądem w strefie DC-3 pomiędzy krzywymi b oraz c ma już istotny wpływ na zdrowie człowieka. W strefie DC-3 występują reakcje mięśniowe, które mogą przejściowo lub trwale szkodzić zdrowiu osoby rażonej. Skurcz mięśni może być tak silny, że niemożliwe jest otwarcie dłoni [7]. Wartość progowa prądu samouwolnienia mięśni się w zakresie od 25 do 75 mA. Powyżej tej wartości zwiększa się prawdopodobieństwo, że osoba rażona nie jest w stanie uwolnić się od obwodu rażeniowego. Długotrwałe rażenie prądem w tej strefie może spowodować termiczne zmiany w organizmie. Dla większych natężeń prądu rażeniowego, poza krzywą c_1 powiększa się

prawdopodobieństwo migotania komór serca, co może prowadzić do zatrzymania jego akcji i śmierci człowieka. Duże prądy rażeniowe powodują głębokie oparzenia ciała.

Aby określić zagrożenie spowodowane przepływem prądu rażeniowego I_T , należy opierać się na kryteriach dopuszczalnych napięć dotykowych spodziewanych lub dotykowych rażeniowych.

Napięcie dotykowe spodziewane U_{ST} jest to największa wartość napięcia dotykowego w urządzeniach lub w instalacji elektrycznej w razie uszkodzenia izolacji, gdy wartość impedancji w miejscu zwarcia jest pomijalna.

Napięcie dotykowe rażeniowe U_T to spadek napięcia wzdłuż drogi przepływu prądu przez ciało człowieka.

Człowiek w czasie rażenia prądem stanowi część obwodu elektrycznego. Znając rezystancję ciała ludzkiego R_T przy porażeniu prądem stałym i napięcie dotykowe rażeniowe U_T , możemy wyznaczyć prąd przepływający I_T i ocenić, jakie skutki spowoduje. Wartość rezystancji ciała zmienia się w zależności od przyłożonego napięcia, wilgotności skóry, powierzchni dotyku oraz drogi przepływu prądu [8].

Tabela 1

Rezystancja ciała ludzkiego R_T przy przepływie prądu stałego na drodze ręka–ręka i przy dużej powierzchni dotyku [8]

Napięcie dotykowe rażeniowe [V]	Wartości, których nie przekracza rezystancja człowieka [Ω] odpowiedniej części populacji (na drodze ręka–ręka)		
	5% populacji	50% populacji	95% populacji
25	2200	3875	8800
50	1750	2990	5300
75	1510	2470	4000
100	1340	2070	3400
125	1230	1750	3000
220	1000	1350	2125
700	750	1100	1550
1000	700	1050	1500

Rezystancja człowieka posiada inną wartość na drodze przepływu prądu ręka–ręka i ręka–stopy. Rezystancja R_T na drodze ręka–obie stopy wynosi 75% rezystancji na drodze ręka–ręka [8].

Ważny jest również kierunek prądu. Z punktu widzenia zagrożenia porażeniem bardziej niebezpieczny jest prąd wstępujący (od nóg do rąk); podobne skutki patofizjologiczne występują przy wartościach prądu od 1,05 do 4,4 razy mniejszych niż przy prądzie zstępującym (od rąk do nóg), zależnie od tego, o jakie efekty i czas rażenia chodzi [9].

Warunki środowiskowe mają decydujący wpływ na wybór dopuszczalnych wartości napięcia, które uznawane jest za napięcie bezpieczne. Napięcie bezpieczne U_L definiowane jest jako największa wartość napięcia roboczego lub dotykowego, którego długotrwałe utrzymywanie się nie stanowi zagrożenia dla życia i zdrowia człowieka w danych warunkach otoczenia. Dla prądu stałego za bezpieczne uważa się napięcie dotykowe o wartości 120 V, a w warunkach zwiększonego zagrożenia czynnikami środowiskowymi dopuszcza się na-

pięcie do 60 V. Warunki zwiększonego zagrożenia czynnikami środowiskowymi występują wtedy, gdy rezystancja ciała ludzkiego względem ziemi jest mniejsza od 1000Ω [7]. Do środowisk zwiększonego zagrożenia zaliczają się tereny otwarte, a istotny wpływ na zmniejszenie oporności ciała ludzkiego ma wysoka temperatura oraz duża wilgotność powietrza.

Aktualnie obowiązujące przepisy ochrony przeciwporażeniowej (norma PN-IEC 60364) przyjmują, że napięcie jest bezpieczne, jeśli nie przekracza wartości podanych w tabeli 2.

Tabela 2

Wartości napięć bezpiecznych [11]

Rodzaj prądu	Napięcie bezpieczne $U_L(V)$ w warunkach		
	normalnych	szczególnych	ekstremalnego zagrożenia
Prąd przemienny	50	25	12
Prąd stały	120	60	30

2.2. Wymagania stawiane ochronie przeciwporażeniowej zawarte w normie PN-EN 50122-1

Norma europejska PN-EN 50122-1 została wprowadzona do stosowania w PKP w 2002 r. Zawiera ona wymogi stawiane środkom ochrony bezpieczeństwa elektrycznego w instalacjach stałych, powiązanych z systemami trakcji AC oraz DC, jak i również innych instalacji narażonych na oddziaływania systemu trakcji elektrycznej. Podstawowe zagadnienia związane z bezpieczeństwem elektrycznym w systemie trakcji 3 kV DC zawierają rozdziały 5 i 7 [10].

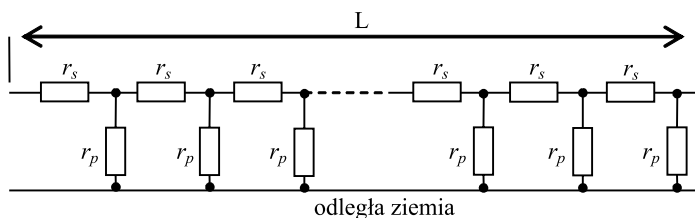
Postanowienia zawarte w rozdziale 5 dotyczą ochrony przy dotyku pośrednim, gdzie niebezpieczny potencjał może zostać przeniesiony na dostępne części przewodzące normalnie nieznajdujące się pod napięciem. Taka sytuacja może zająć wskutek zerwania górnej sieci jezdnej oraz zerwania lub wykolejenia pantografu. Zalecane jest izolowanie konstrukcji wsporczych, a następnie ich bezpośrednie łączenie z obwodem powrotnym, czyli zastosowanie uszynień. Części przewodzące nieizolowane od ziemi powinny być połączone z ziemią i stanowić połączenie z obwodem powrotnym tylko w momencie pojawienia się niebezpiecznego napięcia (awarii), tak by umożliwić przerwanie prądu. Zastosowanie zwierników napięciowych spełnia te wymogi. Zwierniki w normalnych warunkach pracy, przy niskim napięciu szyny – uszynienia konstrukcji tworzą przerwę izolacyjną. W przypadku pojawienia się niebezpiecznego napięcia na uszynionej konstrukcji w stosunku do szyn, zwiernik zamyka obwód, uszyniając konstrukcję.

Przedstawione w rozdziale 7 zakresy największych dopuszczalnych napięć dotykowych/dostępnych zostały podzielone na trzy grupy czasowe ze względu na czas przepływu prądu. Największe dopuszczalne napięcia dotykowe pojawiające się w momencie awarii przy krótkich czasach przepływu prądu rażeniowego $0 < t < 0,5$ s powinny być uwzględniane w urządzeniach ochronnych i wyłącznikach. Przy ciągłym przepływie prądu, a więc w normalnych warunkach pracy, napięcie dostępne nie może przekraczać dopuszczalnych wartości 120 V lub 60 V w zależności od czynników środowiskowych.

3. Ocena zagrożeń elektrycznych dla wybranych przypadków ruchowych pojazdów trakcyjnych

3.1. Rozkład potencjału i rozptył prądu w szynach

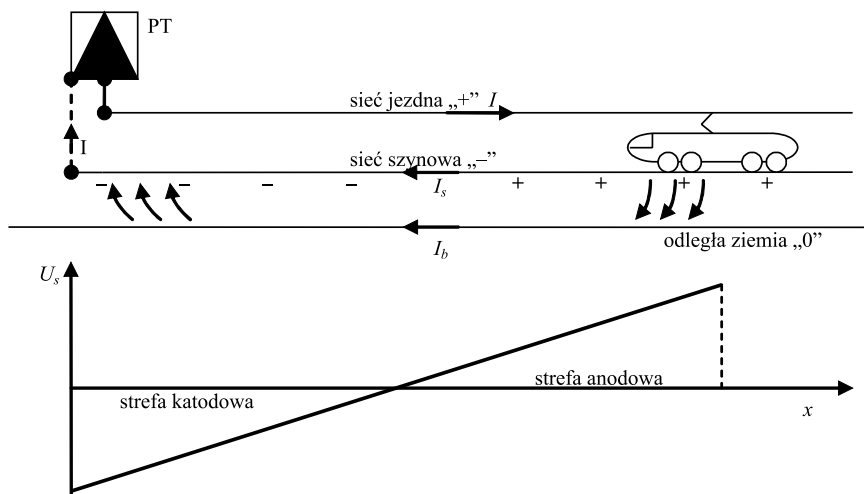
Obwód szynowy można przedstawić w postaci nieskończonej ilości elementarnych rezystancji wzdłużnych szyn r_s posiadających połączenie z ziemią za pomocą równomiernie rozłożonych rezystancji przejścia szyna–ziemia r_p (rys. 3).



Rys. 3. Elektryczny schemat zastępczy odcinka obwodu sieci szynowej o długości L

Fig. 3. Electrical equivalent scheme of section of return circuit L length

W miejscu, w którym prąd pobierany przez pociąg wpływa do szyn, tworzy się strefa anodowa. Szyny posiadają dodatni potencjał względem ziemi. Część prądu wskutek braku idealnej izolacji toru wpływa do ziemi i wraca z powrotem do szyn w miejscu przyłączenia kabli powrotnych. Prąd przepływający z ziemi do szyn powoduje, że tor posiada potencjał ujemny, a ziemia dodatni i jest to strefa katodowa (rys. 4).



Rys. 4. Uproszczony schemat sieci szynowej przy zasilaniu pojedynczego odbioru jednostronnie z podstacji trakcyjnej

Fig. 4. Simplified scheme of return circuit while powering a single load by traction substation operating in a single-side mode

Przebieg potencjału szyn względem ziemi dla wyidealizowanego przypadku z jednakowymi wartościami rezystancji przejścia i rezystancji wzdłużnych z odbiorem na końcu odcinka zasilania tworzy prostą. Szyny posiadają zerowy potencjał w środku odcinka zasilania, wartości napięć w miejscu odbioru i przyłączenia kabli powrotnych są sobie równe i różnią się znakami.

3.2. Awarie sieci powrotnych i ich wpływ na pojawiające się zagrożenia porażeniowe człowieka

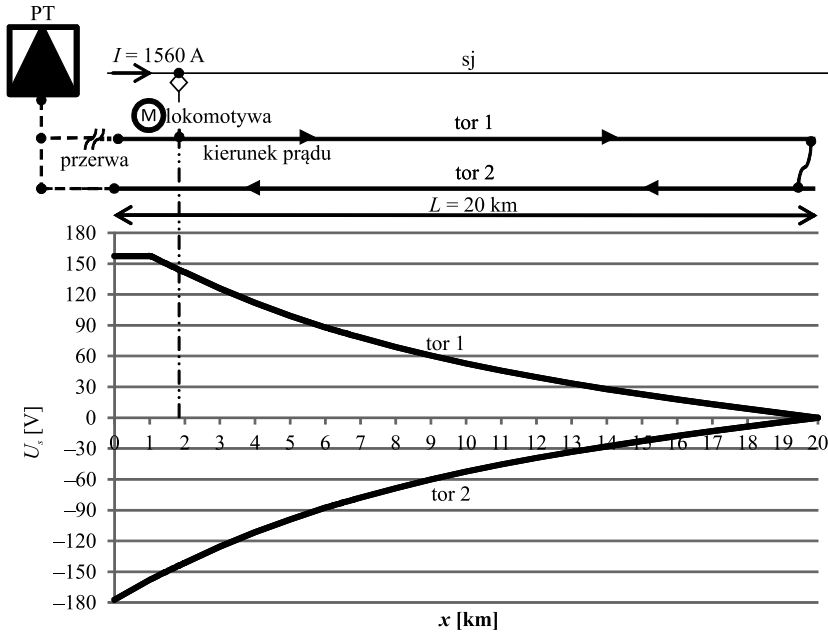
Sieć szynowa jest narażona na wiele uszkodzeń, które mogą w znaczący sposób pogorszyć jej parametry przewodności wzdłużnej. Obluzowanie się lub oderwanie łączników podłużnych, pęknięcia szyn, kradzieże dławików torowych na złączach izolowanych toru, brak połączeń obejściowych w czasie wykonywania prac naprawczych nawierzchni torowej, mogą spowodować brak ciągłości w obwodzie powrotnym. Skutkuje to pojawieniem się dużego napięcia szyny względem ziemi w momencie przejazdu lub rozruchu elektrycznego pojazdu trakcyjnego, co wiąże się ze zwiększonym zagrożeniem porażeniowym. Bardzo ważną rolę spełniają połączenia poprzeczne montowane w kolejowych sieciach powrotnych, które zmniejszają do minimum możliwość wystąpienia napięć rażeniowych.

Dla przykładu w przypadku przerwy w danym torze w pobliżu podstacji trakcyjnej i braku połączeń międzytorowych, prąd popłynie w kierunku sąsiedniej podstacji, a następnie wróci do podstacji zasilającej torem powrotnym. Droga prądu powrotnego może wynieść nawet 40 kilometrów. Łatwo zauważyć, że dla tak długiego odcinka wypadkowa rezystancja wzdłużna szyn jest duża [4]. W miejscu poboru prądu przez pojazd trakcyjny napięcie szyn względem ziemi może osiągać wartości rzędu kilkuset woltów. Stwarza to poważne zagrożenie porażeniowe. Podstacje trakcyjne wyposaża się w systemy ochrony ziemnozwarciowej, które monitorują napięcie pomiędzy ujemną szyną zbiorczą a ziemią. Przekroczenie różnicy potencjału 120 V skutkuje zadziałaniem wyłączników szybkich i wyłączeniem zasilania odcinka kolejowego. Również w takich przypadkach na wielkość napięć szyn względem ziemi ma duży wpływ rezystancja przejścia szyna–ziemia r_p . Z porażeniowego punktu widzenia najlepiej jest, aby rezystancja przejścia była jak najmniejsza, gdyż większa część prądu roboczego może popłynąć ziemią i zmniejszyć zagrożenie elektryczne do wartości bezpiecznych. Jest to niestety niezgodne z ochroną przed prądami błędzającymi, gdzie wymagana jest możliwie duża rezystancja przejścia w celu zmniejszenia udziału prądów płynących ziemią w stosunku do prądów płynących szynami. System uszynień grupowych, który obecnie wypiera indywidualny system uszynień (niezgodny z obowiązującymi normami), działa na zasadzie doziemiania odcinka szynowego. Mała rezystancja przejścia korzystnie wpływa na zmniejszenie niebezpiecznego potencjału szyn względem ziemi.

Szczególnie niebezpieczne jest pojawienie się przerwy dwustronnej w obwodzie powrotnym. Mogłoby się wydawać, że na takim odcinku silniki pojazdów trakcyjnych są pozbawione zasilania ze względu na obustronną przerwę w szynach – przewodzie odprowadzającym prąd. Jednak prądy mogą swobodnie przepływać ziemią, zwłaszcza jeżeli rezystancja przejścia r_p jest mała i nie powoduje, że urządzenia ochrony podnapięciowej instalowane w pojazdach trakcyjnych odłączą pojazd od zasilania z powodu spadku napięcia zasilającego poniżej wartości 2100 V. W takim przypadku szyny, które nie posiadają ciągłości z szynowym obwodem powrotnym, osiągną niebezpieczne napięcia względem ziemi. Również uszynienia indywidualne będą stwarzać dodatkowe zagrożenie. Wysokie napięcia szyn zostanie wyniesione na konstrukcje wsporcze sieci jezdnej znajdujące się w pewnej odległości od torów.

Wykresy przedstawione na kolejnych rysunkach (rys. 5, rys. 7) przedstawiają rozkład i wartości napięć pod wpływem obciążenia prądami roboczymi dla różnych sytuacji awaryjnych sieci powrotnej.

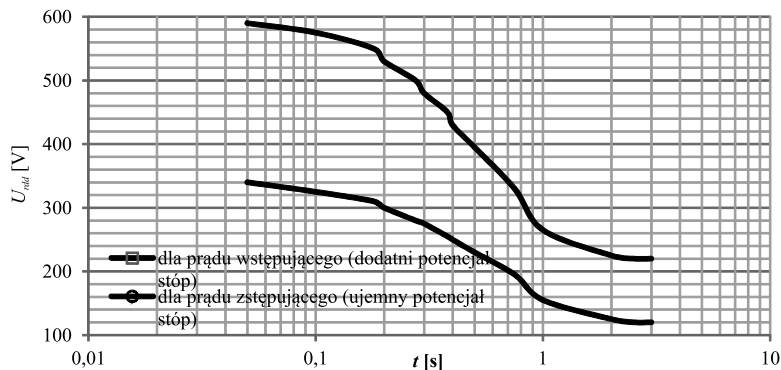
1. Linia dwutorowa zasilana jednostronnie o długości $L = 20$ km pozbawiona połączeń międzytorowych na znacznym odcinku torowiska z zerwanymi kablami powrotnymi z toru 1.



Rys. 5. Rozkład potencjału szyn U_s względem ziemi

Fig. 5. Rail voltage distribution U_s in relation to far-earth

W przypadku niezadziałania ochrony ziemnozwarciowej zainstalowanej w podstacji trakcyjnej, w opisanym powyżej stanie awaryjnym sieci powrotnej napięcia rażeniowe mają daleki zasięg. Brak podstawowych połączeń elektrycznych sieci powrotnej skutkuje pojawianiem się niebezpiecznych potencjałów wywołanych przepływem dużych prądów, zwłaszcza w trakcie rozruchu ciężkich lokomotyw towarowych. Człowiek znajdujący się na torach, który nie ma jakiegokolwiek kontaktu wzrokowego z pojawiającym się pociągiem i myśli, że jest bezpieczny, może zostać śmiertelnie porażony prądem podczas dotyku szyny bądź też konstrukcji wsporczej uszynionej bezpośrednio z torami. W zależności od tego, na którym torze będzie znajdowała się osoba, droga przepływu prądu rażeniowego może być inna. Dla toru 1 napięcia szyn względem ziemi, osiągają dodatnie wartości i przepływ prądu rażeniowego może zachodzić na drodze noga–noga lub ręka–noga. Na torze 2 szyna posiada potencjał ujemny względem ziemi a więc przepływ prądu rażeniowego zachodzi od stóp poprzez ręce lub poprzez nogi. Prąd wstępujący z porażeniowego punktu widzenia jest bardziej niebezpieczny dla człowieka, jak to już wcześniej zaznaczono.

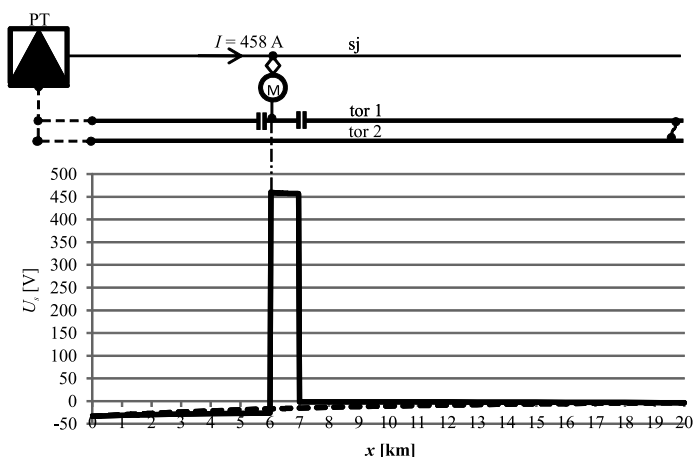


Rys. 6. Maksymalne dopuszczalne napięcie dotykowe U_{rdd} prądu stałego w funkcji czasu [8]

Fig. 6. Maximum admissible tactile voltage U_{rdd} of direct current in a function of time [8]

2. Linia dwutorowa zasilana jednostronnie o długości $L = 20$ km pozbawiona połączeń międzytorowych na znacznym odcinku torowiska z przerwą obustronną w torze 1.

Odcinek z obustronna przerwą (rys. 7) w momencie pojawienia się na nim ruszającego pociągu osiąga dodatnie wartości napięć względem ziemi, podczas gdy na pozostałej części sieci torowej napięcia utrzymują się na poziomie nieistwarzającym zagrożenia porażeniowego. W przypadku zastosowania uszynień indywidualnych zainstalowana ochrona ziemnozwarciowa w podstacji trakcyjnej może nie zadziałać, a wysokie wartości potencjału szyn zostają przenoszone na konstrukcje wsporcze i utrzymują się w czasie przejazdu pociągu. Osoba znajdująca się na zerwanym odcinku toru 1 lub dotykająca konstrukcji wsporczej w pobliżu tego odcinka jest narażona na porażenie prądem o bardzo dużym napięciu, znacznie przekraczającym wartości dopuszczalne.



Rys. 7. Rozkład potencjału szyn U_s względem ziemi (linia ciągła tor 1; linia przerywana tor 2)

Fig. 7. Rail voltage distribution U_s in relation to far-earth (solid line – track 1; dashed line – track 2)

4. Wnioski

Na podstawie wykonanej symulacji komputerowej z uwzględnieniem rzeczywistych parametrów sieci powrotnej oraz możliwych sytuacji awaryjnych torowiska kolejowego można wskazać miejsca szczególnych zagrożeń związanych z porażeniem elektrycznym dla osób, które mogą się w tych miejscach znaleźć.

Sieć szynowa przebiega w miejscach łatwo dostępnych dla ludzi. Jest ona częścią systemu zasilania trakcji kolejowej, i dlatego nie powinna powodować jakichkolwiek zagrożeń elektrycznych. Z tego względu, jak wykazała powyższa analiza, ważne jest zachowanie ciągłości obwodu powrotnego oraz niskiej rezystancji wzdłużnej na drodze prądów roboczych. Zastosowanie dodatkowych połączeń poprzecznych w torach zmniejsza wypadkową rezystancję sieci, a tym samym zmniejsza występowanie napięć zagrażających życiu człowieka w razie awarii.

Przestrzeganie obowiązujących przepisów dotyczących stanu technicznego torowisk dla linii zelektryfikowanych wydaje się (na chwilę obecną) wystarczającym warunkiem zapewniającym ich bezpieczną eksploatację w sensie zagrożeń elektrycznych. Uzasadnione jest zatem dokonywanie regularnych przeglądów sieci powrotnej w celu monitorowania stanu technicznego torowisk zarówno pod względem mechanicznym, jak i elektrycznym.

Literatura

- [1] Strojny J. (red.), Chrabąszcz I., Prusak J., Drapik S., *Trakcja elektryczna prądu stałego. Układy zasilania*, Dodatek do miesięcznika INPE, listopad 2009.
- [2] Głowacki K., Onderka E., *Sieci trakcyjne*, Emtrak, 2002.
- [3] Dziuba W., *Sieci powrotne i prądy błędzące*, Instytut Elektrotechniki, Warszawa 1995.
- [4] Kulhawik Z., *Budowa i utrzymanie sieci powrotnej w świetle norm europejskich*, Technika Transportu Szynowego 2005, nr 1-2, 74-77.
- [5] Mierzejewski L., Szelaż A., *Sieci powrotne zelektryfikowanego szynowego transportu miejskiego*, Technika Transportu Szynowego, 2005, nr 11, 56-65.
- [6] IEC/TR2 604791-1:1993 Effects of current on human beings and live Stock – Part 1: General aspects.
- [7] Gierlotka S., *Skutki rażenia prądem stałym*, Bezpieczeństwo Pracy, 2006, nr 9, 31-32.
- [8] Jabłoński W., *Podstawy ochrony przeciwporażeniowej w kolejowych sieciach trakcyjnych*, Wiadomości Elektrotechniczne 2009, nr 10, 41-46.
- [9] Musiał E., *Ochrona przeciwporażeniowa w obwodach prądu stałego*, Katedra Elektroenergetyki, Politechnika Gdańsk.
- [10] PN-EN 50122-1:2003 Zastosowanie kolejowe – Urządzenia stacjonarne – Część 1: Środki ochrony dotyczące bezpieczeństwa elektrycznego i uziemień.
- [11] Strzałka J., *Podstawowe wiadomości z zakresu bezpiecznej eksploatacji instalacji i urządzeń elektroenergetycznych*, Konspekt, Kraków 2008.

MAREK LITWIŃSKI, PAWEŁ PIEC*

WŁAŚCIWOŚCI TRIBOLOGICZNE OLEJU SILNIKOWEGO W ASPEKCIE SPEKTROMETRII W PODCZERWIENI

TRIBOLOGICAL PROPERTIS OF ENGINE OIL IN INFRA RED SPECTROSCOPY ASPECT

Streszczenie

Praca zawiera wyniki badań tribologicznych odporności na zacieranie olejów silnikowych eksploatowanych w silnikach spalinowych ciągników siodłowych. W artykule zamieszczono charakterystyki widm absorpcyjnych IR dla próbek olejów. Próbki pobierano systematycznie z silnika spalinowego podczas jego eksploatacji w ciągniku siodłowym.

Słowa kluczowe: olej silnikowy, test zatarcia, spektrometria IR

Abstract

The paper presents the results of tribological research of oil engine resistance influence on the combustion engine seizing in truck-tractor. The paper contains the absorption spectrum IR characteristic of oil samples. The oil samples took in advance from the combustion engine during his technical operating.

Keywords: engine oil, test seizing, infra red spectroscopy – IR

* Dr inż. Marek Litwiński, dr hab. inż. Paweł Piec, prof. PK, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Warunki eksploatacji oleju silnikowego wpływają na intensywność zużycia smarowanych elementów maszyn.

Do warunków eksploatacyjnych OS należy zaliczyć, między innymi, następujące okresy pracy OS:

- proces rozruchu silnika,
- praca na biegu jałowym,
- praca przy różnych obciążeniach,
- praca na biegu luzem,
- zatrzymanie silnika.

Każdy olej smarowy składa się z dwóch podstawowych części:

- oleju bazowego,
- zestawu dodatków uszlachetniających.

W zależności od rodzaju zastosowania oraz warunków pracy oleju wartość dodatków uszlachetniających mieści się w przedziale od kilku do kilkunastu procent. I tak na przykład dla olejów wykorzystywanych w ciężkich warunkach zawartość elementów wzbogacających może wynosić 30%. Pozostała część stanowi olej bazowy, który może być otrzymywany przez różne formy technologiczne:

- proces przetworzenia ropy naftowej, w wyniku czego powstają oleje bazowe mineralne,
- metodą syntezy chemicznej, w wyniku czego powstają oleje bazowe syntetyczne.

W badaniach uwzględniono następujące oleje silnikowe OS:

- OSM mineralny „Shell Rimula Ultra R4L 15W-40” – wymieniany, zgodnie z obowiązującym cyklem utrzymania, po przebiegu ciągnika siodłowego 60000 km,
- OSS syntetyczny „Shell Rimula Ultra R6M 10W-40” – wymieniany, zgodnie z obowiązującym cyklem utrzymania, po przebiegu ciągnika siodłowego 120 000 km.

2. Dodatki uszlachetniające OS

Oleje bazowe można wykorzystać bezpośrednio do smarowania elementów maszyn bez użycia jakichkolwiek dodatków. Istnieje jednak potrzeba uszlachetnienia olejów w celu poprawienia własności zarówno fizycznych, jak i chemicznych. Istnieje pewna grupa dodatków, które w połączeniu ze sobą reagują w różny sposób. Niektóre związki wzmacniają substancje uszlachetniające, które wchodzi w skład oleju bazowego. Proces ten nazywamy synergią. Natomiast inne substancje wpływają niekorzystnie lub osłabiają korelujące związki (chodzi tu o zjawisko antagonizmu). Niektóre związki chemicznie działają wielofunkcyjnie i wpływają na kilka różnych własności olejów.

Dodatki uszlachetniające można podzielić na trzy zbiory:

- chroniące powierzchnię smarowania olejem,
- poprawiające właściwości oleju,
- chroniące same oleje przed niekorzystnymi zmianami.

Zestawienie dodatków uszlachetniających oleje silnikowe zamieszczono w tabeli 1.

Zestawienie dodatków uszlachetniających oleje silnikowe [6]

Dodatki uszlachetniające	Mechanizm działania	Rodzaje związku chemicznego
Wiskozatory	Poprawiają lepkość i jej zależności temperaturowe	Polimery wielocząsteczkowe
Depresatory	Obniżają temp. krzepnięcia, adsorbując na zarodkach krystalizacji, opóźniają ich łączenie się w ciała stałe	Prod. alkilowania naftalenu lub fenolu chloroparfinami itp.
Smarnościowe	Tworzą na pow. smarowanych warstwy ochronne tzw. graniczne	Subst. polarne zaw. siarkę, fosfor, chlor, kw. tłuszczowe
Inhibitory utleniania	Spowalniają utlenianie; tworzą warstwy na pow. metali, eliminując ich katalityczne wspomag. utleniania	Sole dwustrów kw. fosforowego, siarczki, dwu siarczki, wielosiarczki
Inhibitory korozji	Tworzą warstwy na pow. metali	Org. zw. Siarki, estry kw. fosfor., olefiny
Detergenty, dyspergatory	Związki powierzchni. czynne – zmywają osady z powierzchni, dyspergują w objętości drobne cząstki stałe, tworzą warstwy na pow. zabezp. przed osadami	Bezpopiołowe – poch. kw. bursztyń., popiołowe – org. zw. wapnia, magnezu
Rezerwa alkaliczna	Neutralizuje kwaśne produkty, głównie w procesie spalania paliwa, częściowo z proc. utleniania oleju	Nośnikami zw. zasadowych są najczęściej dyspergatory popiołowe oraz inhibit. korozji
Antypienne	Zmniejszają napięcie pow. Na granicy olej–powietrze	Polimery silikonowe

Zmiana budowy fizycznej i chemicznej dokonuje się podczas zmieszania dodatków uszlachetniających z olejem bazowym. Jak już wcześniej zostało przedstawione, olej bazowy mineralny to mieszanina węglowodorów. W przypadku doprowadzenia do tej substancji cząstek dodatku powstają asocjaty, czyli dwie do trzech cząstek połączonych ze sobą. Kolejnym efektem wprowadzenia dodatku do oleju bazowego jest tworzenie się z asocjaty micel, czyli tak zwanych skupisk. Powstanie micel oznacza, że mamy do czynienia z roztworem koloidalnym.

3. Badania tribologiczne odporności OS na zacieranie

Ocenę właściwości tribologicznych środków smarnych bada się sposobami laboratoryjnymi bądź podczas badań eksploatacyjnych w rzeczywistych warunkach pracy maszyny.

Zaletą badań laboratoryjnych jest niska cena, krótki czas. Wadą natomiast jest częsta niezgodność stosowanego modelu z rzeczywistymi warunkami pracy. Modelowe badania mogą odtworzyć, co najwyżej kilka parametrów procesów.

Badania eksploatacyjne charakteryzują się natomiast zupełną zgodnością warunków badań z warunkami eksploatacji. Do wad należą wysokie koszty badań oraz długi czas oczekiwania na wyniki.

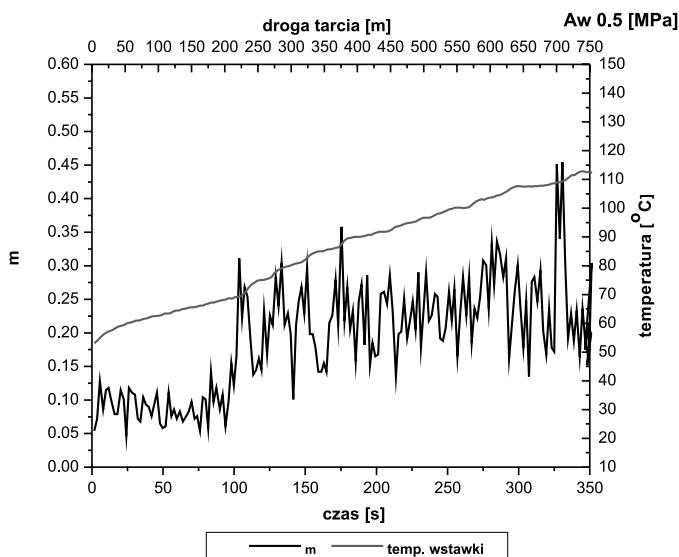
Podczas badań tribologicznych odporności na zacieranie zapewniono „ograniczone” smarowanie „pary tarciowej” czop-panewka. Na powierzchnię tarcia czopa badanej „pary tarciowej” nanoszono „jednorazowo odmierzoną objętość OS”.

Elementami testowymi w urządzeniu T-05 są: obracająca się przeciwpróbka w postaci rolki i nieruchoma próbka w kształcie klocka, która pracuje w „styku rozłożonym”.

Badania stanowiskowe procesu zacierania się „obracającej się przeciwpróbki w postaci rolki i nieruchomej próbki w kształcie klocka” pozwalają na określenie charakterystyk ich trwałości. Jest rzeczą oczywistą, że parametry określające warunki pracy takie jak: prędkość względna poślizgu, nacisk, temperatura elementów, w przypadku badań muszą swoimi wartościami odbiegać od rzeczywistości, między innymi, dlatego że w doświadczeniach, do zatarcia elementów musi się (powinno) doprowadzić w ciągu najwyżej kilkunastu minut. Przyjęto koncepcję wyznaczenia tzw. charakterystyk trwałości badanych próbek – przy nanoszeniu ustalonej objętości „testowanego oleju” na ich trące powierzchnie. Odczytywano czas trwania próby do momentu nagłego wzrostu mierzonej siły tarcia.

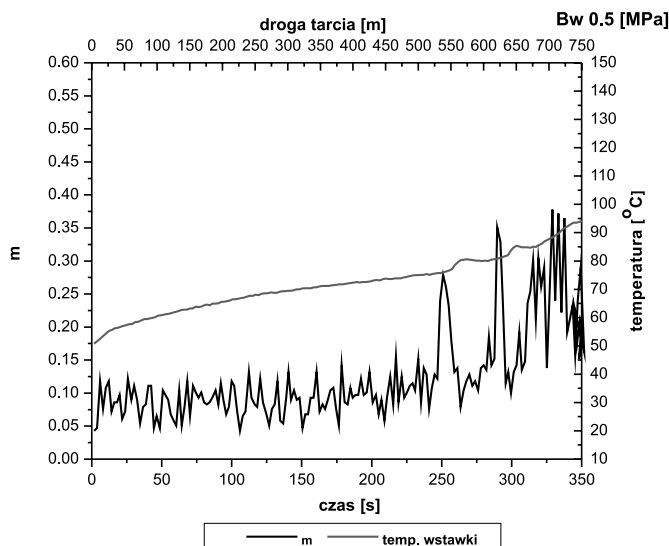
Wyniki badań tribologicznych na zacieranie próbek oleju pobranych podczas wymiany tego oleju po obowiązującym okresie przebiegu zamieszczono na rysunkach:

- rys. 1, OSM mineralny „Shell Rimula Ultra R4L 15W-40” – próbka Aw (po przebiegu ciągnika siodłowego 60000 km),
- rys. 2, OSS syntetyczny „Shell Rimula Ultra R6M 10W-40” – próbka Bw, (po przebiegu ciągnika siodłowego 120 000 km).



Rys. 1. Wykres zacierania na testerze T-05; próbka oleju Aw6, nacisk 0,5 [MPa], prędkość tarcia 2,2 [m/s], zatarcie po około 100 s

Fig. 1. Seizing diagram on the Tester T-05: oil sample Aw6, pressure 0,5 [MPa], speed 2,2 [m/s], seizing after approximately 100 s



Rys. 2. Wykres zacierania na testerze T-05; próbka oleju Bw12, nacisk 0,5 [MPa], prędkość tarcia 2,2 [m/s], zatarcie po około 250 s

Fig. 2. Seizing diagram on the Tester T-05: oil sample Bw12, pressure 0,5 [MPa], speed 2,2 [m/s], seizing after approximately 250 s

Badania tribologiczne procesu zacierania „obracającej się przeciwpróbki w postaci rolki i nieruchomej próbki w kształcie klocka o styku rozłożonym” wykazały, że:

- proces zacierania dla OSM rozpoczyna się po około 100 sekundach trwania próby,
- proces zacierania dla OSS rozpoczyna się po około 250 sekundach trwania próby.

Olej silnikowy syntetyczny OSS „Shell Rimula Ultra R6M 10W-40” wykazuje, w porównaniu z olejem silnikowym mineralnym OSM „Shell Rimula Ultra R4L 15W-40”, około 2,5 razy większą odporność na zacieranie.

4. Spektroskopia w podczerwieni

Spektroskopia w podczerwieni (IR – *infra red spectroscopy*) jest metodą analityczną wykorzystującą absorpcję lub emisję promieniowania ze środkowego zakresu podczerwieni (o długości fali 2,5–50 μm), związaną z wzbudzeniami drgań cząsteczek wchodzących w skład próbki. Wszystkie cząsteczki wykazują pewne drgania charakterystyczne (tzw. drgania normalne), które można przypisać do określonych wiązań lub grup funkcyjnych. Spektroskopia IR jest wykorzystywana zarówno do identyfikacji substancji (zwłaszcza związków organicznych), jak i do oznaczania ich zawartości.

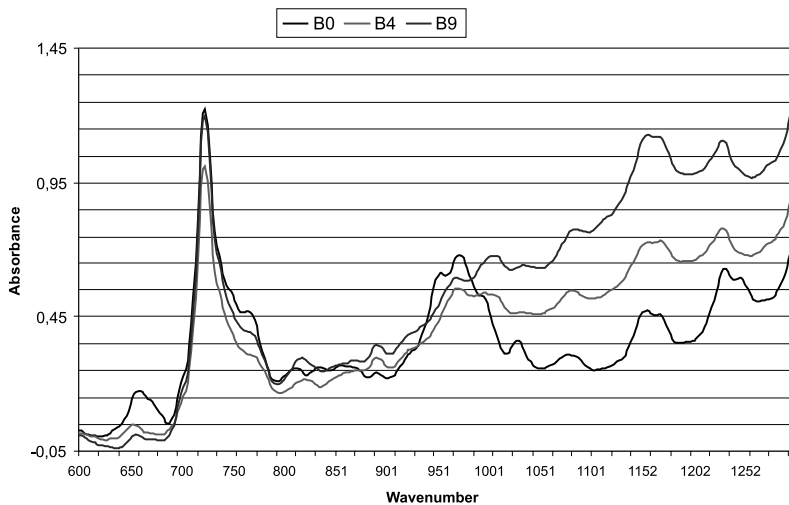
Spektrometria absorbcyjna w podczerwieni, inaczej *spektrometria w podczerwieni*, bada widma oscylacyjne i rotacyjne w cząsteczkach (absorpcja promieniowania w zakresie 4000–700 cm^{-1}). Jest niezastąpioną metodą identyfikacji grup funkcyjnych i innych elementów struktury związku, dla których charakterystyczne dla nich ugrupowania atomów zwykle absorbują promieniowanie podczerwone w stosunkowo niskim obszarze częstości, niezależnie od budowy reszty molekuly.

Na rysunkach 3 i 4 zamieszczono kolejno wyniki badań widma IR OS mineralnego i syntetycznego.



Rys. 3. Widmo IR OSM „Shell Rimula Ultra R4L 15W-40” po przebiegu pojazdu: A0 – 0 km, A2 – 20 000 km, A4 – 40 000 km, A6 – 60 000 km [4]

Fig. 3. The spectrum of the OSM „Shell Rimula Ultra R4L 15W-40” after vehicle mileage: A0 – 0 km, A2 – 20 000 km, A4 – 40 000 km, A6 – 60 000 km



Rys. 4. Widmo IR OSS „Shell Rimula Ultra R5 10W-40” po przebiegu pojazdu: B0 – 0 km, B4 – 40 000 km, B9 – 90 000 km

Fig. 4. The spectrum of the OSS „Shell Rimula Ultra R5 10W-40” after vehicle mileage: B0 – 0 km, B4 – 40 000 km, B9 – 90 000 km

Z analizy wykresów widm IR zamieszczonych na rysunkach 3 i 4, w zakresie zmian wartości absorbancji, wynika, że charakterystyczne pasma absorbancji w granicach: 900–1250 cm^{-1} , obejmujące strefę dodatków uszlachetniających dodawanych do olejów, nadają się w dużym stopniu do identyfikacji „zużycia OS”.

Badane podczas eksploatacji silnika spalinowego próbki oleju silnikowego mineralnego i syntetycznego wykazują ten sam charakter przebiegu widma IR.

5. Analiza wyników badań

Wyniki badań odporności badanych próbek na zatarcie, z wykorzystaniem wyżej wymienionych próbek OS, odnoszą się do analizy zmian wartości współczynnika tarcia oraz trwałości pary cieiernej ze względu na jej zatarcie.

Badania oleju metodą spektrometrii w podczerwieni IR wykazały, że na podstawie zmian poziomu absorbancji, dla wydzielonych pasm liczby falowej, istnieją podstawy do wykorzystania tych wyników w ramach badań diagnostycznych zużycia oleju silnikowego.

Analiza porównawcza wykresów widm IR olejów silnikowych podczas eksploatacji pojazdu, w aspekcie zmian absorbancji w zakresie liczby falowej dodatków uszlachetniających te oleje, stanowi podstawę do stwierdzenia, że metoda IR może być wdrożona do oceny intensywności zużycia oleju silnikowego w ramach wykonywanych badań diagnostycznych silnika spalinowego w ciągniku siodłowym.

Literatura

- [1] Litwiński M., *Badania wybranych właściwości olejów silnikowych w warunkach eksploatacji*, praca doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 2011.
- [2] Piec P., Litwiński M., Zajac G., *Badania starzenia oleju silnikowego*, TRIBOLOGIA, 3/2007, 97-103.
- [3] Pinta M., *Absorpcyjna spektrometria atomowa. Zastosowanie w analizie chemicznej*, PWN, Warszawa 1977.
- [4] PN-C-96050; Polska norma: Przetwory Naftowe – Oleje, opracowane, kwiecień 1999.
- [5] PN-77/Z-04108.01 Badania zawartości olejów. Oznaczanie olejów (mgła) na stanowiskach pracy metodą spektrofotometrii absorpcyjnej w podczerwieni.
- [6] Podniało A., *Paliwa, oleje i smary w ekologicznej eksploatacji*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2003.

AUGUSTYN LORENC*

METODYKA PROGNOZOWANIA RZECZYWISTEGO ZUŻYCIA PALIWA

METHODOLOGY OF FORECASTING ACTUAL FUEL CONSUMPTION

Streszczenie

Niniejszy artykuł podejmuje zagadnienie prognozowania rzeczywistego zużycia paliwa przez pojazdy. Stanowi omówienie najważniejszych czynników mających wpływ na ilość zużywanego paliwa oraz przedstawia jedną z metod jego prognozowania. Jest to autorski sposób oszacowania ilości paliwa zużywanego w czasie jazdy przez pojazd w oparciu o charakterystykę trasy, parametry pojazdu oraz sposób jazdy prowadzącego go kierowcy.

Słowa kluczowe: prognozowanie zużycia paliwa, czynniki wpływające na zużycie paliwa, rzeczywiste zużycie paliwa

Abstract

This paper is about idea of forecasting the real fuel consumption of vehicles. Is an overview of the major factors affecting the amount of fuel consumed and presents one of the methods of forecasting it. It is a unique method to estimate the amount of fuel consumed while driving the vehicle based on the characteristics of the route, the parameters of the vehicle and driver's skills.

Keywords: forecasting fuel consumption, factors affecting fuel consumption, the real fuel consumption

* Mgr inż. Augustyn Lorenc, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Obecnie obserwuje się wzrost cen paliwa, przez co stało się ono w ostatnich latach niemalże dwa razy droższe. Ten fakt znacząco odczuli zwykli użytkownicy pojazdów, a w jeszcze większym stopniu firmy świadczące usługi przewozowe. W dużych przedsiębiorstwach komunikacyjnych wydatki na paliwo stanowią bardzo dużą część kosztów działania przedsiębiorstwa. Dlatego racjonalne gospodarowanie paliwem dla dużych firm realizujących przewozy towarów i osób [1, 2] jest niezwykle istotne. Zmniejszenie zużycia nawet o niewielki procent oraz znalezienie słabych ogniw w systemie (np. samochody o nadmiernym zużyciu paliwa czy kierowcy jeżdżący nieekonomicznie) pozwala na poprawienie, a nawet zlikwidowanie odstępstw od normy, co w rezultacie pozwala osiągnąć znaczne oszczędności w wypadku dużej liczby przewozów.

Niniejszy artykuł przedstawia jedną z możliwych metod prognozowania rzeczywistego zużycia paliwa przez pojazd. Metoda ta może mieć zastosowanie w systemach doradczych służących do optymalizowania norm zużycia paliwa.

Na ilość zużytego paliwa ma wpływ wiele czynników. Do głównych z nich zaliczamy:

- czynniki manewrowe – wymuszone postoje i utrudnienia potoku ruchu w czasie kursu, takie jak: zjazd i wyjazd z przystanku, parkowanie, skrzyżowania, korki oraz zdarzenia losowe,
- opory związane z ruchem pojazdu oraz trasą,
- stabilizacja cieplna silnika,
- stan techniczny pojazdu,
- doświadczenie kierowców oraz technika jazdy.

Wybrane zagadnienia zostaną omówione bardziej szczegółowo.

2. Czynniki manewrowe

Dla utrudnień w trakcie pracy pojazdu znaczny wpływ ma efektywna sprawność silnika oraz układu napędowego w chwili ruszania z miejsca i włączenia się do ruchu na drodze. Takie utrudnienia nazywamy trudnymi warunkami manewrowymi i zaliczamy do nich [7]:

- przejazd pojazdu przez ręcznie otwierane bramy,
- parkowanie oraz garażowanie, w którym konieczne jest wykonanie kilku manewrów (jazda do przodu, cofanie) w celu usytuowania pojazdu w miejscu parkingowym, np. zatoczce,
- korzystanie z garażu o małych gabarytach wymuszającego zmniejszenie prędkości manewrowej,
- ograniczenie prędkości jazdy oraz wymuszenie niestacjonarnych warunków pracy silnika, np. podczas przejazdu przez progi zwalniające, krawężniki czy nierówności nawierzchni,
- utrzymanie silnika na biegu jałowym przez okres przynajmniej 30 sekund od zatrzymania, aby wykonać czynności pomocnicze, np. zamknięcie bramy, oczekiwanie na wejście/wyjście pasażerów z pojazdu,
- jazda pojazdem z prędkością do 7 km/h przez co minimum 50 m, spowodowana bardzo nierówną nawierzchnią, utrudnieniami związanymi z warunkami pogodowymi lub zagęszczeniem potoku ruchu,
- wymuszenia postoju, przyhamowania i przyśpieszania na skrzyżowaniach podporządkowanych lub z sygnalizacją świetlną.

Powyższe warunki mają różne znaczenie i wagę w zależności od tego, na jakiej trasie porusza się pojazd.

W wypadku długich tras wspomniane warunki mogą być mało istotne, ponieważ stanowią nieznaczny procent w całości zużytego paliwa, jednak dla tras krótkich nie można ich pominąć [5].

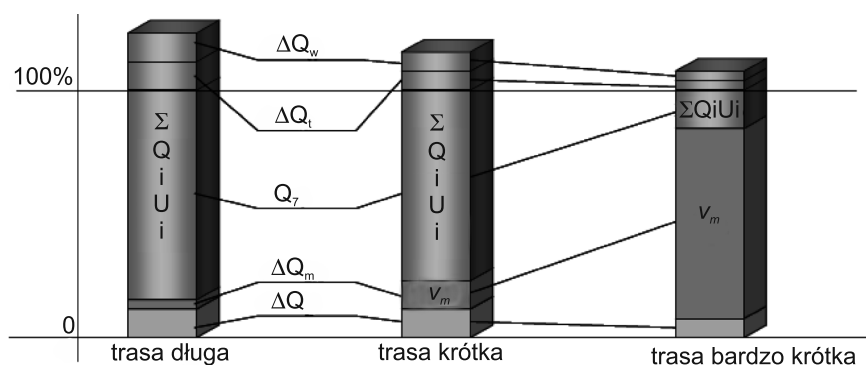
Na trasach miejskich często pojawia się problem nieuwzględnienia zużytej objętości paliwa, powstały właśnie poprzez utrudnione warunki manewrowe. Kwestia nieuwzględnionej ilości paliwa jest związana z jego zużyciem na [7]:

- pracę na biegu jałowym w trakcie włączania się do ruchu (z poziomu przystanków, skrzyżowań),
- pokonanie oporów zakrętów i zmiany kierunku ruchu,
- trudne warunki niestacjonarne.

W zależności od długości trasy poszczególne składowe zużycia paliwa mają inne znaczenie ilościowe. Składowe te zostały opisane, jako:

- ΔQ_w – poprawka uwzględniająca jazdę wybiegiem [$\text{dm}^3/100 \text{ km}$],
- ΔQ_t – poprawka uwzględniająca wpływ temperatury otoczenia, stan cieplny pojazdu oraz długość trasy [$\text{dm}^3/100 \text{ km}$],
- $\Delta Q_\tau = \sum(Q_i \cdot u_i)$ – poprawka uwzględniająca przebiegowe¹ zużycie paliwa w oparciu o udział drogowy oraz zużycie w wybranych cyklach jezdnych [$\text{dm}^3/100 \text{ km}$],
- ΔQ_m – poprawka uwzględniająca objętość manewrową paliwa [$\text{dm}^3/100 \text{ km}$],
- ΔQ_H – poprawka uwzględniająca zmianę energii potencjalnej pojazdu [$\text{dm}^3/100 \text{ km}$].

Zestawienie przedstawiające wartości udziałów ilościowych poszczególnych składowych w całości spalania paliwa zaprezentowano na rys. 1.



Rys. 1. Udział składowych zużycia paliwa w zależności od długości trasy [8]

Fig. 1. The share of fuel components in depending on the length of the route

Objętość paliwa zużytego podczas manewrów V_m na trasie dotyczy przede wszystkim warunków brzegowych, a jej udział rośnie odwrotnie proporcjonalnie do długości trasy [8]. Pojemność V_m uwzględnia utrudnione warunki pracy silnika oraz układu przenoszącego napęd od chwili włączenia się do ruchu aż do momentu zatrzymania na końcowym etapie jazdy.

¹ Jako przebiegowe zużycie paliwa autor publikacji [8] definiuje ilość paliwa zużywanego w cyklu jezdnych pojazdu na całej długości trasy

Uwzględnia ponadto ilość paliwa zużytego na dodatkowe, nieprzewidziane w obliczeniach zmiany kierunku ruchu (spowodowane np. wyprzedzaniem, omijaniem przeszkód). Objętość manewrowa uwzględnia także różnicę pomiędzy obliczonym zużyciem paliwa według modelu liniowego, a rzeczywistym – powiększonym o wykorzystanie paliwa w warunkach stabilizacji cieplnej pojazdu. Uwzględnienie w obliczeniach czasu trwania brzegowych warunków pracy pozwala na dokładniejsze wyliczenie zużytego paliwa.

Szacunkowa objętość paliwa zużytego podczas manewrów przy trasach złożonych przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Zestawienie objętości zużytego paliwa dla złożonych, zamkniętych tras [8]

Lp.	Trasa złożona (liczba tras)	V_m [dm ³]	Opis warunków brzegowych
1	$L = 19$ km (2)	0,10	$\Delta H = 0$ m (parkowanie uproszczone)
2	$L = 20$ km (2)	0,12	$\Delta H = 0$ m (garaż/plac parkingowy)
3	$L = 21$ km (3)	0,20	Jw. + postój 1,5 h na trasie powrotnej
4	$L = 29$ km (4)	0,25	Jak p. 2 + dodatkowa trasa 2×4,5 km
5	$L = 20$ km (2)	0,20	Jak w p. 2, lecz bardzo trudne warunki garażowania

3. Opory ruchu

Opory przy jeździe na łukach są kolejnym zjawiskiem zachodzącym w czasie jazdy, a pomijanym w bilansie cykli jezdnych. Przy małych prędkościach, np. w czasie manewru parkowania, garażowania, opory na łuku mogą być praktycznie pominięte, ponieważ wartość poślizgu bocznego opory przyjmuje znikomą wartość (przy przyśpieszeniu dośrodkowym równym 0,32 m/s²) [7]. W publikacji tej autor podaje dwa stany ruchu: po prostej oraz po łuku, w których możliwy jest pomiar zużytego paliwa. Ze względów technicznych prosta została zastąpiona przez ruch po łuku o promieniu $R = 63,7$ m do którego dobrano analogiczną prędkość. Jezdnia wykorzystana do pomiaru została wykonana z asfaltu, różnica poziomu dla 100 m odcinka wynosiła 0,5 m. W celu obliczenia współczynnika oporu toczenia pojazdu przy jeździe wybiegiem na odległości 100 m można wykorzystać zasadę zachowania energii [7]:

$$\Delta E_w = \Delta E_k + \Delta E_p \quad (1)$$

gdzie:

ΔE_w – energochłonność ruchu pojazdu przy jeździe wybiegiem na odcinku 100 m [J],

ΔE_k – różnica energii kinetycznej samochodu w punktach granicznych [J],

ΔE_p – różnica energii potencjalnej samochodu w punktach granicznych [J].

W czasie jazdy po łuku w wyniku działania siły odśrodkowej dochodzi do bocznego znoszenia pojazdu, a współczynnik zwiększa się o opory toczenia skrętu, co można zapisać za pomocą równania [7]:

$$f = f_1 + f_2 \quad (2)$$

Podstawiając do wzoru (1) równania strat związanych z energochłonnością ruchu oraz energią kinetyczną i potencjalną pojazdu, a następnie przekształcając je, otrzymujemy równanie służące do obliczenia współczynnika oporów toczenia w czasie jazdy po łuku [7]:

$$f_s = \operatorname{tg} \alpha - \frac{K \cdot v_{sr}^2}{m \cdot g \cdot \cos \alpha} + \frac{(v_1 - v_2)}{2 \cdot t \cdot \cos \alpha} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2 \cdot L \cdot g \cdot \cos \alpha} - \frac{\Delta H}{L \cdot \cos \alpha} - f_t \quad (3)$$

gdzie:

- α – kąt wzdłużnego nachylenia jezdni, $\operatorname{tg} \alpha = \Delta H / 100 \text{ m}$ [°],
- K – współczynnik oporów aerodynamicznych 0,36 [m/kg],
- m – całkowita masa pojazdu [kg],
- v_1, v_2 – prędkości: początkowa oraz końcowa pojazdu [m/s],
- v_{sr} – średnia arytmetyczna kwadratów prędkości v_1, v_2 [m/s],
- t – czas przejazdu [s],
- L – długość odcinka pomiarowego 100 [m],
- f_t – współczynnik oporów toczenia pojazdu przy jeździe po prostej, $f_t = 0,0125$,
- g – przyspieszenie ziemskie [m/s²].

Wyniki przykładowych obliczeń dla poszczególnych prędkości przyspieszeń przy zadanym promieniu przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2

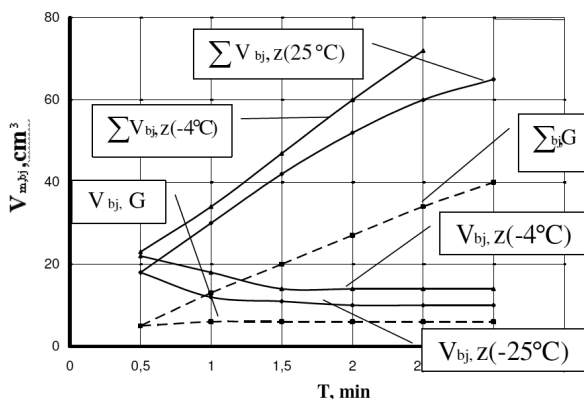
Wartości przyspieszeń dośrodkowych i ekwiwalent paliwa $V_{m,l}$ wykorzystany na pokonanie oporów toczenia przy jeździe po łuku dla zakrętu prostokątnego [7]

Lp.	Promień skrzytu R [m]	25 km/h 6,94 m/s		30 km/h 8,33 m/s		35 km/h 9,72 m/s		5 km/h 1,4 m/s	
		a [m/s ²]	$V_{m,l}$ [cm ³]	a [m/s ²]	$V_{m,l}$ [cm ³]	a [m/s ²]	$V_{m,l}$ [cm ³]	a [m/s ²]	$V_{m,l}$ [cm ³]
1	6	–	–	–	–	–	–	0,32	0
2	11	4,38	1,6	4,48	1,9	8,56	2,6	0,18	0
3	15,5	3,1	1,0	4,48	1,4	6,10	2,3	1,13	0
4	20	2,41	0,8	3,47	1,0	4,72	2,0	0,1	0
5	63,7	0,76	0,3	1,1	0,45	1,48	1,0	0,03	0

Na podstawie wyników przedstawionych w tabeli 2 można stwierdzić, że przy jeździe po łuku obejmującym kąt prosty i określonym promieniu łuku R występuje strata energii kinetycznej spowodowana poślizgiem bocznym kół jezdnych. W zależności od promienia skrzytu oraz prędkości pojazdu wynosi ona 0–2,6 cm³. Ilość zużytego paliwa na pokonywanie łuków w czasie jazdy ma istotny wpływ tylko w wypadku dużej ich liczby oraz znaczącej prędkości jazdy. Przy długości trasy do 10 km oraz liczby łuków do 10 można szacować zużycie paliwa na ich pokonanie na trasie w wysokości 0,05–0,25 dm³/100 km [7].

4. Stabilizacja cieplna silnika

Niezależnie od rodzaju trasy zawsze na jej początku silnik pracuje w warunkach bez stabilizacji cieplnej. Okres ten zależy od temperatury otoczenia – latem jest stosunkowo krótki, zaś zimą znacznie wydłużony. Natomiast w fazie końcowej przejazdu silnik pracuje przy pełnej albo częściowej stabilizacji cieplnej [3, 4]. Na rysunku 2 przedstawiono różnice objęściowe wykorzystanego paliwa przez silnik pracujący na biegu jałowym, w funkcji temperatury otoczenia oraz czasu pracy (dla silnika Ecotec 1,6 ZI).



Rys. 2. Zależność objętości manewrowej paliwa w funkcji czasu pracy silnika na biegu jałowym oraz temperatury otoczenia, dane dla pojazdu klasy B/K² [8]

Fig. 2. Dependence of the fuel volume used to maneuvers as a function of time the engine is idling, and ambient temperature, data for the vehicle class B/K

Z wykresu (rys. 2) wynika, że 1 minuta pracy silnika na biegu jałowym w warunkach stabilizacji cieplnej pochłania 13 cm³ benzyny [8]. Przy temperaturze otoczenia -4°C oraz -5°C, czyli w stanie pełnego wychłodzenia objętość zużywanego paliwa jest większa o odpowiednio 34 i 31 cm³. Analizując dalej, można stwierdzić, że dla wszystkich trzech stanów pracy w czasie 2 minut objętość wykorzystanego paliwa wynosi: 27, 61 i 53 cm³. W zależności od rodzaju samochodu wartości te będą odpowiednio różne.

W rozpatrywanym okresie – początkowym i końcowym – realizacji pracy pojazdu można dla ścisłości wprowadzić dodatkowy współczynnik proporcjonalności odpowiedzialny za czas pracy silnika na biegu luzem, tzn. z prędkością obrotową większą od prędkości na biegu jałowym, bez obciążenia silnika (godzinowe zużycie paliwa jest wprost proporcjonalne do przyrostu jego prędkości obrotowej).

² Jako pojazdy klasy B rozumie się małe pojazdy oferujące więcej miejsca niż klasyczne samochody do jazdy miejskiej, klasa K natomiast odnosi się do dużych samochodów (vanów) mogących zabrać przynajmniej 5 osób łącznie z bagażem.

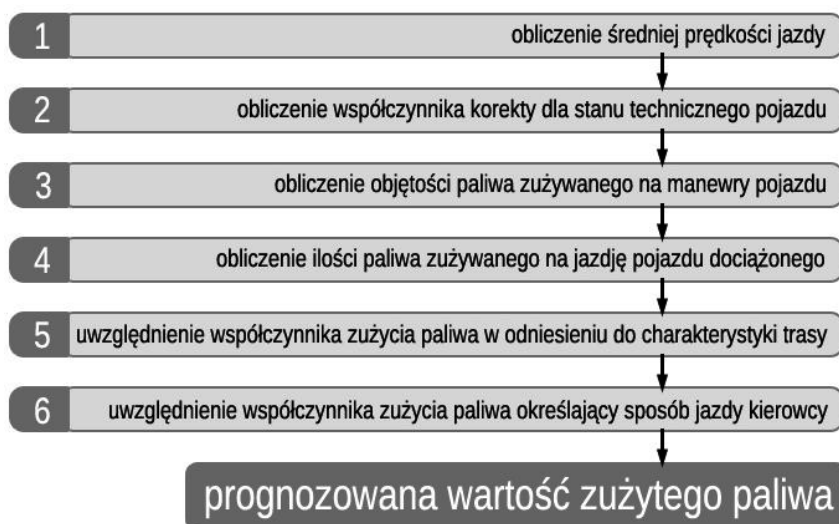
5. Metodyka prognozowania zużycia paliwa

Aby móc programowo oszacować ilość zużywanego paliwa przez pojazd, należy uwzględnić wiele czynników. System prognozowania powinien uwzględniać:

- długość trasy,
- temperatura otoczenia,
- zmiany energii potencjalnej oraz kinetycznej samochodu,
- brzegowe warunki ruchu,
- natężenie zmian kierunku ruchu,
- stan cieplny silnika,
- nawierzchnia drogi,
- stopień załadowania pojazdu (obciążenie),
- technika jazdy,
- sprawność układu napędowego,
- stan oraz rodzaj ogumienia pojazdu,
- wpływ prędkości wiatru.

Prognozowanie zużycia paliwa jest procesem złożonym i trudnym do realizacji, choćby z tego powodu, że nie istnieje jednoznaczny wzór określający zużycie paliwa przez pojazdy różnego typu. Na rynku występują znaczne różnice pomiędzy poszczególnymi typami pojazdów, warunkami eksploatacji i innymi czynnikami, co zauważono między innymi w publikacji [6].

Pomimo że w literaturze nie występuje wzór umożliwiający prognozowanie, to jednak można podjąć próbę jego sformułowania w sposób łatwy do zaimplementowania w systemie komputerowego wspomaganie. Zmierzając do tego, poszczególne kroki obliczeń wykonywanych w celu oszacowania zużywanego paliwa można przedstawić na rys. 3.



Rys. 3. Kroki postępowania przy prognozowaniu zużycia paliwa

Fig. 3. The steps in predicting fuel consumption

Dla każdego kursu pojazdu obliczenia służące do prognozowania rzeczywistego zużycia paliwa mogą być wykonywane w taki sam sposób.

Pierwszym krokiem jest obliczenie czasu przejazdu. W tym celu rzeczywista godzina odjazdu i przyjazdu musi być zmieniona z formatu gg:mm:ss na czas mierzony w minutach. Następnie należy odczytać informacje na temat trasy: jej długości, liczby przystanków, liczby sygnalizacji świetlnych, liczby łuków, liczby progów zwalniających oraz typu trasy powiązanego z odpowiednim współczynnikiem korekty. Na podstawie czasów przyjazdu i wyjazdu oraz długości trasy obliczana jest średnia prędkość jazdy, którą opisuje wzór (4):

$$V_{sr} = \frac{L}{(t_p - t_o) \cdot 60} \quad (4)$$

gdzie:

- V_{sr} – średnia prędkość jazdy [km/h],
- L – długość trasy [km],
- t_p – czas przyjazdu [min],
- t_o – czas odjazdu [min].

Kolejnym krokiem jest odczytanie danych o pojeździe: zużycia paliwa na postoju, dla trasy miejskiej i pozamiejskiej, masy własnej i całkowitej, rocznika produkcji oraz przebiegu pojazdu. W oparciu o wcześniej wyliczoną we wzorze (4) średnią prędkość jazdy może być wybrana wartość zużycia paliwa (s) dla trasy miejskiej lub pozamiejskiej.

Na zużycie paliwa ma wpływ stan techniczny pojazdu, dlatego też należy obliczyć dla niego odpowiedni współczynnik korekty. Najprostszą metodą jest ustalenie dodatkowego – obliczeniowego współczynnika korekty zużycia paliwa odnoszącego się do stanu technicznego pojazdu (w tym przypadku jego wartość może być przyjęta doświadczalnie, np. jako 0,2) oraz przemnożenie wartości tego współczynnika przez szacowany spadek cech opisujących stan techniczny pojazdu. Wzór (5) opisuje sposób obliczenia wspomnianego współczynnika korekty dla stanu technicznego.

$$k_p = 1 + \left(w_1 \cdot (d_a - d_p) + w_2 \cdot \frac{p}{p_r} \right) \cdot k_t \quad (5)$$

gdzie:

- k_p – współczynnik korekty zużycia paliwa w zależności od stanu technicznego pojazdu,
- w_1 – współczynnik wagi odnoszący się do stopnia zużycia pojazdu w zależności od daty produkcji pojazdu, wynoszący 0,35, gdzie: $w_1 + w_2 = 1$,
- w_2 – współczynnik wagi odnoszący się do stopnia zużycia pojazdu w zależności od liczby przejechanych kilometrów, wynoszący 0,65,
- d_a – bieżący rok,
- d_p – data określająca rok produkcji pojazdu,
- p – aktualny przebieg pojazdu [km],
- p_r – szacowana liczba przejechanych kilometrów rocznie przy niewielkiej intensywności eksploatacji [km] (do obliczeń przyjęto wartość 20 000),
- k_t – obliczeniowy współczynnik korekty w zależności od stanu technicznego pojazdu (do obliczeń przyjęto wartość 0,02).

Kolejnym krokiem jest obliczenie objętości manewrowej paliwa. W tym celu należy wykorzystać informacje o trasie opisujące jej przebieg, takie jak: liczba przystanków, liczba sygnalizacji, liczba łuków, liczba progów zwalniających oraz oszacować ilość paliwa zużytego na poszczególne utrudnienia płynności ruchu.

W swojej publikacji [7] autor opisuje ilości paliwa przypadające na poszczególne czynności manewrowe. Można założyć także, że okres poświęcony na postój na każdym przystanku wynosi średnio 10 sekund, natomiast na skrzyżowaniach z sygnalizacją świetlną 5 sekund. Na tej podstawie można określić wartości współczynników występujących we wzorze (6) określającym objętość paliwa przypadającą na wykonywane manewry:

$$V_m = i_p \cdot 0,02 + i_s \cdot 0,01 + (i_z + i_p) \cdot 0,0026 + \frac{s_p}{6} \cdot (i_{pz} + 0,5 \cdot i_s) \quad (6)$$

gdzie:

- V_m – objętość manewrowa [dm³],
- i_p – liczba przystanków,
- i_s – liczba sygnalizacji świetlnych i skrzyżowań podporządkowanych,
- i_z – liczba zakrętów,
- i_{pz} – liczba progów zwalniających,
- s_p – liczba zużytego paliwa w czasie jedno minutowego postoju [dm³].

Obliczenie ilości zużytego paliwa na jazdę przy większej masie niż przewiduje producent w czasie testów (uwzględniona tylko masa własna pojazdu i masa kierowcy) opiera się na obliczeniu maksymalnej ładowności pojazdu oraz jego średniego napełnienia. Zdarza się, że czasem pojazd jedzie prawie pusty lub przepełniony, jednak średnio przy nieobciążonych trasach pojazd nie jest w całości obciążony. Przyjmując średnie napełnienie pojazdu na poziomie 0,75, dodatkową masę pojazdu można obliczyć ze wzoru (7).

$$m_d = (m_c - m_w - m_k) \cdot 0,75 \quad (7)$$

gdzie:

- m_d – masa dodatkowa [kg],
- m_c – masa całkowita pojazdu [kg],
- m_w – masa własna pojazdu [kg],
- m_k – przykładowa waga kierowcy, przybierająca wartość 80 kg.

Na podstawie obliczonej we wzorze (7) dodatkowej masy obliczamy objętość zużytego paliwa przypadającego na każde dodatkowe 100 kg masy podczas jazdy pojazdu dociążonego. Wartość ta wynosi 0,5 dm³/100 km [9]. W odniesieniu do całej długości trasy objętość tę obliczamy ze wzoru (8):

$$V_k = \frac{m_d}{100} \cdot \frac{L \cdot 0,5}{100} \quad (8)$$

gdzie:

- V_k – objętość zużytego paliwa na całej trasie na jazdę pojazdu dociążonego [dm³/km],
- m_d – masa dodatkowa [kg],
- L – długość trasy [km].

Jeśli natomiast bierzemy pod uwagę pojazd lub kierowcę, wzór odnoszący się do dystansu 100 km i przybiera postać:

$$V_k = \frac{m_d}{100} \cdot 0,5 \quad (9)$$

gdzie:

V_k – objętość zużytego paliwa na jazdę pojazdu dociążonego [dm³/km],
 m_d – masa dodatkowa [kg].

Biorąc alternatywnie wartości ze wzoru (8) lub (9), można ostatecznie oszacować zużycie paliwa na podstawie wzoru:

$$V_c = s \cdot k_t \cdot k_{sj} \cdot k_p + V_m + V_k \quad (10)$$

gdzie:

V_c – prognozowane zużycie paliwa [dm³/km],
 s – zużycie paliwa przez pojazd podawane przez producenta [dm³/km],
 k_t – współczynnik korekty dla typu trasy,
 k_{sj} – współczynnik korekty dla sposobu jazdy kierowcy,
 k_p – współczynnik korekty zużycia paliwa w zależności od stanu technicznego,
 V_m – objętość manewrowa [dm³],
 V_k – objętość zużytego paliwa na jazdę pojazdu dociążonego [dm³/km].

Wzór końcowy (10) ujmuje wszystkie najistotniejsze czynniki wpływające na ilość zużywanego paliwa. Wydaje się, że można pominąć wpływ stabilizacji cieplnej silnika i pojazdu oraz wynikającego z nich dodatkowej ilości paliwa, ponieważ nie mają znaczącego wpływu na zmianę zużycia paliwa przez pojazd.

6. Wnioski

Jak już wcześniej wspomniano, zużycie paliwa przez pojazdy stanowi znaczną część w całości kosztów ponoszonych przez przedsiębiorstwa transportowe, dlatego istotne jest racjonalne zarządzanie i kontrola zużycia paliwa przez pojazdy. Nie jest możliwe jednak nadzorowanie tego procesu wyłącznie przez człowieka, ponieważ ilość informacji, które trzeba uwzględnić, oraz liczba obliczeń, jakie muszą być wykonane, aby móc poprawnie oszacować ilość zużytego paliwa przez pojazd, jest zbyt duża. Aby móc nadzorować w przedsiębiorstwie transportowym ilość zużywanego paliwa przez pojazdy, musiałby istnieć wieloosobowy dział zajmujący się tylko tym problemem. Obecny rozwój technologii pozwala jednak zastąpić pracę tak dużej liczby osób dzięki systemom informatycznym – doradczym. Oferują one przetwarzanie i analizę wprowadzonych danych w czasie rzeczywistym, a także podpowiadają możliwe rozwiązania problemu. Zaprezentowana w artykule metoda może mieć zastosowanie w tego typu systemach. Umożliwiają one zmniejszenie kosztów ponoszonych przez firmy, a ponadto przyczyniają się do zmiany mentalności prowadzących pojazdy, przez co kierowcy sprawują nad sobą swojego rodzaju samokontrolę. Znaczenie takich systemów jest wprost proporcjonalne do wielkości przedsiębiorstwa

Wykorzystanie opisanej metody prognozowania zużywanego paliwa pozwoliłoby także na użycie systemu wspomaganie podczas planowania tras oraz rozkładu jazdy. W przypadku dla tras istniejących system pozwalałby także na wykrywanie pojazdów, które charakteryzują się nadmiernym zużyciem paliwa i powinny być naprawione bądź wymienione na nowe z powodów ekonomicznych. Ponadto umożliwiałby odnalezienie kierowców jeżdżących nieekonomicznie, którzy powinni być wysłani na dodatkowe przeszkolenia lub wykorzystujących paliwo do innych celów.

Literatura

- [1] Feigenbaum E.A., Feldman J., *Steps toward artificial intelligence, Computers and Thought*, MxGraw-Hill, New York 1975.
- [2] Flakiewicz W., *Systemy informacyjne w zarządzaniu. Uwarunkowania, technologie, rodzaje*, Wydawnictwo C.H. Beck, Warszawa 2002.
- [3] Gazewski T., *Jak zachować nominalne zużycie paliwa*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1990.
- [4] Grzegorzczak A., *Zarys logiki matematycznej*, PWN, Warszawa 1984.
- [5] Siłka W., *Teoria ruchu samochodu*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2002.
- [6] Siłka W., *Teoria ruchu samochodu, energochłonność ruchu i zużycie paliwa*, Wyższa Szkoła Inżynierska w Opolu, Opole 1994.
- [7] Ubysz A., *Problem „niedoliczenia” W programie Eko-drive '05 przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie na krótkich trasach przejazdu*, Problemy Transportu z. 3/1, 2007.
- [8] Ubysz A., *Prognozowanie zużycia paliwa w samochodzie osobowym w ruchu rzeczywistym*, Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, z. 6-M/2008.
- [9] Strona internetowa www.auto-swiat.pl (wg stanu z dnia: 8.01.2011).

MARIAN MEDWID, WŁODZIMIERZ STAWECKI, RAFAŁ CICHY*

INNOWACYJNE ROZWIĄZANIE SYSTEMU DO TRANSPORTU KOMBINOWANEGO KOLEJOWO-DROGOWEGO

INNOVATIVE SOLUTIONS FOR COMBINED RAILWAY-ROAD TRANSPORT SYSTEM

Streszczenie

W artykule zaprezentowano wyniki kolejnego etapu prac koncepcyjnych prowadzonych w IPS „Tabor” nad rozwojem innowacyjnych systemów transportowych naczep drogowych w ruchu kombinowanym. Przedstawiono wybrane argumenty ekonomiczne uzasadniające potrzebę wdrożenia do eksploatacji istniejących systemów transportu kombinowanego naczep drogowych oraz wykazano główne bariery ograniczające rozpoczęcie tego procesu. Prace badawcze są finansowane ze środków budżetowych Ministerstwa Nauki, ramach realizacji projektu rozwojowego nr NR10006510.

Słowa kluczowe: transport kombinowany

Abstract

The results of the railway stage of the conceptional works carried out in IPS “TABOR” on development of the innovative transport systems of road semitrailers in the combined traffic are presented in this paper. The selected economic arguments justifying the need of initiation in operating the existing systems of the combined transport of road semitrailers are presented and the main barriers limiting the starting of this process are shown. The research works are financed from the budget means of the Ministry of Science within the realization of the development project No. 10006510.

Keywords: combined transport

* Prof. dr hab. inż. Marian Medwid, dr Włodzimierz Stawcki, mgr inż. Rafał Cichy, Instytut Pojazdów Szybowych „Tabor”.

1. Wstęp

Polska jest największym przewoźnikiem drogowym w Europie operującym na rynku krajowym i międzynarodowym [1]. W przewozach międzynarodowych wyprzedzamy Niemcy i Holandię zwłaszcza w przewozach drogowych w kierunku Wschód–Zachód. W Polsce działa 24 tysiące firm transportu międzynarodowego dysponujących 140 tysiącami naczep z ciągnikami siodłowymi. Według danych Eurostatu w 2009 roku polski transport drogowy miał 15% udziału w europejskich przewozach ładunków zrealizowanych w tej gałęzi transportu [1].

Przyjmując założenie, że 140 tys. tirów (w ruchu międzynarodowym) wykonuje pracę przewozową, pokonując dziennie ~400 km, oraz zakładając średnie zużycie paliwa przez ciągnik siodłowy ~29 l/100 km (dla silników o mocy ~450 KM), dzienne zużycie paliwa przez ciągniki siodłowe wyniesie ~16 mln litrów. W rzeczywistości ilość ciągników będących w eksploatacji jest mniejsza z uwagi na przeglądy, naprawy lub przestoje. Jeśli założymy, że 10% ciągników jest wyłączonych z eksploatacji, to pozostałe ciągniki zużyją ~14 mln litrów paliwa dziennie. Wykonana analiza nie uwzględnia zużycia paliwa przez ciągniki siodłowe eksploatowane tylko w ruchu krajowym.

Zapotrzebowanie na energię w ruchu kolejowym jest około dziesięciokrotnie mniejsze w odniesieniu do ruchu drogowego (mniejsze opory toczenia koła stalowego po szynie w porównaniu do oporów toczenia opony po drodze kołowej).

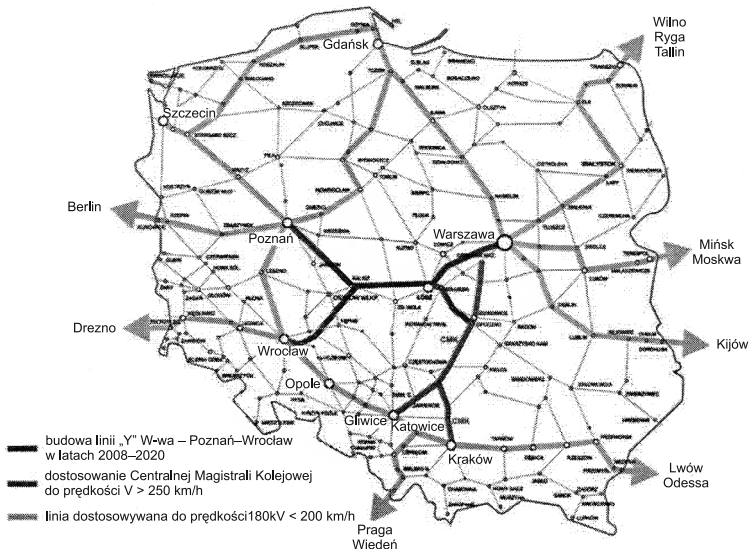
Zatem gdyby 140 tysięcy tirów transportować drogą kolejową, zużycie energii spadłoby dziesięciokrotnie. Jeśli tylko 20% naczep siodłowych przeniesiono by z drogi kołowej na kolejową, to roczne oszczędności zużycia oleju napędowego wyniosłoby ~844 mln litrów o wartości ponad 3,4 miliardy złotych. Wyżej omówiona symulacja jest uproszczonym przykładem teoretycznym, ukazującym skalę możliwej do osiągnięcia oszczędności zużycia energii. Jeżeli do wyżej wymienionych efektów ekonomicznych dodano by oszczędności wynikające z co najmniej czterokrotnie mniejszych kosztów zewnętrznych generowanych w kolejowej gałęzi transportowej w porównaniu do kosztów zewnętrznych transportu drogowego [2], to przeprowadzając globalny rachunek porównania efektywności ekonomicznej, wynik analizy byłby ostatecznie korzystny dla transportu kolejowego. Postawienie takiej tezy jest uprawnione na podstawie przeprowadzonych wcześniej badań teoretycznych, udziału kosztów zewnętrznych w ogólnych kosztach transportu w gałęzi drogowej i kolejowej. Uzyskane oszczędności mogłyby posłużyć jako subwencje państwowe wspierające rozwój transportu kombinowanego.

W obecnych warunkach gospodarczych Polski brakuje ekonomicznych motywacji dla spedytorów i przewoźników drogowych do korzystania z ruchu kombinowanego kolejowo-drogowego. Bariery stanowią przede wszystkim wysokie taryfy za korzystanie z infrastruktury kolejowej oraz brak odpowiedniego zaplecza logistycznego niezbędnego do organizacji transportu kombinowanego. Można jednak przewidywać, że ciągle dynamicznie rozwijający się transport drogowy doprowadzi do punktu granicznego wyznaczonego przez wydolność infrastruktury drogowej. Obecnie około 80% ładunków przewozi się transportem drogowym po zatłoczonych drogach [2], a szlaki kolejowe dysponują dużą rezerwą natężenia ruchu. Główne kierunki przewozów drogowych przebiegają równoległe do głównych kolejowych szlaków rys. 1 i 2.



Rys. 1. Główne kierunki przewozów drogowych [1]

Fig. 1. Main lines of road transport [1]



Rys. 2. Główne szlaki kolejowe

Fig. 2. Main railway routes

Polska jest technicznie przygotowana do wdrożenia przewozów naczep drogowych w ruchu kombinowanym. Prowadzone w IPS „Tabor” od 1990 roku prace badawczo rozwojowe przedstawione w opracowaniach [2, 3] doprowadziły do powstania prototypów wagonów niskopodłogowych – „ruchoma szosa” oraz taboru bimodalnego. Instytut prowadzi nadal prace badawcze nad rozwojem systemów transportu kombinowanego [4, 5]. Kolejne wyniki prac przedstawiono w dalszej części artykułu.

2. System transportu naczep drogowych na wózkach kolejowych

Na świecie, a w szczególności w Stanach Zjednoczonych Kanadzie, Indiach, Tajlandii i Australii, w ruchu kombinowanym naczep drogowych korzysta się z transportu bimodalnego. W Europie zastosowano głównie system „ruchoma szosa” (Szwajcaria, Austria, Niemcy). Francuzi opracowali własny system Modalohr eksploatowany między Francją a Włochami przez Alpy. Konstrukcyjną analizę porównawczą tych systemów przedstawiono w pracy [2]. Zaprezentowane w niniejszym opracowaniu rozwiązanie konstrukcyjne ma pewne cechy systemu „ruchoma szosa” oraz bimodalnego. Główną cechą charakteryzującą system bimodalny to przenoszenie obciążeń wzdłużnych w uformowaniu kolejowym przez ramy nośne naczep, natomiast ważną zaletą systemu ruchoma szosa jest pozostawienie w tym samym miejscu podparcia ramy naczepy od dołu w ruchu drogowym i kolejowym, co ma decydujący wpływ na wielkość przekrojów i masy ramy nośnej naczepy.

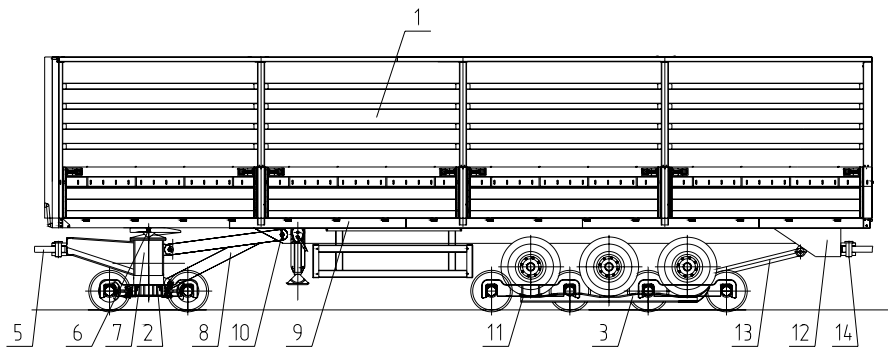
2.1. Struktura taboru

Na rysunku 3 pokazano pojedynczą naczepę na wózkach kolejowych. System transportu naczep drogowych na wózkach kolejowych jest złożony z odpowiednio przystosowanej standardowej naczepy drogowej (1) przedniego wózka dwuosiowego (2) i tylnego wózka czterosiowego (3). Przedni wózek (2) może być wykonany jako wózek wyposażony w typowe urządzenia pociągowo-zderzne (4) (rys. 4) służące do połączenia z lokomotywą i składem pociągu, lub jako wózek wyposażony w sztywne urządzenie ciągłowe (5) (rys. 3), łączące przód naczepy z tyłem sąsiedniej naczepy, lub dwa tyły sąsiednich naczep.

Przód naczepy (1) oparto na siodle (6) typu „Jost” i zamocowano do kolumny wózka (7) za pomocą połączenia sworzniowego. Urządzenie ciągłowe (8) łączy w sposób sztywny kolumnę wózka (7) z ramą nośną naczepy (9) za pomocą sworzni (10) lub innego rodzaju urządzeń sprzęgowych.

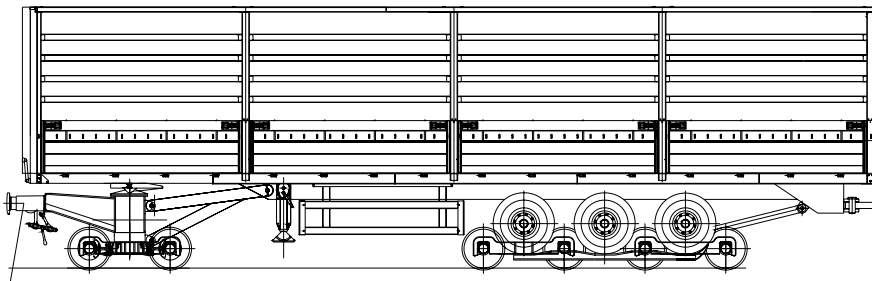
Tył naczepy (1) spoczywa na wózku tylnym (3) w ten sposób, że koła naczepy oparto na półkach ramy wózka i zabezpieczono klinami (11). Ramę wózka połączono ze wspornikiem (12) ramy naczepy za pomocą sztywnego ciągła (13) mocowanego przegubowo do wspornika (13) ramy naczepy.

Do wspornika (12) ramy naczepy zamocowano również urządzenie ciągłowe (5) łączące sąsiednie naczepy. Mocowanie urządzenia ciągłowego (5) w wsporniku (12) można zrealizować za pomocą urządzenia sworzniowego (14) lub innego rodzaju urządzenia sterowanego ręcznie lub automatycznie.



Rys. 3. Naczepa na wózkach kolejowych z wózkiem przednim przystosowanym do łączenia międzynaczepowego

Fig. 3. Semitrailer on the railway bogies with the frontal bogie adapted to the inter-semitrailer connection



Rys. 4. Naczepa na wózkach kolejowych z wózkiem przednim wyposażonym w typowe urządzenia pociągowo-zderzne

Fig. 4. Semitrailer on the railway bogies with the frontal bogie equipped with the typical buffing and draw gears

2.2. Montaż wózków pod naczepą

Przestawienie naczepy z traktacji drogowej na kolejową odbywa się na płaskim terminalu wyposażonym w tor prosty zabudowany tak, aby poziom terminalu był zrównany z poziomem główki szyn toru.

Na rysunku 5 pokazano kolejność montażu wózków kolejowych pod naczepą.

Faza I (rys. 3a)

Ustawienie wózka tylnego na torze za kołami naczepy oraz zablokowanie wózka przed możliwością toczenia się po torze. Przygotowanie wózka do najazdu naczepy przez zamontowanie pochylni najazdowej

Faza II (rys. 3b)

Najazd kół naczepy na półki ramy nośnej wózka transportowego. Zamocowanie wózka do naczepy za pomocą sztywnego cięgła.

Faza III (rys. 3c)

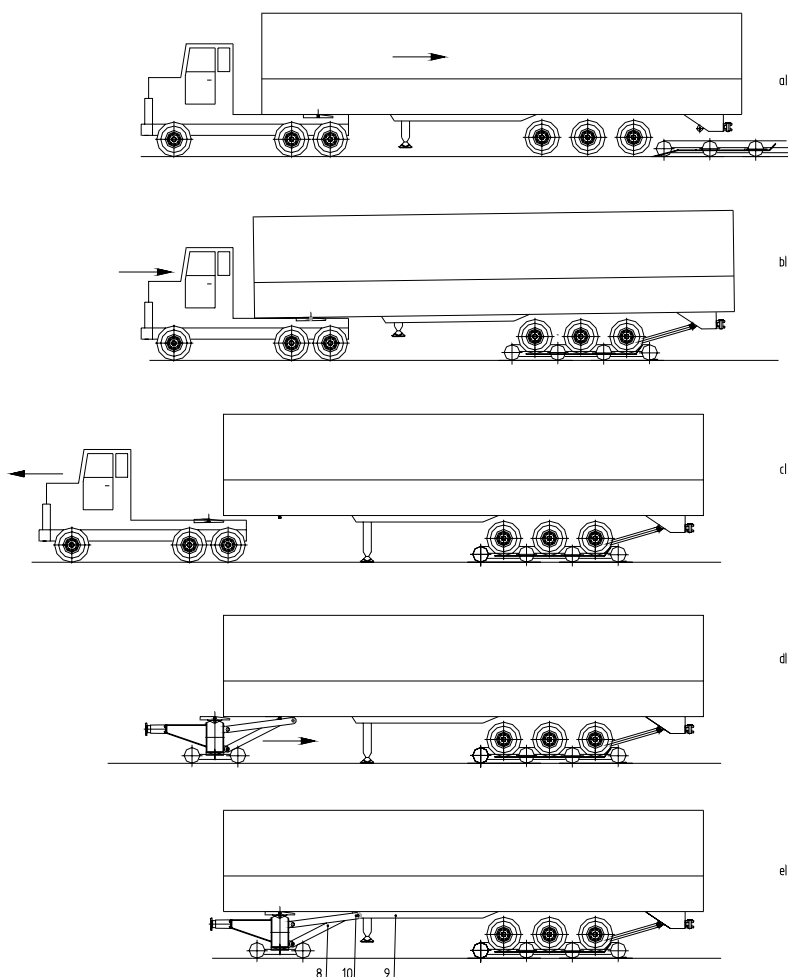
Opuszczenie nogi podporowej i wyjazd ciągnika spod naczepy.

Faza IV (rys. 3d)

Wtroczenie wózka przedniego pod przód naczepy.

Faza V (rys. 3e)

Oparcie przodu naczepy na siodle typu „Jost” i zaryglowanie zamka siodła. Zamocowanie wózka przedniego w ramie naczepy za pomocą urządzenia ryglującego. Podniesienie nogi podporowej naczepy.



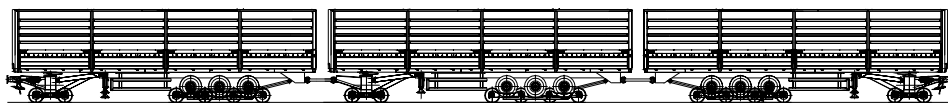
Rys. 5. Proces montażu wózków kolejowych pod naczepą

Fig. 5. Assembly process of the railway bogies under the semitrailer

2.3. Alternatywne możliwości montażu składu pociągu

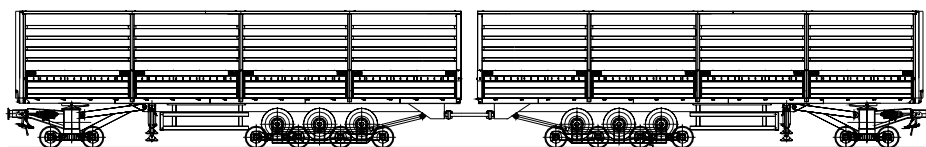
Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono przykładowo dwie metody formowania składu pociągu złożonego z naczep na wózkach kolejowych. Pierwsza metoda (rys. 6) polega na jednokierunkowym łączeniu przyczep (z wyjątkiem ostatniej naczepy), w ten sposób, że pierwsza naczepa jest wyposażona w przedni wózek zaopatrzony w urządzenia pociągowo-zderzne, a kolejne naczepy w przednie wózki wyposażone w wspornik do montażu sztywnego cięgła, łączącego przód kolejnej naczepy ze wspornikiem zamontowanym w tyle naczepy poprzedniej. Natomiast ostatnia naczepa w składzie pociągu jest odwrócona tyłem do naczepy poprzedzającej, a przód naczepy jest wyposażony w wózek z urządzeniami pociągowo zderzowymi.

Druga metoda (rys. 7) polega na tworzeniu dwuczłonowych zespołów naczep połączonych za pomocą urządzeń pociągowo-zderznych, dwie naczepy w członie łączą się za pomocą sztywnego wzdłużnie cięgła przenoszącego siły pociągowe i ściskające, działające podczas jazdy po torach kolejowych.



Rys. 6. Pociąg wyposażony na obu końcach w wózki z urządzeniami pociągowo-zderznymi oraz ze sztywnym połączeniem międzynauczepowym

Fig. 6. Train equipped on both ends with the bogies with the buffing and draw gears and with the rigid inter-semitrailer connection



Rys. 7. Moduł dwunaczepowy wyposażony na obu końcach w urządzenia pociągowo-zderzne

Fig. 7. Two-semitrailer module equipped on both ends with the buffing and draw gears

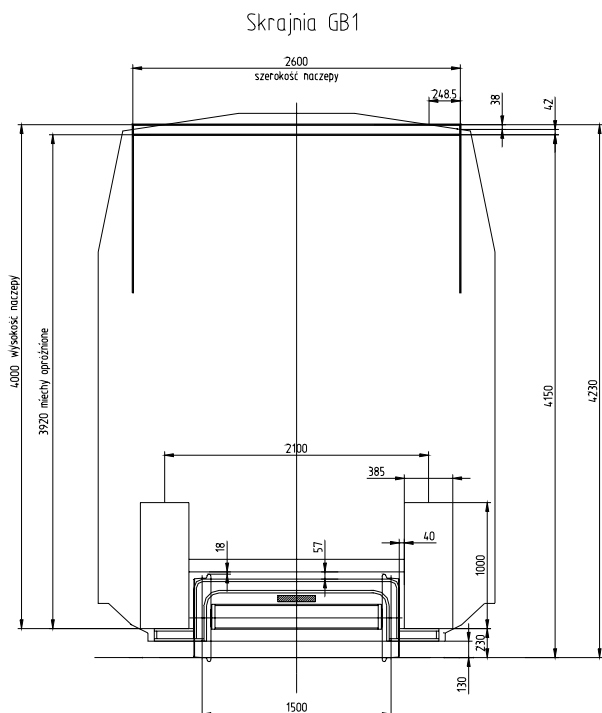
2.4. Zalety konstrukcyjne i eksploatacyjne systemu

1. Możliwość adaptacji standardowej naczepy drogowej.
2. Możliwość montażu naczep na wózki równocześnie dla kilku lub kilkunastu naczep, a po montażu połączenie ich w pociąg (skrócenie czasu formowania składu pociągu).
3. Możliwość wyłączenia ze składu lub włączenia do składu pociągu dowolnej naczepy, znajdującej się wewnątrz składu pociągu.
4. Łączenie naczep w składy dwuczłonowe, zaopatrzone na końcach w urządzenia pociągowo-zderzne pozwala na doczepienie składów dwuczłonowych na końcu pociągu towarowego (masa składu dwuczłonowego jest w przybliżeniu równa masie towarowego wagonu czteroosiowego ~ 80 t, zatem zderzaki są zdolne do przeniesienia i pochłonięcia energii przy nabieganiu składów dwuczłonowych na ostatni wagon pociągu towarowego).

5. Relatywnie mały rozstaw czopów skrętu między wózkiem przednim i tylnym tworzy lepsze warunki wpisywania się naczepy w zarys skrajni taboru w porównaniu do systemów ruchoma szosa, modalohr oraz bimodalnego.
6. Znaczące zmniejszenie masy pociągu w porównaniu do systemów ruchoma szosa i modalohr.
7. Wydłużenie przebiegów międzynaprawczych w odniesieniu do systemu ruchoma szosa.
8. Prosty terminal przeładunkowy, bez dodatkowej infrastruktury przeładunkowej.

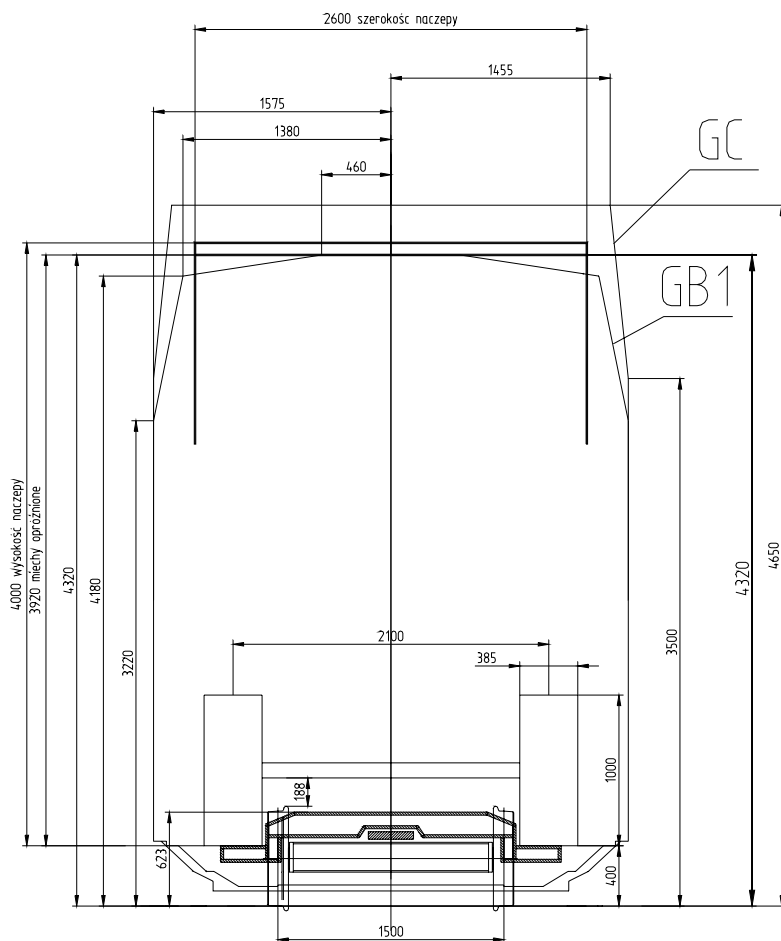
3. Skrajnia kolejowa

Jednym z założonych do osiągnięcia celów jest zaprojektowanie taboru kolejowego, na którym transportowana naczepa o standardowych wymiarach drogowych mieściłaby się w zarysie skrajni GB1. Wstępną uproszczoną analizę skrajni taboru wykonaną metodą graficzną przedstawiono na rysunkach 8 i 9.



Rys. 8. Gabaryt naczepy na wózku tylnym na tle zarysu skrajni GB1 z maksymalnym wykorzystaniem dolnego zarysu skrajni

Fig. 8. Overall dimensions of semitrailer on the rear bogie against a background of GB1 gauge outline with the maximum using the lower outline of gauge



Rys. 9. Gabaryt naczepy na tylnym wózku z uniesionymi na wysokość ~400 mm półkami ramy nośnej wózka

Fig. 9. Overall dimensions on the rear bogie with the lifted at height of ~ 400 mm racks of the carrying frame of bogie

W analizie uwzględniono przypadek transportu naczepy z wypełnionymi powietrzem miechami usprężynowania nadwozia naczepy oraz z miechami opróżnionymi z powietrza. W praktyce przewiduje się spuszczenie powietrza z miechów do oparcia na odbijakach gumowych zabudowanych w miechach. Taki sposób transportu naczep na wózkach kolejowych ogranicza kołysanie naczepy, co daje określone korzyści w przemieszczeniach poprzecznych górnej strefy nadwozia. Ponadto przy długotrwałej jeździe po torach kolejowych, na skutek nieszczelności układu pneumatycznego naczep można oczekiwać samoczynnego opróżniania miechów z powietrza w niektórych naczepach składu pociągu, co by prowadziło do zróżnicowania wysokości dachu naczep mierzonej od poziomu główki szyny.

Na wielkość przemieszczeń poprzecznych górnej strefy nadwozia naczepy ma szczególny wpływ łączna, całkowita sztywność elementów sprężystych zabudowanych pomiędzy zestawami kołowymi a nadwoziem naczepy. W opracowywanej koncepcji systemu transportowego mogą wystąpić cztery stopnie usprężynowania:

I – między oprawą łożysk zestawów kołowych i ramą wózka,

II – między ramą wózka a ramą nośną, na której są oparte koła naczepy,

III – sprężystość opon naczepy,

IV – sprężystość odbijaków gumowych zabudowanych w miechach.

W konwencjonalnych pojazdach szynowych występują z reguły dwa stopnie sprężynowania, pierwszy między zestawem kołowym a ramą wózka, drugi między ramą i nadwoziem pojazdu.

Wysokie położenia dachu naczepy od poziomu główki szyny zależy przede wszystkim od wysokości położenia pólek ramy nośnej, na której spoczywają koła naczepy. W omawianej koncepcji taboru półki mogą być usytuowane na poziomie zbliżonym do zarysu dolnej części skrajni kolejowej (rys. 8). Aby maksymalnie wykorzystać kontur dolnej skrajni kolejowej, oś drogowej naczepy winna być tak zaprojektowana, aby żadna z zabudowanych części na osi drogowej nie zajmowała miejsca wyznaczonego przez kontur wewnętrzny opon i osi. Przykładowo, cylindry hamulcowe, które z reguły montowane są pod osią, należałoby zabudować nad osią. Takie rozwiązanie konstrukcji osi drogowych naczep są w praktyce również spotykane. W prezentowanej koncepcji taboru jest możliwy również transport naczep z urządzeniami zabudowanymi pod osią, jednak w takim przypadku gabaryt taboru przekracza skrajnię GB1 i wymaga skrajni typu C (rys. 9), gdzie poziom dachu naczepy osiąga wysokość 4320 mm, to jest o ~200 mm niżej niż w przypadku transportu naczep w systemie „ruchoma szosa”.

4. Wnioski

Pierwszą koncepcję systemu przedstawioną w opracowaniu [5] zrealizowano na kołach o średnicy 450 mm, podobnie jak w znanym i eksploatowanym systemie „ruchoma szosa”. Zastosowanie małej średnicy kół jest korzystne ze względu odpowiednio niskie położenie dachu transportowanej naczepy. Przy tak małej średnicy kół w dalszej części realizacji koncepcji napotkano na trudności z zabudową hamulca na wózkach kolejowych.

W kolejnych analizach zastosowano koła o średnicy 630 mm, co pozwoliło na zbudowanie hamulca tarczowego z tarczami zamontowanymi na osiach oraz uzyskano odpowiednią ilość miejsca na rozmieszczenie urządzeń sterowania hamulcem (blok sterujący, zbiorniki powietrza itp.).

Zastosowanie kół o większej średnicy w porównaniu do systemu „ruchoma szosa” zwiększa poziom bezpieczeństwa ruchu taboru oraz eliminuje wady eksploatacyjne systemu „ruchoma szosa” to znaczy zwiększa przebiegi międzynaprawcze zestawów kołowych i łożysk osiowych.

Jednym z przyjętych założeń przy realizacji projektu jest możliwość eksploatacji systemu z prędkością 100–120 km/h bez ograniczeń prędkości jazdy na łukach i rozjazdach, tak jak jest to wymagane dla systemu „ruchoma szosa”. Te optymistycznie przyjęte parametry eksploatacyjne taboru wynikają z przeprowadzonych wstępnych modelowych badań symulacyjnych bezpieczeństwa i dynamiki ruchu.

Prezentowane rozwiązanie umożliwia transport naczep o standardowych gabarytach na szlakach kolejowych ze skrajnią GB1, natomiast system „ruchoma szosa” wymaga skrajni o największych gabarytach typu C.

Literatura

- [1] Grzeszak A., *Tiry narodowe*, Polityka, nr 6, 5 lutego 2011.
- [2] Medwid M., *Studium tworzenia intermodalnych środków technicznych transportu lądowego, w szczególności bimodalnego. Rozprawy*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2008.
- [3] Medwid M., *Polski system transportu kolejowo-drogowego [bimodalnego] typu „TABOR”*, Wydawnictwo IPS „Tabor”, Poznań 2006.
- [4] Medwid M., Cichy R., *System transportu przyczep drogowych po torach kolejowych i tramwajowych*, Pojazdy Szynowe nr 2/2010, Wydawnictwo IPS „Tabor”.
- [5] Medwid M., Cichy R., Nowaczyk T., *Model strukturalny systemu transportu naczep drogowych na wózkach kolejowych w ruchu kombinowanym, kolejowo-drogowym*, XIX Konferencja Naukowa – Pojazdy Szynowe, Targanice k. Andrychowa, wrzesień 2010.

MACIEJ MICHNEJ*

PROCES ZUŻYCIA W POŁĄCZENIU OBROTOWYM
NA PRZYKŁADZIE MODELU ZESTAWU KOŁOWEGO
Z SAMOCZYNĄ ZMIANĄ ROZSTAWU KÓŁ

FRETTING WARE PROCESS IN SWIVEL JOINTSON
EXAMPLE OF AUTOMATIC WHELLSET GAUGE
CHANGING SYSTEM

Streszczenie

W artykule dokonano analizy problemu zużycia wstępującego w węźle tarciovym oś-tuleja na przykładzie zestawu kołowego z samoczynną zmianą rozstawu kół. Opisano mechanizm powstawania zużycia typu fretting, przedstawiono wstępne wyniki badań modelowych związanych z oceną własności tribologicznych wybranych materiałów zastosowanych w analizowanym węźle tarciovym.

Słowa kluczowe: połączenie obrotowe, zużycie, zestaw kołowy

Abstract

The paper have analyzed the problem of wear, existing in friction par axle-sleeve on example of automatic wheelset gauge changing system. Author present mechanism of fretting wear development and preliminary results of the model tests, related to the evaluation of tribological properties of selected materials used in the analyzed contact node.

Keywords: swivel joints, wear, wheelset

* Mgr inż. Maciej Michnej, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

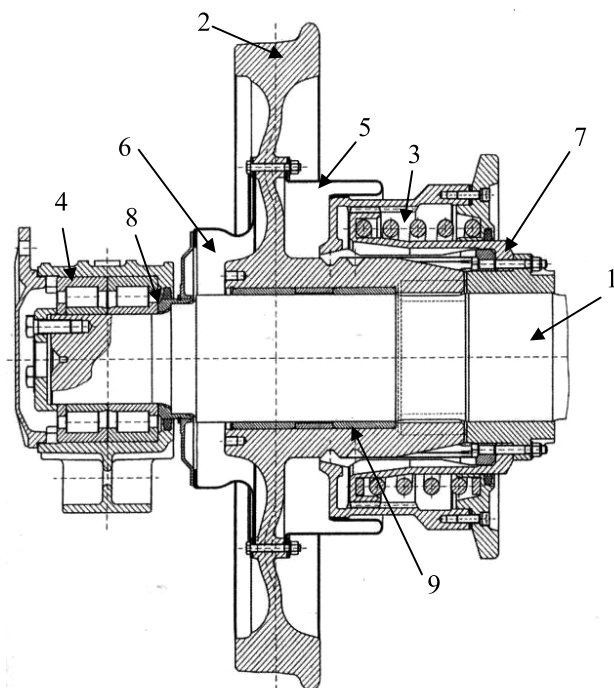
Rozwijający się w szybkim tempie handel zagraniczny pomiędzy państwami Europy i Azji wymaga elastycznych i niezawodnych łańcuchów logistycznych, dla których transport kolejowy jest jedyną gałęzią zapewniającą wysoką przepustowość w przewozie pasażerów i ładunków. Główną przeszkodą rozszerzania interoperacyjności systemu kolejowego na państwa Europy Wschodniej jest bariera techniczna polegająca na istnieniu na granicach państw dróg kolejowych, charakteryzujących się różnymi szerokościami torów. Bariery tę pokonuje się, stosując system oparty na przeladunku towarów lub system przestawczy, który realizowany jest za pomocą wymiany wózków wagonowych, wymiany zestawów kołowych lub z zastosowaniem zestawów kołowych z samoczynną zmianą rozstawu kół.

Jednym z niewielu rozwiązań zestawu kołowego z automatyczną zmianą rozstawu kół, który został w praktyce zastosowany, jest zaprojektowany na początku lat 90. przez polskiego konstruktora Ryszarda Marię Suwalskiego zestaw kołowy SUW 2000. Początkowa eksploatacja tego zestawu wykazywała pewne problemy konstrukcyjne, które polegały głównie na niekontrolowanym blokowaniu koła w momencie zmiany szerokości toru, w wyniku powstawania zjawiska zużycia frettingowego na styku połączenia tuleja–oś. Obecnie problem zużycia frettingowego w przedmiotowym zestawie kołowym został rozwiązany dzięki zagranicznej technologii pokrycia tulei ślizgowej włókniną PTFE, jednak nie jest to optymalne rozwiązanie, szczególnie pod względem kosztów technologii wytwarzania.

Wyniki badań zużycia frettingowego w połączeniach elementów i zespołów maszyn pracujących w warunkach obrotowego zginania wskazują, że zużycie to ma istotny wpływ na obniżenie wytrzymałości zmęczeniowej połączenia, a także może być ogniskiem rozwoju pęknięć zmęczeniowych. Zestaw kołowy pojazdów szynowych ze względu na specyficzne warunki pracy jest szczególnie narażony na rozwój zużycia frettingowego. Ze względu na rolę, jaką odgrywa w prowadzeniu pojazdu w torze i zapewnieniu bezpieczeństwa ruchu kolejowego, niedopuszczalne są jego uszkodzenia, w tym również w połączeniu obrotowym tuleja–oś. W przypadku połączeń obrotowych w zestawach kołowych brakuje zarówno badań doświadczalnych, jak i analiz teoretycznych, które byłyby podstawą do wyjaśnienia zagadnień wpływu różnych czynników konstrukcyjno-technologicznych na mechanizm rozwoju zużycia frettingowego. Duże wymiary rzeczywistego zestawu kołowego stwarzają trudności badawcze natury technicznej, co wymusza prowadzenie badań na modelach rzeczywistego układu [4].

2. Charakterystyka zestawu kołowego z samoczynną zmianą rozstawu kół

Zestawy kołowe o zmiennym rozstawie kół (SUW 2000) są przeznaczone do eksploatacji na torach kolejowych o szerokości 1435 mm, 1520 mm, 1668 mm. Zmiana rozstawu kół odbywa się w trakcie przejazdu przez torowe stanowisko przestawcze, podczas którego koła zestawu są przesuwane samoczynnie na wymaganą szerokość. Przebieg zmiany rozstawu nie wymaga odciążania zestawu kołowego.



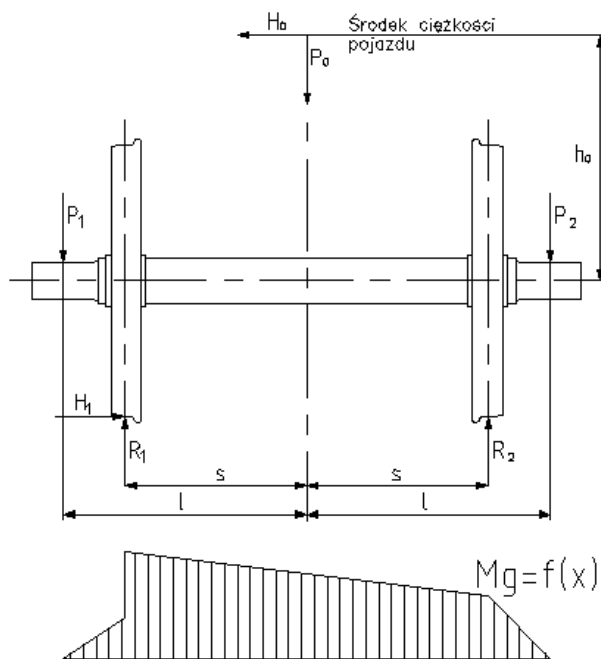
Rys. 1. Podstawowe elementy zestawu kołowego SUW 2000 na styk torów 1435/1520 mm:
1 – podzespół osi, 2 – koło, 3 – mechanizm blokujący, 4 – łożysko osiowe, 5 – osłona wewnętrzna,
6 – osłona zewnętrzna, 7 – nakrętki samozabezpieczające, 8 – pierścień oporowy, 9 – tuleja ślizgowa [5]

Fig. 1. Basic elements of wheelset SUW 2000 for 1435/1520 mm gauge: 1 – axle sub assembly,
2 – wheel, 3 – locking mechanism, 4 – axle bearing, 5 – internal cover,
6 – external cover,
7 – self lock nuts, 8 – stopper ring, 9 – slide sleeve [5]

Koła połączone są z osią w sposób uniemożliwiający im względne przemieszczanie się w kierunku poosiowym i obwodowym, co zapewnia centrowanie zestawu kołowego w ruchu po torze kolejowym. Podstawowe elementy zestawu kołowego SUW 2000 przedstawiono na rys. 1. Koło bezobrzęczowe (2) o średnicy okręgu toczonego 920 mm jest wykonane z materiału R9E wg wymagań karty UIC 812-3. Koło jest hartowane indukcyjnie i odpuszczane (twardość min. 50 HRC).

Koło posiada wydłużoną piastę zakończoną zabierakami przeznaczonymi do współpracy z piastą ustalającą. Na zewnętrznej powierzchni wydłużonej piasty koła wykonano dwa rowki trapezowe do współpracy z tuleją rozprężną mechanizmu blokującego (3). Odległość pomiędzy dwoma rowkami odpowiada połowie różnicy szerokości toru, ponieważ oba koła są przesuwane o tę samą wartość. Pasowanie obrotowe koła uzyskuje się za pomocą tulei ślizgowych (9) wciśniętych w piastę koła. W rozwiązaniu przedstawionym na rys. 1 zastosowano tuleje stalowe, pokryte od wewnątrz teflonową warstwą ślizgową PTFE, przygotowaną do pracy bez potrzeby smarowania połączenia.

Oś zestawu kołowego (1) wykonana jest ze stali A1N wg karty UIC 811-1. W aktualnym rozwiązaniu na powierzchni podpięcia zastosowano powłokę molibdenową nałożoną metodą płomieniowej metalizacji natryskowej o grubości warstwy 0,5–1,4 mm. Twardość powłoki wynosi 800 HV (62HRC). Dla zwiększenia wytrzymałości zmęczeniowej oś poddano obróbce rolkowania na całej długości z wyjątkiem powierzchni molibdenowanych.



Rys. 2. Schemat obciążenia zestawu kołowego i odpowiadający mu rozkład momentu zginającego [1]

Fig. 2. Diagram of the wheelset load and the corresponding bending moment distribution [1]

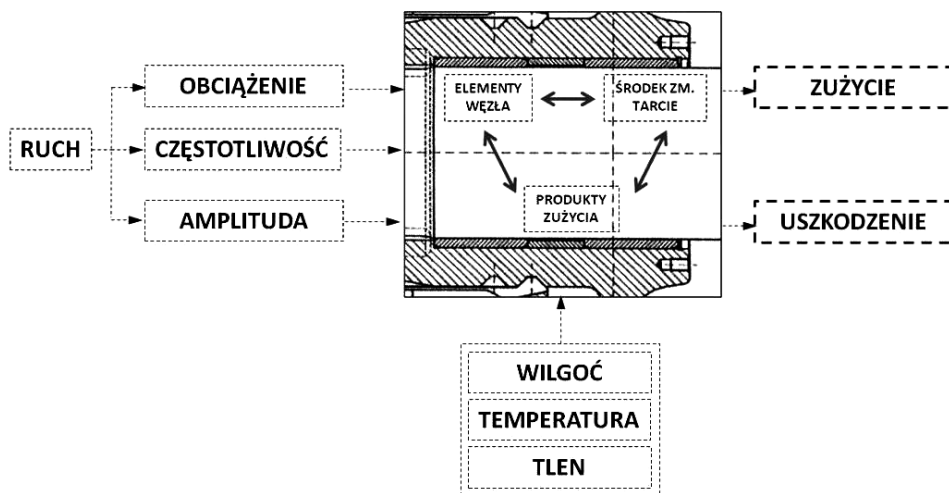
Podczas eksploatacji na zestaw kołowy działają obciążenia zewnętrzne, jak i obciążenia ciepłe powstające podczas hamowania, które mają niekorzystny wpływ na trwałość zestawów kołowych. Na rys. 2 przedstawiono uproszczony schemat obciążenia zestawu kołowego pojazdu szynowego podczas jazdy. Zestaw kołowy poddany jest działaniu: obciążeń pionowych pochodzących od ciężaru pojazdu szynowego (P_1 i P_2), sił bocznych na styku obrzeża koła i główki szyny (H_1) powstających w wyniku nabiegania obrzeża na powierzchnie boczne główki szyny.

Pod wpływem obciążeń zewnętrznych oś zestawu kołowego ulega odkształceniom. Obciążenia pionowe przyłożone do korpusu łożyska są zrównoważone reakcją pionową przyłożoną w miejscu styku koła z szyną, dając moment zginający powodujący w efekcie wygięcie środka osi ku górze. W górnych warstwach osi występują naprężenia rozciągające, a w dolnych ściskające, w wyniku czego w obszarze styku podpięcia i osi mogą wystąpić mikropoślizgi względne. Prawdopodobieństwo rozwoju mikropoślizgów w tradycyjnym zestawie kołowym zostało opisane w pracach [3, 6].

W zestawie kołowym SUW 2000 pomiędzy tuleją ślizgową a osią występuje pasowanie obrotowe, a więc ze względu na brak dużych nacisków powierzchniowych i montażowych istnieje znacznie większe prawdopodobieństwo wystąpienia oscylacji pomiędzy skojarzonymi powierzchniami elementów.

3. Identyfikacja zużycia węzła styku oś–tuleja

Przedstawiony w poprzednim punkcie charakter obciążeń działających na zestaw kołowy oraz związane z nimi odkształcenie osi zestawu kołowego stwarzają warunki do występowania oscylacyjnych przemieszczeń stycznych (OPS) pomiędzy skojarzonymi powierzchniami tulei oraz osi. Występowanie OPS oraz przedstawiony na rys. 3 schemat węzła tarcowego jako systemu tribologicznego charakteryzuje powstałe zużycie jako fretting. Świadczy o tym również obraz zużycia współpracujących powierzchni osi zestawu kołowego w postaci śladów korozji oraz wzrostu chropowatości powierzchni. W literaturze fretting opisany jest jako proces niszczenia warstwy wierzchniej współpracujących elementów, zachodzący przy bardzo niewielkich wzajemnych przemieszczeniach stykających się ciał spowodowanych drganiami o amplitudzie $25\ \mu\text{m}$. Autor pracy [2] uważa, że największy wpływ na proces frettingu wywiera struktura węzła tarcowego oraz jego otoczenie.



Rys. 3. Schemat węzła styku jako systemu tribologicznego

Fig. 3. Scheme of contact node on example of tribology system

4. Badania doświadczalne

Badania doświadczalne dotyczą badań laboratoryjnych połączenia tulejki z wałkiem, które modeluje połączenie rzeczywiste tulei ślizgowej koła z osią. Ze względu na wymiary zestawów kołowych badania na obiekcie rzeczywistym są kosztowne i czasochłonne z uwagi na konieczność zastosowania specjalistycznego stanowiska badawczego, a także odpowiednio długiego czasu badań. Z tego względu do badań zużyciowych próbek modelujących po-

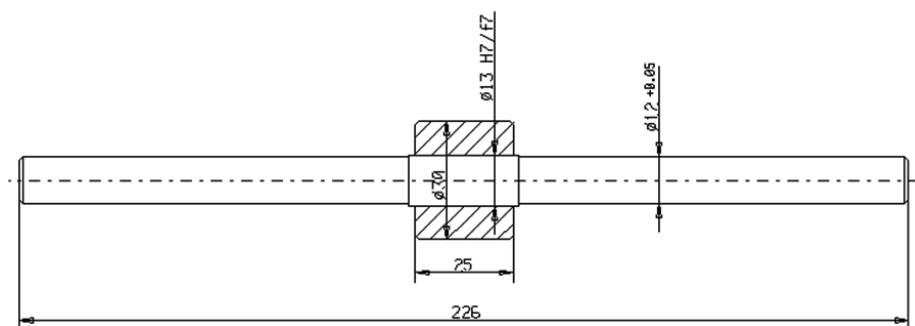
łączenie tuleja-oś wykorzystano maszynę zmęczeniową typu MUJ. Badania zmęczeniowe próbki w warunkach obrotowego zginania zapewniają symulację rzeczywistych obciążeń zestawu kołowego w warunkach eksploatacji.

Badania doświadczalne dotyczyły:

- określenia rzeczywistego stanu warstwy wierzchniej w obrębie połączenia tulejki z wałkiem po wykonaniu połączenia i po badaniach zużyciowych dla wytypowanych procesów technologicznych, materiałów tulejki i środków smarnych,
- określenia wpływu wybranych procesów technologicznych i materiału tulejki na rozwój oraz intensywność zużycia frettingowego.

Na podstawie analizy literatury dotyczącej mechanizmu rozwoju zużycia frettingowego w połączeniach wciskowych koła z osią zaproponowano takie procesy technologiczne, które ograniczą inicjację zużycia frettingowego na powierzchni wałka oraz zapewnią odpowiedni stan powierzchni podpięcia, zapewniający tę samą siłę potrzebną do przesuwu tulei po podpięciu przed i po badaniach zużyciowych.

Przy doborze próbki modelującej połączenie tuleja ślizgowa–oś zestawu kołowego kierowano się zachowaniem podobieństwa wymiarowego w strefie połączenia. W tym celu zachowano proporcję długości połączenia i średnicy osi oraz wielkości luzu.



Rys. 4. Wymiary próbki do badań modelowych

Fig. 4. Dimensions of the sample

Do badań wstępnych wałek wykonano ze stali 45, a tulejkę ze stali 36HNM. Taki dobór materiałów zapewniał zbliżone własności do materiałów, z których wykonany był obiekt rzeczywisty w wersji prototypowej.

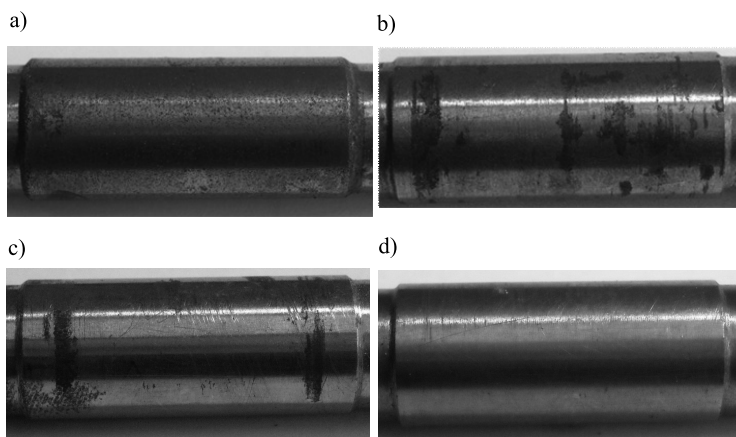
5. Wybrane przykłady badań zużycia frettingowego

Poniżej przedstawiono przykładowe wyniki badań zużycia frettingowego powierzchni wałka. Badania polegały na obserwacji makroskopowej wałków przed i po badaniach zużyciowych. Badania makroskopowe wykonano po zdjęciu tulejki z wałka. Powierzchnie wałków obserwowano przy powiększeniu ok. 8 x.

Na fotografiach a-d (rys. 5) przedstawiono wybrane obrazy powierzchni wałków dla próbek o symbolach:

- a) PR/002 – molibden (w) – stal (t);
 b) PR/004 – stal (w) – stal (t);
 c) PR/007 – stal (w) – ertalon (t);
 d) PR/011 – stal (w) – stal (t) – środek smarny.

Próbkę PR/004 oznaczono jako próbkę bazową mającą na celu weryfikację doboru modelu poprzez uzyskanie podobnego obrazu zużycia, jak w obiekcie rzeczywistym oraz jako odniesienie do proponowanych zmian.



Rys. 5. Próbkę modelowe po badaniu zużyciowym

Fig. 5. Model samples after wear tests

W tabeli 1 zestawiono wyniki pomiarów: chropowatości powierzchni tulei i wałka przed badaniami zużyciowymi, siły przesuwu tulei po wałku oraz liczbę cykli wykonanych w trakcie badań zużyciowych. Uzyskane wyniki z badań doświadczalnych będą podstawą do przeprowadzenia analizy rozwoju zużycia frettingowego w badanych połączeniach ze względu na rodzaj obróbki wykańczającej podpięcia wałeczka, materiał tulei oraz środek smarny.

Tabela 1

Zestawienie wyników pomiarów

Lp.	Numer próbki	Siła niezbędna do zsunienia tulejki [N]		Chropowatość pow. [Ra] – tuleja [um]	Chropowatość pow. [Ra] – wałek [um]	Liczba cykli 10 ⁶
		przed badaniami	po badaniach			
1	PR/002	8,1	12,2	0,8866	0,5525	6,57
2	PR/004	1,4	24,3	3,3895	0,3317	6,71
3	PR/007	0,3	0,3	2,6069	0,2493	6,17
4	PR/011	2,1	2,0	2,9657	0,3948	7,9

6. Wnioski

Na podstawie przytoczonych powyżej wyników badań zmęczeniowych próbek modelujących połączenie tuleja ślizgowa–oś zestawu kołowego można stwierdzić, że warunki pracy skojarzonych elementów sprzyjają rozwojowi zużycia typu fretting. Molibdenowanie powierzchni wałeczka jest skuteczną metodą eliminowania zużycia typu fretting, a z przedstawionych skojarzeń najlepsze efekty dało naniesienie smaru Glacier na powierzchnię współpracujących elementów. Zastosowanie tulei z tworzywa kompozytowego nie zapobiegło rozwojowi zużycia typu fretting na powierzchni wałka.

Literatura

- [1] Guzowski S., Kowalski S., *Wpływ procesów technologicznych na zużycie frettingowe w połączeniu wciskowym*, Tribologia 3/2010, 85-94.
- [2] Guzowski S., *Zużycie frettingowe osi zestawów kołowych pojazdów szynowych*, Problemy Eksploatacji, z. 1, 2002, 67-75.
- [3] Helmi Attia, *On the thermal origin of the antagonistic and synergistic effects of fretting and crevice corrosion processes in multi-phase flow environment*, Tribology International, 42/2009, 1263-1268.
- [4] Piec P., *Selected methods of investigation of rail vehicle elements wear processes*, Archives of transport, Vol. 16, issue 3, Warsaw 2004, 2139.
- [5] Suwałski R.M., *System samoczynnej zmiany rozstawu kół pojazdów szynowych*, Monografia, AGH, Kraków 2006.
- [6] Volchok A., Halperin G., Etsion I., *The effect of surface regular microtopography on fretting fatigue life*, Wear, 253, 2002, 509-515.

STANISŁAW MŁYNARSKI*

PROBLEMY RENTOWNOŚCI TECHNICZNYCH ŚRODKÓW
TRANSPORTU SZYNOWEGOPROBLEMS OF PROFITABILITY OF THE TECHNICAL
MEANS OF RAIL TRANSPORT

Streszczenie

Analiza zbiorów czynników technicznych, ekonomicznych, finansowych, organizacyjnych i społecznych jest podstawą w gospodarowaniu zasobami przedsiębiorstwa transportowego. Celem gospodarki środkami technicznymi stanowiącymi bezpośrednie narzędzie realizacji zadań jest takie działanie, które przy najmniejszym zużyciu tego zasobu pozwala osiągnąć określony efekt ekonomiczny. Efektywność ściśle połączona jest z eksploatacją, a w efekcie z niezawodnością i jakością, co stanowi wykładnik rentowności wykorzystywanych środków technicznych, ponieważ niezawodność majątku trwałego łączona jest z kosztami użytkowania. Opracowanie zawiera analizę wpływu czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na rentowność technicznych środków transportu szynowego.

Słowa kluczowe: eksploatacja, środki transportu, ekonomika, efektywność, obsługa

Abstract

Analysis of the collections of technical factors, economic, financial, organizational and social is a basic issue of management of technical means resources. The purpose of management of technical means that state a direct tool of implementation of the tasks is as activity that at least consumption of this resource allows you to achieve the economic effect. Efficiency at the present time is intimately connected with the operation, resulting in reliability and quality which is the exponent of the profitability of technical measures used, because the reliability of fixed assets is combined with operating costs. This elaboration include the analysis of influence of technical and operational factors on profitability of the technical means of railway transport.

Keywords: operation, means of transportat, economics, efficiency, service

* Dr inż. Stanisław Młynarski, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Proces użytkowania środków technicznych jest elementem procesu gospodarowania nimi i rozpoczyna się z chwilą przekazania użytkownikowi składników majątku trwałego, sprawnych produkcyjnie, w celu korzystania z ich wartości użytkowej zgodnie z przeznaczeniem i trwa do momentu przekazania tych składników do obsługi technicznej, mającej na celu przywrócenie utraconej w wyniku użytkowania sprawności produkcyjnej lub ich likwidacji. Elementami procesu użytkowania w ujęciu dynamicznym są procesy wykorzystania środków technicznych i oczekiwania środków technicznych na wykorzystanie [3, s. 14].

Wykorzystanie składników majątku w postaci środków technicznych to całokształt organizacyjnie uporządkowanych, wzajemnie powiązanych działań, zmierzających do zgodnego z przeznaczeniem zastosowania środków technicznych, których celem jest wytworzenie dóbr (usług) zdolnych do zaspokojenia określonych potrzeb. Elementem procesu użytkowania środków technicznych są także przerwy, które mogą być przeznaczone na kontrolę stanu technicznego eksploatowanych obiektów. Strategia użytkowania polega więc na takim formułowaniu zadań w procesie użytkowania, aby zapewnić najwyższą jego skuteczność w okresie działania [13, s. 31–32].

Skuteczność użytkowania determinują:

- prawidłowość doboru środków technicznych do warunków realizacji celów. Miarą tej prawidłowości może być prawdopodobieństwo, że dany cel będzie osiągnięty w rzeczywistych warunkach użytkowania, dzięki rzeczywiście posiadanym środkom technicznym,
- prawidłowość wyboru szczegółowych warunków użytkowania, określona przez prawdopodobieństwo, że realizacja celu będzie prowadzona w warunkach, w których cel może być rzeczywiście osiągnięty za pomocą posiadanych środków technicznych,
- prawidłowość metod użytkowania, których miarą może być prawdopodobieństwo, że stosowane formy zatrudnienia i wynagradzania będą odpowiadały społecznie akceptowanym normom, a metody obsługi urządzeń będą zgodne z potrzebami wynikającymi z ich konstrukcji i warunków pracy,
- pewność działania urządzeń technicznych, której miarą może być prawdopodobieństwo, że urządzenia właściwie zastosowane i obsługiwane, będą pracowały prawidłowo w ciągu wymaganego czasu,
- celowość użytkowania urządzeń, której miarą może być prawdopodobieństwo, że cel, którego warunki zostały prawidłowo określone, a realizacja podjęta z użyciem właściwych, całkowicie sprawnych urządzeń i z zastosowaniem odpowiednich metod użytkowania, zostanie rzeczywiście osiągnięty w pojedynczej realizacji.

Realizacja głównych celów funkcjonowania przedsiębiorstwa jest procesem podejmowania decyzji, które powinny zapewnić mu maksymalne możliwe w danych warunkach korzyści, z zachowaniem odpowiedniej wielkości, struktury i jakości wykorzystywanych środków technicznych. Oznacza to konieczność przyjęcia odpowiedniej rentowności wykorzystywanych składników majątku [9, s. 238–241].

2. Czynniki determinujące rentowność technicznych środków transportu szynowego

Systemy eksploatacji maszyn, w tym również technicznych środków transportu, są jednymi z największych systemów technicznych. Nie jest więc rzeczą obojętną, jakim nakładem środków realizuje się ich działalność. Nadrzędność zadań w tym względzie może stwarzać

złudne wrażenie, że w systemie transportu szynowego, nawet tego miejskiego, rentowność schodzi na dalszy plan. Pomijając fakt, że zadania te muszą być realizowane bez względu na ponoszone koszty, dążenie do najkorzystniejszego ekonomicznie rozwiązania jest nie tylko celowe, ale i konieczne [7].

Zasadniczym celem każdego przedsiębiorstwa komunikacyjnego powinna być taka strategia działania, aby zabezpieczając niezbędne potrzeby w zakresie transportu, równocześnie zapewnić sobie odpowiedni poziom zyskowności.

Między potrzebami miasta (gminy) w tym zakresie a strategią działania zarządu przedsiębiorstwa komunikacyjnego istnieje ścisły związek. Ponieważ z reguły niemożliwe jest (zresztą z różnych, czasem niezależnych przyczyn) prowadzenie takiej strategii działania, aby osiągnąć z tej działalności zysk, przedsiębiorstwo komunikacyjne jest przez władze samorządowe dofinansowywane i wtedy szczególnie w interesie samorządu, będzie leżeć, aby dofinansowywanie było jak najmniejsze. Przedsiębiorstwo komunikacyjne będzie również zainteresowane tym, aby jak najszybciej przejść wyłącznie na własny rozrachunek, ponieważ zysk będzie istotnym bodźcem dalszego jego rozwoju w sensie jakości i zakresu usług poprzez wzrost nowoczesności taboru.

W tym względzie istotną kwestią jest rentowność maszyn (pojazdów), czyli technicznych środków realizacji zadań, a więc odpowiednia relacja między wszystkimi poniesionymi nakładami a dochodami uzyskiwanymi dzięki eksploatacji tych maszyn. Analiza czynników mających wpływ na rentowność powinna stworzyć przesłanki dla podejmowania optymalnych decyzji przez kierujących procesem ich eksploatacji. Chodzi tu przede wszystkim o umożliwienie bieżącego śledzenia i oceny efektów ekonomicznych eksploatacji określonych pojazdów. Brak takich przesłanek sprawia, że problem rentowności taboru szynowego ogranicza się jedynie do wyznaczania tzw. ekonomicznego i optymalnego okresu eksploatacji [2]. Tymczasem istnieją realne przesłanki do przedstawienia związków pomiędzy konstrukcją, technologią i eksploatacją taboru szynowego a rentownością w postaci odpowiednich charakterystyk, które umożliwiają:

- natychmiastową ocenę, czy pojazd (grupa pojazdów, poszczególne pojazdy danego typu) są zyskowne, czy też nie,
- prognozowanie rentowności z możliwością bieżącej korekty,
- precyzowanie działań w przypadku dążeń do poprawy niekorzystnej sytuacji,
- oszacowanie optymalnej trwałości ogólnej pojazdów,
- określenie kwot zysku bądź dofinansowania w dowolnym przedziale czasu.

Przez rentowność pojazdów szynowych rozumie się zdolność pojazdu do przynoszenia zysku w wyniku jego eksploatacji w określonym przedziale czasu. Zysk uzyskiwany jest w sytuacji, gdy przychody uzyskane w związku z eksploatacją pojazdu przewyższają koszty własne związane z tą eksploatacją.

Rentowność pojazdu szynowego określana jest następującymi charakterystykami:

- charakterystyką sumarycznych kosztów całkowitych eksploatacji pojazdu (K_s),
- charakterystyką uzyskiwanego przychodu (K_d),

Z kolei charakterystyka sumarycznych kosztów całkowitych eksploatacji (K_s) jest sumą dwóch charakterystyk (1):

- charakterystyki sumarycznych kosztów eksploatacji (K_e),
- charakterystyki tzw. kosztów kapitałowych (K_k):

$$K_s = K_k + K_e \quad (1)$$

Zmienną niezależną każdej z wymienionych charakterystyk jest czas wyrażony w latach. Przez sumaryczne koszty eksploatacji rozumie się koszty użytkowania, utrzymania i napraw pojazdów, jak również koszty ich awarii (tak bezpośrednie, jak i pośrednie).

Koszty kapitałowe (K_k) są składnikiem kosztów własnych i związane są z koniecznością systematycznego spłacania w rocznych ratach amortyzacyjnych (raty oprocentowane) nakładów potrzebnych na zakup taboru.

W efekcie, dla wyrażenia rocznych wydatków (K) związanych z odzyskaniem nakładów początkowych, korzysta się z zależności (2):

$$K = \frac{(K_w - K_l)}{n_o} + (K_w - K_l) \cdot \frac{i}{2} \cdot \frac{(n_o + 1)}{n_o} + K_l \cdot i, \quad (2)$$

gdzie:

- K_w – początkowy koszt własny pojazdu (koszt wytworzenia, zakupu),
- K_l – przypuszczalna wartość rezydualna likwidowanego pojazdu w końcu jego użytkowania,
- n_o – liczba lat eksploatacji pojazdu (równoznaczna z trwałością pojazdu),
- i – stopa procentowa.

Zależność powyższą stosuje się w przypadku, gdy wycofanie pojazdu z eksploatacji (kasacja) następuje po upływie określonego czasu (n_o). Wartość tę wyraża okres trwałości przyjęty dla danego typu pojazdu, wyznaczony i ustalony na podstawie danych empirycznych z praktyki eksploatacyjnej.

Równie przydatna jest charakterystyka uwzględniająca straty, jakie pociąga za sobą decyzja o wcześniejszej kasacji pojazdu. W takim przypadku wartość kasowanego pojazdu jest odpowiednio wyższa i może być wyrażona w sposób przybliżony przez następującą relację (3):

$$K_n = \frac{n_a}{n} \cdot K_{na} = \frac{n_a}{n} \cdot a \cdot K_w \quad (3)$$

gdzie:

- K_w – początkowy koszt własny pojazdu (koszt wytworzenia, zakupu),
- K_{na} – ustalona wartość pojazdu po upływie określonego z góry czasu n_a (stanowi ona zależność podstawową, która jest wyrażona jako pewien ustalony procent a kosztów wytworzenia K_w),
- n_a – ogólna trwałość pojazdu,
- n – liczba lat eksploatacji ($n < n_a$),
- a – ustalony procent kosztów wytwarzania K_w po upływie określonego z góry czasu n_a .

Zależność powyższa posiada charakter empiryczny, bowiem uwzględnia znany stopień zastępowania części zużywających się częściami nowymi, opierając się na danych z praktyki eksploatacyjnej.

Uwzględniając przedstawione relacje, można określić koszty kapitałowe badanego pojazdu jako:

$$K_{kn} = (K_w - K_n) \cdot \left(\frac{i}{n_a} + \frac{i \cdot (n_a + 1)}{2n_a} \right) + K_n \cdot i, \quad (4)$$

gdzie:

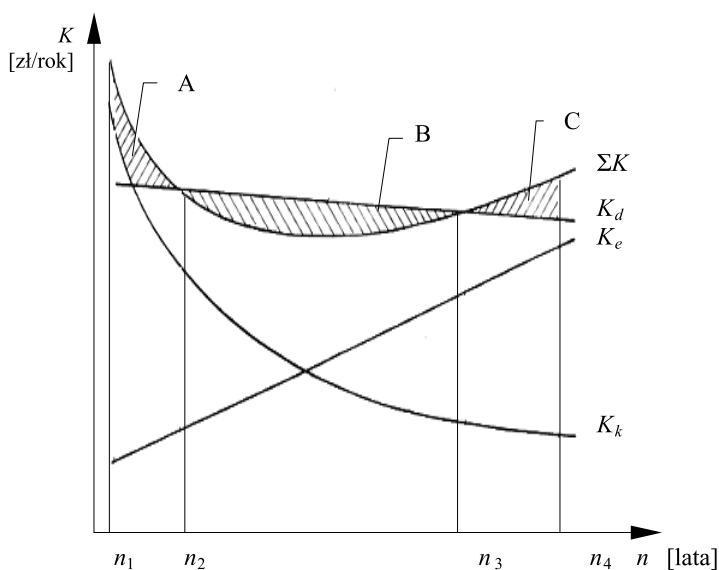
K_{kn} – koszty kapitałowe przy założonej trwałości ogólnej pojazdu n -lat,

n_a – założona trwałość ogólna pojazdu.

Sporządzony wykres dla $K_{kn} = f(n)$ na podstawie zależności (4) jest charakterystyką kosztów kapitałowych. Jej właściwością jest znaczny wzrost kosztów kapitałowych przy skracaniu okresu eksploatacji (n). Najbardziej dogodną do analizy formą przedstawienia charakterystyk kosztów jest forma graficzna. Odnosi się to szczególnie do charakterystyk kosztów eksploatacji (K_e) i uzyskiwanego przychodu (K_d). Obie te charakterystyki są złożonymi funkcjami wielu zmiennych, praktycznie niemożliwymi do analitycznego zapisu. Można, w pewnym stopniu uproszczenia, aproksymować je odpowiednimi prostymi regresji, aczkolwiek bardziej stosowna jest aproksymacja krzywymi wyższego stopnia. Przy takiej graficznej interpretacji funkcji pole pod dowolną krzywą (prostą) w zadanym przedziale czasu jest proporcjonalne do wielkości sumy odpowiednich kosztów w tym czasie.

Związek między konstrukcją, technologią i eksploatacją a rentownością pojazdów taboru szynowego przyjmuje więc charakterystykę rentowności złożoną z krzywych (prostych) obrazujących wymienione wcześniej charakterystyki składowe (a, b, c, d).

Ogólną postać takiej charakterystyki przedstawia rysunek 1.



Rys. 1. Ogólna postać charakterystyki rentowności obiektów technicznych [11]

Fig. 1. The general profitability characteristics of technical facilities [11]

Względne położenie krzywej (prostej) przychodu oraz krzywej kosztów kapitałowych i eksploatacji wskazuje na zyskowność (pole B) lub na deficytowość (pola A i C) w określonym przedziale czasu. Dzięki graficznemu przedstawieniu poszczególnych charakterystyk można łatwo stwierdzić, że przyczyny deficytowości w obu przypadkach są różne.

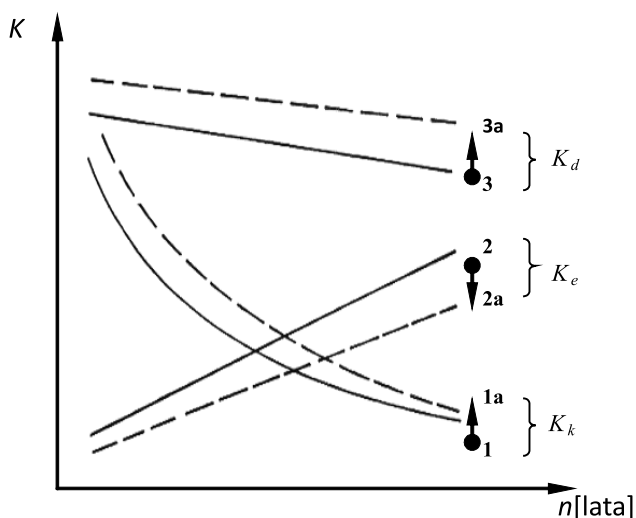
3. Wpływ konstrukcji i technologii na rentowność pojazdów szynowych jako majątku trwałego

Korzystny wpływ konstrukcji oraz zastosowanej w niej technologii na rentowność pojazdów szynowych można osiągnąć przez unowocześnienie ich konstrukcji prowadzące do:

- skrócenia czasu podróżowania,
- zwiększenia komfortu podróżowania,
- zwiększenia gwarancji bezawaryjnej jazdy,
- przechodzenia ze statycznego cyklu utrzymania (w tym napraw) na cykl dynamiczny.

Pierwsze i drugie działania powinny zezwalać na systematyczne zwiększanie przychodów, natomiast rezultat zmiany charakteru cyklu naprawczego prowadzi głównie do istotnego obniżania kosztów eksploatacji, chociaż może też mieć wpływ na zwiększenie przychodów.

Wpływ unowocześniania konstrukcji na rentowność taboru szynowego obrazuje rys. 2. Unowocześnienie konstrukcji pociąga za sobą wzrost kosztów wytwarzania, w wyniku czego krzywa kosztów kapitałowych przechodzi z położenia 1 w położenie 1a. Powoduje to zmniejszenie kosztów eksploatacji, a więc obniżenie krzywej z położenia 2 w położenie 2a oraz wzrost przychodów, a więc przesunięcie krzywej z położenia 3 w położenie 3a.



Rys. 2. Wpływ unowocześnienia konstrukcji na rentowność obiektów technicznych [11]

Fig. 2. Impact of design on the profitability of technical facilities [11]

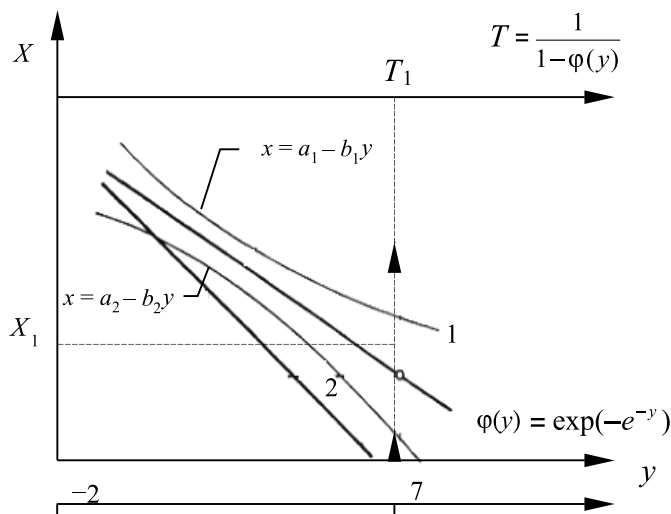
Uwagi:

- 1, 1a – krzywe kosztów kapitałowych,
- 2, 2a – proste kosztów eksploatacji,
- 3, 3a – proste przychodów.

Wpływ technologii oznacza głównie wpływ zmian technik wytwarzania elementów pojazdów wymuszonych zbyt niską niezawodnością, a prowadzących do jej istotnego podwyższenia. Rozpoznanie zbyt niskiej niezawodności może być dokonane poprzez analizę następujących charakterystyk:

- charakterystyk niezawodności pojazdów jako obiektów bez odnowy,
- charakterystyk niezawodności pojazdów jako obiektów z odnową.

W przypadku pierwszym można wykorzystać charakterystykę opartą na teorii wartości skrajnych Gumbela (rysunek 3). Jednocześnie jako obiekty bez odnowy należy traktować pojazdy znajdujące się w trakcie eksploatacji pomiędzy zabiegami poprawy ich stanu technicznego lub pojazdy, dla których te zabiegi nie są przez producenta przewidziane. Natomiast przez odnowę w tym przypadku należy rozumieć nie tylko przywrócenie pierwotnego stanu obiektu po jego czasowej eksploatacji, ale również poprawę konstrukcji przez prowadzenie modernizacji pojazdu.



Rys. 3. Charakterystyka niezawodności pojazdów bez odnowy [12]

Fig. 3. Characteristics of the reliability of vehicles without renewal [12]

Uwagi:

y – oś odchyłeń unormowanych,

$\varphi(y)$ – oś prawdopodobieństwa,

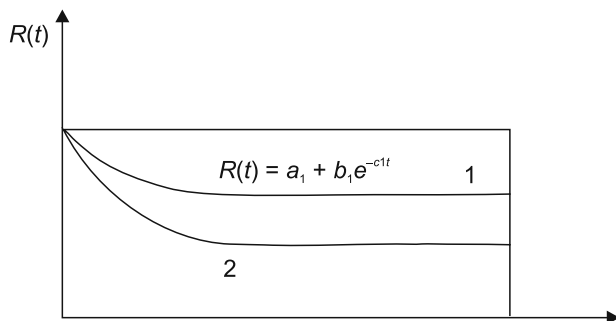
T – oś okresu powtarzania się,

x – oś czasu poprawnej pracy.

Opierając się na tej charakterystyce, stawia się następującą diagnozę: istnieje prawdopodobieństwo, np. 0,95 (prosta 1), że minimalny czas poprawnej pracy obiektu wynosi X_1 , przy czym zdarzyć się może, że co T_1 obiekt nie spełni tej prognozy.

Jeżeli przykładowo w odniesieniu do konkretnej grupy pojazdów (prosta 2) nie można w ogóle wydać diagnozy na poziomie prawdopodobieństwa $\varphi(y) = 0,95$, to należy stwierdzić, że niezawodność analizowanej grupy pojazdów jest niezadowalająca [5].

W przypadku drugim dla pojazdów z odnową charakterystykę niezawodności przedstawia rysunek 4.



Rys. 4. Charakterystyka niezawodności obiektów technicznych z odnową [12]

Fig. 4. Characteristics of the reliability of vehicles with renewal [12]

Uwagi:

$R(t)$ – niezawodność,

t – czas pracy,

a , b , e – stałe uwzględniające średni czas pracy, średni czas napraw oraz współczynnik przestoju.

Jeżeli krzywa 2 stabilizuje się (praktycznie) na istotnie niższym poziomie niż krzywa 1, dotycząca przypadku teoretycznego idealnej realizacji cyklu utrzymania (w tym napraw) i wykorzystania własnej grupy pojazdów, to należy stwierdzić, że niezawodność analizowanych pojazdów jest niezadowalająca. Należy wówczas interweniować w technologię wytwarzania pojazdów, w celu właściwego podniesienia niezawodności i trwałości ich słabych ogniw (elementów).

Należy oczywiście mieć rozeznanie, o jakie słabe elementy chodzi i jakie parametry fizyczne decydują o możliwości zwiększenia ich trwałości i niezawodności. Zmiany technologii, pociągają za sobą pewien wzrost kosztów wytwarzania, co wpływa na mniej korzystne położenie krzywej kosztów kapitałowych. Równocześnie jednak trzeba założyć wyraźnie korzystniejsze położenie prostej kosztów eksploatacji. Bardzo prawdopodobne jest również korzystniejsze położenie prostej przychodu, a to ze względu na lepsze wykorzystanie pojazdów.

Powyższe rozważania obrazuje schematycznie przytoczony poprzednio rysunek 2.

4. Eksploatacja i jej oddziaływanie na rentowność technicznych środków transportu szynowego

Znaczny wpływ na rentowność pojazdów szynowych mają sposób i warunki ich eksploatacji. Należy brać tutaj pod uwagę:

- wpływ użytkowania (przygotowanie do działania i działanie),
- wpływ utrzymania (obsługa techniczna, naprawy bieżące, garażowanie),
- wpływ napraw (weryfikacja, renowacja i kasacja).

Korzystne kształtowanie charakterystyk rentowności w zakresie użytkowania polega na całkowitym wykorzystaniu sprawnych technicznie pojazdów, co można wyrazić zależnością (5) określając współczynnik przestoju jako:

$$k = \frac{t_p}{t_r} \Rightarrow k_{\min} \quad (5)$$

gdzie:

t_p, t_r – odpowiednio: czas postoju (pojazdu sprawnego) i czas pracy między naprawami planowanymi.

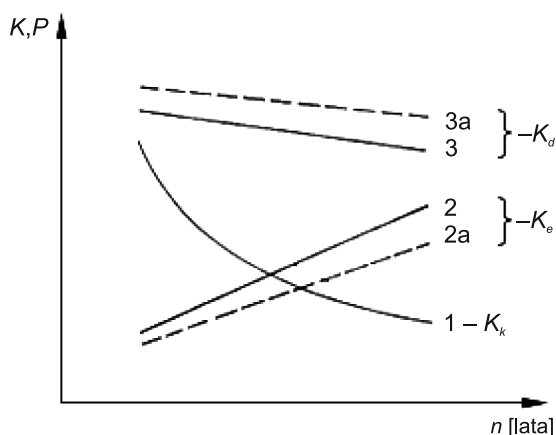
Jest to działanie głównie natury organizacyjnej i pociąga za sobą korzystniejsze położenie prostej przychodów [9]. Korzystne kształtowanie charakterystyk rentowności w zakresie utrzymania można osiągnąć poprzez utrzymanie właściwego reżimu dozoru technicznego i bieżących napraw. Wpływa to korzystnie na wartość współczynnika przestoju i tym samym pociąga za sobą korzystniejsze położenie prostej przychodów.

Poprzez nowoczesną organizację techniki napraw planowych i awaryjnych można:

- zmniejszyć koszt napraw,
- wpłynąć korzystnie na wartość współczynnika przestoju.

W rezultacie otrzymuje się korzystniejsze położenie prostej kosztów eksploatacji (przesunięcie w dół) i prostej przychodów (przesunięcie w górę).

Możliwość korzystnego kształtowania wpływu eksploatacji na rentowność taboru szynowego przedstawiono schematycznie na rysunku 5.



Rys. 5. Schemat możliwości korzystnego kształtowania wpływu eksploatacji na rentowność taboru szynowego [4]

Fig. 5. Favourable impact of the use of the railway stock on its profitability [4]

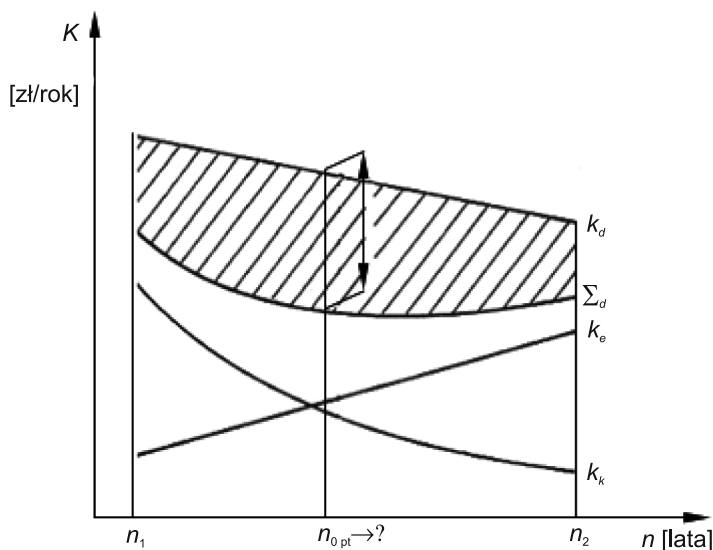
gdzie:

- K, P – koszty, przychód,
- n – lata,
- 1 – krzywa kosztów kapitałowych,
- 2, 2a – proste koszty eksploatacji,
- 3, 3a – proste przychodów.

Rozważając problem rentowności pojazdu, należy wskazać na przebieg poszczególnych charakterystyk dla pojazdu rentownego, tj. przynoszącego zysk podczas eksploatacji. Przebieg takiej charakterystyki przedstawiono na rysunku 6.

W tym przypadku prosta prezentująca przychód przynoszony przez pojazd będący w eksploatacji (w okresie n_1-n_2) jest usytuowana powyżej krzywej sumy kosztów kapitałowych i kosztów eksploatacji wg (6):

$$K_d > K_k + K_e, \text{ w } \{n_1-n_2\} \quad (6)$$



Rys. 6. Klasyczna charakterystyka rentowności dla pojazdu rentownego [4]

Fig. 6. The classic characteristics of a profitable return for the vehicle [4]

Zaznaczone na osi czasu n_{opt} wskazuje na rok (okres) eksploatacji pojazdu, w którym zysk (różnica między przychodem a sumą kosztów kapitałowych i eksploatacji) jest maksymalny.

Wielkość n_{opt} powinna być raczej traktowana jako sygnał do dokładnej analizy terminu (roku) kasacji pojazdu.

5. Wnioski

Odnosząc się do prowadzonych powyżej rozważań w zakresie eksploatacji technicznych środków transportu szynowego z ekonomicznego punktu widzenia, skuteczność strategii użytkowania oceniana jest na podstawie stopnia jej racjonalności ekonomicznej. Ma ona miejsce wówczas, gdy w wyniku użytkowania uzyskuje się maksimum korzyści netto (wyznaczonych po odjęciu nakładów i strat) lub gdy w wyniku określonego sposobu użytkowania osiąga się wyznaczony cel przy minimum oczekiwanych jednostkowych kosztów netto (po odjęciu wartości korzyści pośrednich) [13].

Stopień osiągniętej racjonalności ekonomicznej opisuje poziom trafności doboru elementów strategii i wzajemne ich dopasowanie. Wybór elementów strategii i ich dopasowanie stanowią determinanty skuteczności użytkowania, powinny więc być podporządkowane jej efektywności. Decyzja wyboru podjęta za pomocą kryterium kosztu nazywana jest decyzją optymalną, odpowiadający jej sposób użytkowania – sposobem optymalnym, a wybrane pojazdy – optymalnymi środkami transportu. Rozwiązanie optymalne odpowiada określonej decyzji optymalnej i wraz z nią ulega dezaktualizacji w miarę dokonującej się zmiany sytuacji i warunków. Specyfika obiektów takich jak środki transportu powoduje, że w odniesieniu do ich zasobów formułuje się oddzielne zasady racjonalnego ich użytkowania niż dla innych maszyn i środków produkcji [10].

Należy wskazać, że współczesne przedsiębiorstwa transportowe powinny szukać takich rozwiązań w sferze gospodarki majątkiem trwałym, a w tym środkami transportu, które pozwalałyby na uzyskanie zmniejszenia kosztów własnych, z drugiej natomiast strony nie dopuszczały do nadmiernego zużycia i dekapitalizacji majątku w postaci środków transportu. Tak rozumiane gospodarowanie środkami transportu uwidacznia się w określeniu strategii gospodarowania tym zasobem przez przedsiębiorstwo, a która zawiera w sobie dwa istotne obszary działań [8] stanowiących, modernizację i odtwarzanie majątku trwałego oraz racjonalną gospodarkę konserwacyjno-remontową. Działalność modernizacyjno-odtworzeniowa pozwala na utrzymanie środków transportu w przedsiębiorstwie oraz na systematyczne ich dostosowywanie do zachodzących zmian technologicznych, organizacyjno-produkcyjno-usługowych oraz zmian otoczenia wynikającego z rynku transportowego i zgłaszanego zapotrzebowania na świadczone usługi. Zakres tej działalności zależy od czynników o naturze fizycznej i technologicznej danego środka transportowego, co wiąże się z jego zużywaniem fizycznym i moralnym (ekonomicznym).

Definiując rentowności środków transportu, jako relacja wyniku finansowego do wielkości majątku zgromadzonego w środkach transportowych. Można przyjąć ją jako wskaźnik mogący służyć do oceny stopnia optymalnego wykorzystania tego majątku przez przedsiębiorstwo. Precyzując ten miernik, należy oddzielić wynik wypracowany przez całe przedsiębiorstwo od wyniku wypracowanego przez środki transportowe, a właściwie przez poszczególne pojazdy jako składniki majątku i odnieść go zarówno do wartości całego majątku trwałego przedsiębiorstwa, jak i do wartości poszczególnych jego elementów. Tak sprecyzowany wskaźnik rentowności majątku środków transportu powinien być stosowany przez przedsiębiorstwo w całym okresie eksploatacji poszczególnych składników majątku. Znajomość tego wskaźnika pozwala na optymalizację użytkowania środków transportu, ze szczególnym uwzględnieniem optymalnego czasu ich wykorzystania.

Literatura

- [1] Bannock G., Baxter R.E., Davis E., *Dictionary of Economics*, Penquin Books Ltd., London 1977.
- [2] Borowiecki R., *Czynniki wzrostu efektywności gospodarowania kapitałem trwałym w przedsiębiorstwie*, Zeszyty Naukowe Akademii Ekonomicznej w Krakowie nr 507, Kraków 1998.
- [3] Borowiecki R., Czaja J., Jaki A., *Strategia gospodarowania kapitałem w przedsiębiorstwie. Zagadnienia wybrane*, TNOiK, Warszawa–Kraków 1997.

- [4] Borowiecki R., Kaczmarek J., Magiera J., Młynarski S., *Eksploatacja taboru szynowego komunikacji miejskiej. niezawodność, jakość, ekonomika*, Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej w Krakowie, Kraków 2004.
- [5] Buk H., *Efektywność ekonomiczna procesów reprodukcji środków trwałych w przemyśle*, Akademia Ekonomiczna w Katowicach, Katowice 1989.
- [6] Diederich H., *Allgemeine Betriebswirtschaftslehre*, Verlag W. Kohlhammer, Stuttgart–Berlin–Koln 1989.
- [7] *Gospodarowanie kapitałem w firmie*, (red.) B. Wodniak-Sobczak, Akademia Ekonomiczna w Katowicach, Katowice 1994.
- [8] Iwin J., Niedzielski Z., *Rzeczowy majątek trwały. Amortyzacja i inwestycje rzeczowe w finansach przedsiębiorstw*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2002.
- [9] Janasz W., Urbańczyk E., Waśniewski T., *Gospodarka środkami trwałymi w przedsiębiorstwie*, PWE, Warszawa 1988.
- [10] Jarecki J., Tott K., *Organizacja eksploatacji pojazdów samochodowych*, WKiŁ, Warszawa 1986.
- [11] Jedynek M., Magiera J., *Prognozowanie rentowności pojazdów szynowych*, Transport Miejski, nr 11, 1987
- [12] Magiera J., Piec P., *Ocena niezawodności i zużycia pojazdów szynowych*, Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław–Warszawa–Kraków 1994.
- [13] Okrąglicki W., Łopuszański B., *Użytkowanie urządzeń mechanicznych*, WNT, Warszawa 1980.

MAŁGORZATA ORCZYK, FRANCISZEK TOMASZEWSKI*

KLIMAT AKUSTYCZNY W WYBRANYCH TYPACH TRAMWAJÓW NA POSTOJU

ACOUSTIC CLIMATE IN SELECTED TYPES OF TRAMS MEASURED AT A TRAM DEPOT

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki pomiarów rozkładu poziomów dźwięku we wnętrzu dwóch typów wagonów tramwajowych: Konstal 105Na i Siemens Combino. Pomiary wykonano na postoju przy załączonych przetwornicach, wentylatorach i ogrzewaniu. Dla każdego tramwaju zarejestrowano równoważny poziom dźwięku oraz widmo w tercjowych pasmach częstotliwości. Na podstawie uzyskanych wyników dokonano oceny klimatu akustycznego panującego w każdym z wagonów.

Słowa kluczowe: hałas wewnętrzny w tramwaju, transport publiczny

Abstract

This paper presents measurement results of sound levels distribution inside two types of tram cars: Konstal 105Na and Siemens Combino. The measurements were taken at a tram depot with working converters, fans and heating. For each tram an equivalent sound level and spectrum in 1/3 octave wavebands were registered. On the basis of received results assessment of acoustic climate in each tram car was carried out.

Keywords: internal noise in trams, public transport

* Dr inż. Małgorzata Orczyk, dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski, prof. PP, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska

1. Wstęp

Hałas komunikacyjny to obecnie jeden z najbardziej rozpowszechnionych i dominujących źródeł hałasu. Problemy związane z zakłócaniem środowiska przez poruszające się drogowe i szynowe środki transportu szczególnie w miastach nabierają coraz większego znaczenia wobec stałej presji motoryzacji, wyrażającej się dynamicznym wzrostem liczby pojazdów, w tym tramwajów, zwłaszcza w centrach miast o bardzo gęstej zabudowie skutkującej dużą uciążliwością dla mieszkańców, szczególnie w porze wieczorno-nocnej. Zastąpiła sytuacja spowodowała, że kwestie zanieczyszczenia środowiska przez spaliny oraz zakłócania klimatu akustycznego przez hałas komunikacyjny stały się dużym problemem wszystkich miast w Polsce.

Aktualne tendencje rozwoju miast wskazują, że to właśnie transport zbiorowy będzie odgrywał główną rolę w zakresie prawidłowego funkcjonowania każdej aglomeracji miejskiej. Analizy rynku transportu miejskiego wskazują, że przewozy miejskim transportem szynowym zwiększają się w coraz szybszym tempie. W latach 70. XX w. dynamika ich wzrostu wynosiła średniorocznie 0,4%, a w ostatnich latach XX w. osiągnęła 2% – najwyższą spośród innych lądowych środków transportu [2].

Obecnie warunkiem dopuszczenia do eksploatacji (pod względem akustycznym) środków transportu publicznego w miastach jest zachowanie przez tabor norm i rozporządzeń związanych z hałasem zewnętrznym.

W artykule przedstawiono wyniki pomiarów hałasu we wnętrzu (w przestrzeni pasażerskiej) wybranych typów tramwajów na postoju. Do badań wybrano dwa typy tramwajów eksploatowanych przez Miejskie Przedsiębiorstwo Komunikacyjne w Poznaniu:

- tramwaj typu 105Na,
- tramwaj typu Combino.

Przedstawione wyniki pomiarów stanowią wstęp do dalszych prac związanych z oceną klimatu akustycznego w środkach transportu miejskiego podczas jazdy.

2. Metodyka badań

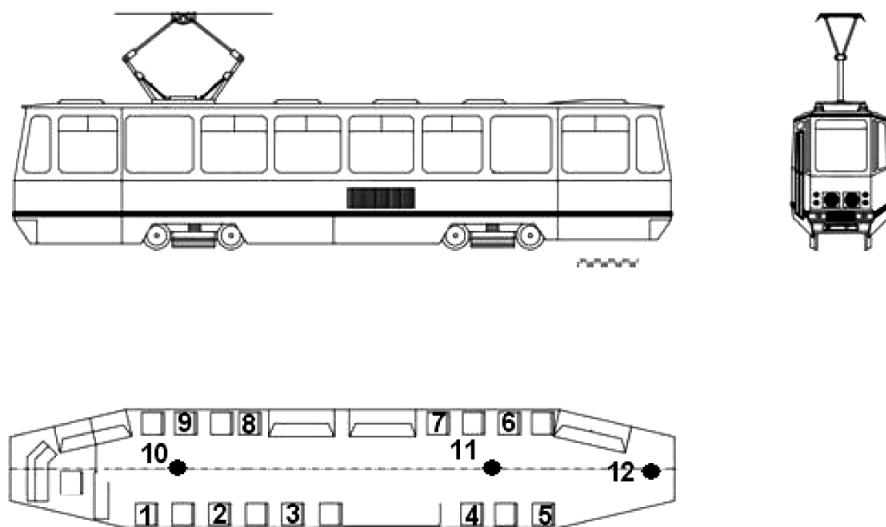
Badania polegały na ocenie klimatu akustycznego na postoju w przestrzeni pasażerskiej tramwajów. Do badań wybrano dwa typy wagonów tramwajowych: stary wyprodukowany ponad 20 lat temu 105Na oraz nowej generacji Siemens Combino. Dla wagonu 105Na badania prowadzono dla dwóch typów wyposażenia wagonów: z przetwornicą statyczną i wirową.

W związku z brakiem norm odnoszących się do metodyki pomiaru hałasu wewnętrznego i zewnętrznego w tramwajach badania prowadzono zgodnie z normą PN-EN ISO 3381: Kolejnictwo. Akustyka. Pomiar hałasu wewnątrz pojazdów szynowych [1]. Badania prowadzono w celu oceny miejsc siedzących i stojących. Dla miejsc siedzących mikrofon pomiarowy został usytuowany na wysokości 1,2 m nad poziomem podłogi. Do pomiarów prowadzonych dla miejsc stojących punkty pomiarowe zostały zlokalizowane na wysokości 1,6 m nad poziomem podłogi. W każdym punkcie pomiarowym, zarówno dla miejsc siedzących, jak i stojących, mierzono równoważny poziom dźwięku oraz wykonano analizę widmową w tercjowych pasmach częstotliwości o zakresie od 31,5 Hz do 8 kHz. Podczas pomiarów w badanych wagonach okna były zamknięte, włączone były przetwornice, wentylatory oraz

ogrzewanie. Badania zostały zrealizowane w zajezdni tramwajowej w pustym wagonie. Czas pomiaru w każdym punkcie pomiarowym wynosił 30 s.

Wszystkie pomiary wykonano całkującym miernikiem poziomu dźwięku typu 2250 firmy Brüel & Kjær. W ramach pojedynczego pomiaru rejestrowano następujące parametry sygnału akustycznego: analizę widmową w tercjowych pasmach częstotliwości, maksymalny poziom dźwięku L_{Amax} , minimalny poziom dźwięku L_{Amin} , równoważny poziom dźwięku L_{Aeq} , oraz szczytowy poziom dźwięku L_{Cpeak} .

Na rysunku 1 przedstawiono ogólny schemat badanego wagonu typu Konstal 105Na z zaznaczonymi miejscami pomiaru hałasu. W punktach pomiarowych od nr 1–9 mikrofon pomiarowy został usytuowany na wysokości 1,2 m nad poziomem podłogi. Wykonane w tych punktach badania odnoszą się do miejsc siedzących, natomiast punkty pomiarowe od nr 10–12 dotyczą pomiarów wykonanych na wysokości 1,6 m nad poziomem podłogi wiążą się z oceną klimatu akustycznego dla miejsc stojących. Łącznie w całym wagonie zlokalizowano 12 punktów pomiarowych, z czego 9 przypadają na miejsca siedzące, a 3 na miejsca stojące.

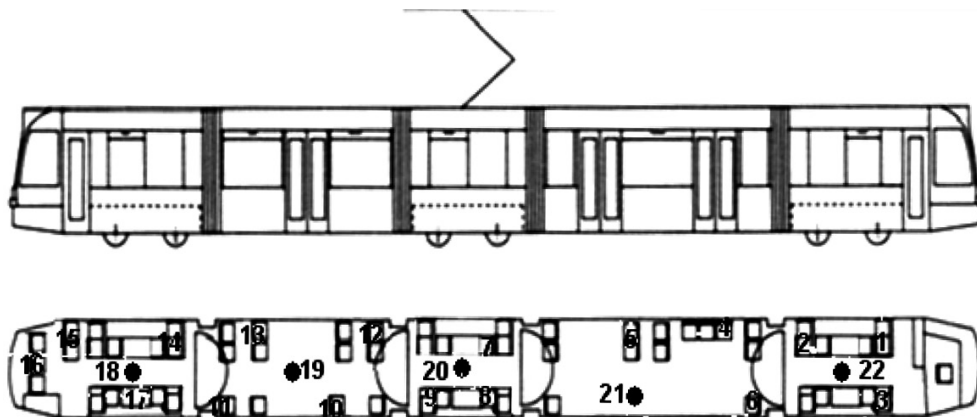


Rys. 1. Schemat wagonu Konstal 105Na z zaznaczonymi punktami pomiaru hałasu [3, 4]

Fig. 1. Diagram of tram car type Konstal 105Na with marked points of noise measurement [3, 4]

Pomiary dla wagonów Konstal 105Na przeprowadzono dla dwóch typów konstrukcyjnych wagonów tej serii: wagonów wyposażonych w przetwornicę statyczną i wagonów z przetwornicą wirową.

Na rysunku 2 przedstawiono schemat wagonu Siemens Combino z zaznaczonymi miejscami pomiaru hałasu. W wagonie tym wybrano łącznie 22 punkty pomiarowe: 17 przypadają na miejsca siedzące, a 5 na miejsca stojące. Punkty pomiarowe od nr 1–17 dotyczą pomiarów wykonanych na wysokości 1,2 m nad poziomem podłogi, natomiast punkty pomiarowe od nr 18–22 zostały wykonane na wysokości 1,6 m nad poziomem podłogi [10].



Rys. 2. Schemat wagonu Siemens Combino z zaznaczonymi punktami pomiaru hałasu [3, 4]

Fig. 2. Diagram of tram car type Siemens Combino with marked points of noise measurement [3, 4]

3. Analiza wyników pomiarów

W tabeli 1 przedstawiono wyniki zarejestrowanych równoważnych poziomów dźwięku we wskazanych miejscach znajdujących się w przestrzeni pasażerskiej tramwaju typu 105Na z przetwornicą statyczną i wirową.

Tabela 1

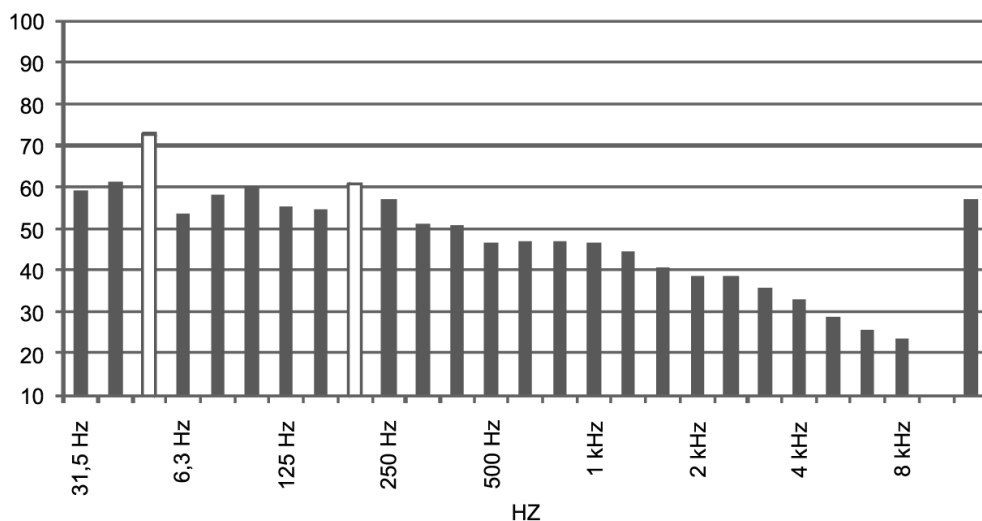
Równoważne poziomy dźwięku w wagonie 105 Na z przetwornicą statyczną i wirową

Miejsce pomiaru		Równoważne poziomy dźwięku w [dB]	
		przetwornica statyczna	przetwornica wirowa
Miejsca siedzące	1	54	67
	2	55	68
	3	57	69
	4	56	67
	5	57	69
	6	58	71
	7	57	69
	8	56	69
	9	57	67
Miejsca stojące	10	56	68
	11	56	68
	12	56	67

Przeprowadzone pomiary wykazały, że w wagonie 105Na, w którym zastosowano przetwornicę statyczną, równoważne poziomy dźwięku zawierały się w przedziale 54–58 dB w przypadku pomiarów wykonanych na wysokości 1,2 m nad poziomem podłogi. Natomiast pomiary odnoszące się do wysokości 1,6 m nad poziomem podłogi nie przekroczyły poziomu 56 dB.

W wagonach wyposażonych w przetwornicę wirową zmierzone równoważne poziomy dźwięku były wyższe od pomiarów wykonanych w wagonie z przetwornicą statyczną średnio o 12 dB. W badanym wagonie zarejestrowane równoważne poziomy dźwięku zawierały się w przedziale 67–71 dB. Zmierzone równoważne poziomy dźwięku odnoszące się do miejsc siedzących i stojących niewiele różniły się od siebie.

Dla każdego z punktów pomiarowych, zarówno dla miejsc siedzących, jak i miejsc stojących, wykonano analizę widmową w tercjowych pasmach częstotliwości. Na rys. 3 i 4 zaprezentowano przykładowe widma rozkładu poziomów dźwięku w tercjowych pasmach częstotliwości w przestrzeni pasażerskiej wagonu. Kolorem białym zaznaczono dominujące składowe 1/3 pasma częstotliwości. Rys. 3 dotyczy wagonu 105Na wyposażonego w przetwornicę statyczną, a rys. 4 odnosi się do wagonu 105Na z przetwornicą wirową.

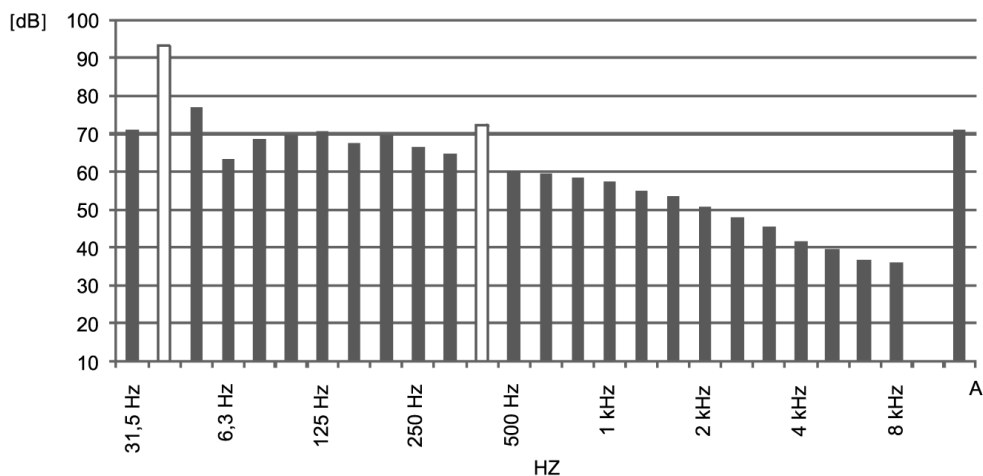


Rys. 3. Rozkład poziomów dźwięku w tercjowych pasmach częstotliwości w wagonie 105Na wyposażonego w przetwornicę statyczną

Fig. 3. Distribution of sound levels in 1/3 octave wavebands in tram car type 105Na equipped with static converter

W badanym wagonie 105Na wyposażonym w przetwornicę statyczną rozkład poziomów dźwięku w tercjowych pasmach częstotliwości ma charakter szerokopasmowy. Można w nim wskazać dwa dominujące pasma częstotliwości: 50 Hz i 200 Hz wyróżnione kolorem białym w widmie. Obie częstotliwości są charakterystyczne dla wszystkich punktów pomiarowych, zarówno dla miejsc siedzących, jak i stojących. Zarejestrowane poziomy dźwięku mieściły się w następujących zakresach: dla częstotliwości 50 Hz w przedziale 60–73 dB, natomiast dla częstotliwości 200 Hz wynosił 51–61 dB.

Dla wagonu 105Na wyposażonego w przetwornicę wirową można wskazać również dwie dominujące składowe pasma tercjowego: 40 Hz i 400 Hz. Obie częstotliwości tercjowego pasma częstotliwości są charakterystyczne dla wszystkich punktów pomiaru dźwięku w badanym wagonie. Uzyskane poziomy dźwięku wynoszą 82–97 dB dla częstotliwości 40 Hz i 65–72 dB dla częstotliwości 400 Hz.



Rys. 4. Rozkład poziomów dźwięku w tercjowych pasmach częstotliwości w wagonie 105Na wyposażonego w przetwornicę wirową

Fig. 4. Distribution of sound levels in 1/3 octave wavebands in tram car type 105Na equipped with rotational converter

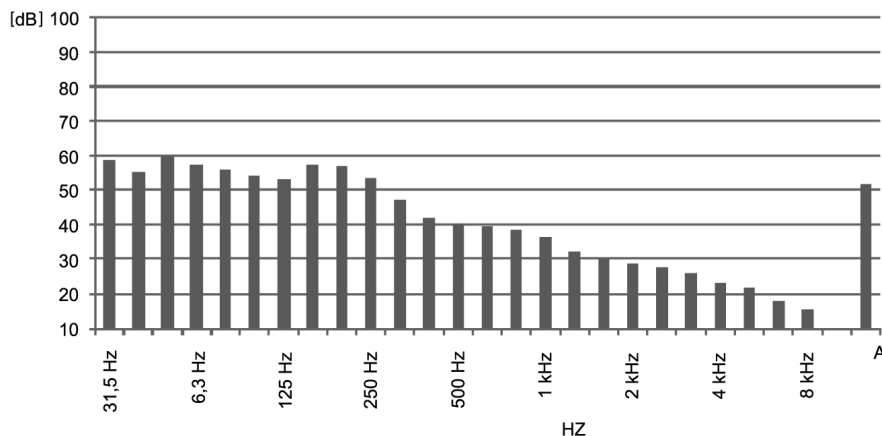
W tabeli 2 przedstawiono wyniki pomiarów dźwięku zarejestrowane we wnętrzu wagonu typu Siemens Combino. Dla badanego wagonu tramwajowego rozkład równoważnych poziomów dźwięku zawierał się w granicach 46–54 dB na wysokości 1,2 m powyżej poziomu podłogi i 49–52 dB na wysokości 1,6 m powyżej poziomu podłogi. W każdym punkcie pomiarowym wykonano analizę widmową w tercjowych pasmach częstotliwości. Na rys. 5 zaprezentowano przykładowe tercjowe widmo rozkładu poziomów dźwięku w wagonie Siemens Combino.

Przeprowadzone badania wykazały, że w tercjowych pasmach częstotliwości nie można jednoznacznie wskazać dominujących częstotliwości.

Tabela 2

Równoważne poziomy dźwięku we wnętrzu wagonu Siemens Combino

Miejsce pomiaru		L_{Aeq} [dB]
Miejsca siedzące	1	48
	2	51
	3	52
	4	52
	5	49
	6	49
	7	51
	8	46
	9	46
	10	53
	11	49
	12	54
	13	52
	14	50
	15	54
	16	49
	17	49
Miejsca stojące	18	52
	19	52
	20	50
	21	52
	22	49



Rys. 5. Rozkład poziomów dźwięku w tercjowych pasmach częstotliwości w wagonie Siemens Combino

Fig. 5. Distribution of sound levels in 1/3 octave wavebands in tram car type Siemens Combino

4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań hałasu we wnętrzu wybranych typów tramwajów na postoju sformułowano następujące wnioski:

- najniższe wartości równoważnego poziomu dźwięku zarejestrowano w wagonie typu Siemens Combino zawierały się w przedziale 46–54 dB,
- w wagonie typu 105Na wyposażonym w przetwornicę statyczną równoważne poziomy dźwięku mieściły się w przedziale 54–58 dB. W wagonach wyposażonych w przetwornicę wirową równoważne poziomy dźwięku wzrosły do 67–71 dB.

Wykonana analiza widmowa rozkładu poziomów dźwięku w tercjowych pasmach częstotliwości wykazała, że tylko w wagonach typu Konstal 105Na można wskazać dominujące składowe tercjowego pasma częstotliwości. W zarejestrowanym widmie dominują niskie częstotliwości od 40 Hz–200 Hz. W wagonach wyposażonych w przetwornicę statyczną dominującymi okazały się częstotliwości 50 Hz i 200 Hz, natomiast w wagonach wyposażonych w przetwornicę wirową 40 Hz i 400 Hz.

Praca naukowa finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2010–2013 jako projekt badawczy pt. „Ocena i modelowanie hałasu zewnętrznego i wewnętrznego środków transportu miejskiego”.

Literatura

- [1] PN-EN ISO 3381: Kolejnictwo. Akustyka. Pomiar hałasu wewnątrz pojazdów szynowych.
- [2] R a c z y ń s k i J., *Miejski transport szynowy w Unii Europejskiej*, Technika Transportu Szynowego, nr 4/2005, 14-21.
- [3] Schematy konstrukcyjne wagonów. Miejskiej Przedsiębiorstwo Komunikacyjne w Poznaniu, Poznań 2011 – materiały niepublikowane.
- [4] W i e s z c z e c z y ń s k i D., *Ocena klimatu akustycznego wewnątrz wybranych typów tramwajów na postoju*, praca dyplomowa, Politechnika Poznańska, 2010.

EWA PAŁKA, STANISŁAW MŁYNARSKI*

ANALIZA BEZPIECZEŃSTWA W POJEŹDZIE SZYNOWYM

ANALYSIS OF SAFETY IN RAIL VEHICLE

Streszczenie

W artykule omówiono wybrane zagadnienia związane z analizą bezpieczeństwa pojazdów szynowych z wykorzystaniem modeli symulacyjnych. Przedstawiono metody obliczeń i wyniki symulacji awaryjnego zatrzymania pociągu.

Słowa kluczowe: bezpieczeństwo, pojazdy szynowe, model symulacyjny, niezawodność

Abstract

The paper presents selected problems of safety analysis of railway vehicles with application of simulating models. There are introduced calculation methods and results of simulations carried on rail vehicle emergency braking.

Keywords: safety, railway vehicles, simulating model, reliability

* Mgr inż. Ewa Pałka, dr inż. Stanisław Młynarski, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Problematyka niezawodności i bezpieczeństwa systemów pojazdów szynowych w ciągu ostatnich lat podjęta została w Polsce w badaniach naukowych i stale jest rozwijana. Natomiast poczynania zmierzające do podniesienia poziomu niezawodności i bezpieczeństwa uwzględniane są już na etapie ich projektowania.

Obecnie niezbędne staje się wykorzystywanie współczesnych osiągnięć teorii niezawodności i teorii bezpieczeństwa oraz coraz częściej znajduje zastosowanie pojęcie ryzyka w przypadku rozważań i analiz techniczno-ekonomicznych przedsięwzięć z zakresu systemów, co odpowiada światowym trendom.

W chwili obecnej można zauważyć, że najbardziej rozwijana jest teoria niezawodności, przy czym określa się w tychże systemach niezawodność funkcjonowania oraz niezawodność bezpieczeństwa mającą związek ze skutkami nie funkcjonowania.

Teoria niezawodności powstała w latach pięćdziesiątych XX wieku, natomiast teoria bezpieczeństwa w latach dziewięćdziesiątych na zasadzie tzw. ruchu obronnego, gdyż mała niezawodność i występujące w związku z tym awarie mogą prowadzić nie tylko do przerwania funkcjonowania systemu technicznego, lecz do utraty zdrowia, życia lub szkód monstualnych.

2. Niezawodność w aspekcie bezpieczeństwa

Postępy w stosowaniu teorii niezawodności i teorii bezpieczeństwa są znaczące. W Polsce opublikowano kilkaset prac z tego zakresu. Pierwsza z wyżej wspomnianych dyscyplin naukowych bada wszystkie uszkodzenia elementów i podsystemów, natomiast druga zajmuje się badaniem tych awarii, które stwarzają zagrożenie bezpieczeństwa i wymagają wysiłku różnych wyspecjalizowanych ekip w celu uniknięcia wypadku.

W nawiązaniu do dokonanego przeglądu literatury naukowej i technicznej [3] zdefiniowano niezawodność systemów w sposób następujący:

„Niezawodność określana jest jako prawdopodobieństwo zdarzenia, które polega na tym, że wyrób użytkowany w określonych warunkach będzie zachowywał zdolność do spełnienia stawianych mu wymagań w określonym przedziale czasu użytkowania [3]. Niezawodność, czasem jest też interpretowana jako jakość rozciągnięta w czasie, czyli „niezawodna jakość”. Jakość jest jednak pojęciem nadrzędnym, gdyż wysoka niezawodność nie gwarantuje wysokiego poziomu jakości.

Natomiast definicja niezawodności bezpieczeństwa brzmi następująco:

„Niezawodność bezpieczeństwa jest to właściwość polegająca na niezaiistnieniu uszkodzeń stwarzających zagrożenia bezpieczeństwa lub powodujących wypadków, w wyniku których może nastąpić pogorszenie zdrowia, kalectwo. a nawet utrata życia”.

W nawiązaniu do podanych wyżej definicji należy podkreślić, iż obecnie bada się systemy pojazdów z uwzględnieniem niezawodności funkcjonowania i niezawodności bezpieczeństwa.

Programy dotyczące bezpieczeństwa koncentrują się na sposobach unikania wypadków, na zapobieganiu obrażeniom osób znajdujących się wewnątrz i na zewnątrz pojazdu, a także na niezawodności produktu i zapewnieniu bezpieczeństwa ludzi i towarów.

Doświadczenia płynące z ogólnych badań nad bezpieczeństwem w ruchu, w tym ze statystyk towarzystw ubezpieczeniowych, pokazują, że rzadko wypadki mają tylko jedną przy-

czynę. Z reguły wypadek jest skutkiem połączenia takich czynników jak błąd człowieka, problemy związane z pojazdem lub z sytuacją na torze, jak również warunki pogodowe [4].

Najlepszym sposobem unikania wypadków i innych zdarzeń związanych z ruchem jest prowadzenie pojazdu w możliwie najbezpieczniejszy sposób. Równie ważne aspekty bezpieczeństwa to bezpieczne wsiadanie i wysiadanie z pojazdu.

Niezawodność jest różnie interpretowana, a także postrzegana przez różne osoby w zależności od pełnionej funkcji. Na przykład dla osób, które zajmują się projektowaniem, niezawodność dotyczy gotowości wyrobu do wykonania określonych funkcji tego wyrobu w czasie, kiedy potrzebuje tego użytkownik.

Teoria bezpieczeństwa pozwala nam na dokonanie syntezy i analizy systemu z punktu widzenia bezpieczeństwa. Natomiast teoria niezawodności pozwala nam na dokonanie ilościowej oceny charakterystyk strumienia przyczyn występowania sytuacji niebezpiecznych, uwarunkowanych niezdatnościami, jak również opracowaniem zaleceń mających na celu zwiększenie bezpieczeństwa, opierając się na polepszeniu niezawodności różnych podzespołów systemu w procesie ich projektowania, wytwarzania i eksploatacji. Najczęściej wykorzystujemy metody probabilistyczne, jako podstawy teorii niezawodności do modelowania bezpieczeństwa systemu.

Rozpatrując teorię niezawodności i teorię bezpieczeństwa, można zauważyć ich pokrewieństwo z tym, że teoria niezawodności kładzie nacisk na zagadnienia uszkodzeń urządzeń technicznych oraz błędy operatorów, natomiast teoria bezpieczeństwa na skutki uszkodzeń i błędów.

Analizując skutki w teorii bezpieczeństwa, sięgamy do tych uszkodzeń i błędów, które stwarzają zagrożenie bezpieczeństwa, oraz do tych, które mogą być spowodowane następującymi przyczynami:

- warunki zewnętrzne, jak np. mgła, burzliwa atmosfera, jakoś, powierzchni jezdnej, błędy w systemie kierowania i ubezpieczenia systemów,
- błędy operatora popełniane w procesie eksploatacji systemu,
- niewłaściwe działanie elementów, agregatów lub zespołów funkcjonalnych wskutek uszkodzenia.

Ocena bezpieczeństwa jest możliwa tylko wtedy, kiedy będą opracowane metody i kryteria ilościowej oceny na poszczególnych etapach: projektowania, produkcji, badań i eksploatacji.

3. Wskaźniki bezpieczeństwa

Do podstawowych wskaźników bezpieczeństwa należą:

1. Zawodność bezpieczeństwa $Q_B(t)$.
2. Niezawodność bezpieczeństwa $R_B(t)$.
3. Intensywność uszkodzeń $\lambda_B(t)$ rozumiana jest jako gęstość rozkładu prawdopodobieństwa powstania zawodności bezpieczeństwa w chwili $t + \Delta t$, przy założeniu, że system nie przeszedł w chwili t do stanu zdadności bezpieczeństwa. Możemy to zapisać równaniem:

$$P(t < T_B \leq t + \Delta t | T_B \geq t) = \frac{P(t < T_B \leq t + \Delta t)}{P(T_B > t)} = \frac{f_B(t)\Delta t}{R_B(t)} = \lambda_B(t)\Delta t \quad (1)$$

stąd:

$$\lambda_B(t) = \frac{f'_B(t)}{R_B(t)} = -\frac{R'_B(t)}{R_B(t)} = \frac{Q'_B}{1-Q_B(t)} \quad (2)$$

gdzie $f'_B(t)$ jest funkcją rozkładu prawdopodobieństwa zmiennej losowej T_B .

Ze wzoru (2) wynika związek Wienera w postaci:

$$R_B(t) = \exp\left[\int_D^t \lambda_B(\tau) d\tau\right] \quad (3)$$

1. Funkcja wiodąca rozkładu bezpieczeństwa zdefiniowana wzorem:

$$\Lambda_B(t) = \int_D^t \lambda_B(\tau) d\tau \quad (4)$$

2. Wartość oczekiwana czasu eksploatacji systemu do chwili jego przejścia do stanu zawodności bezpieczeństwa wyrażona wzorem:

$$E[T_B] = T_B = \int_D^\infty R_B(t) dt \quad (5)$$

3. Liczbowym wskaźnikiem zawodności bezpieczeństwa może być również kwanty t_p rzędu $p \in (0, 1)$ zmiennej losowej T_B spełniająca równanie:

$$Q_B(t_p) = p \quad (6)$$

gdzie t_p jest czasem, po którym $p \cdot 100\%$ systemów przejdzie do stanu zawodności bezpieczeństwa.

4. Modele symulacyjne w analizie bezpieczeństwie

Modele symulacyjne znajdują duże zastosowanie w różnych dziedzinach nauki. Można też je wykorzystać w badaniach i projektowaniu bezpieczeństwa pojazdów szynowych. W technice symulacji tworzy się często złożone modele całego systemu i procesów w nim zachodzących, którymi możemy manipulować w taki sposób, aby w rezultacie dokonać oceny funkcjonowania badanego systemu, podlegającego wpływom zmiennych warunków zewnętrznych. Procedury wykorzystywane są przy symulacji eksploatacji, kontroli i korygowania parametrów jakościowych i niezawodnościowych podzespołów pojazdów szynowych, od etapu projektowania (symulacja w CAD), poprzez produkcję (symulacja w CAM i CAP) aż do kontroli, jakości (CAQ) i serwisu (CAS), przy zabezpieczeniu niezawodności eksploatacyjnej.

Modele symulacyjne w kolejnictwie, związane z analizą bezpieczeństwa mają obszerne zastosowanie, gdyż umożliwiają między innymi:

- sprawne, bezkolizyjne zarządzanie logistyczne, dzięki śledzeniu zachowań wirtualnych modeli złożonych systemów i procesów;

- racjonalną analizę doboru materiału na elementy konstrukcji pojazdów szynowych;
- prognozowanie i analizowanie następstw wystąpienia usterek prowadzących do powstania zagrożenia;
- kontrolę czy dany pojazd szynowy jest bezpieczny dla otoczenia.

W infrastrukturze systemu związanego z pojazdem szynowym w pierwszym kroku modelowania stanu bezpieczeństwa należy znaleźć odpowiedzi na pytania:

- czy istnieją (lub mogą być zbudowane) adekwatne modele umożliwiające podejmowanie optymalnych (lub bliskich optymalnym) decyzji?
- czy można zbudować adekwatne modele nie wymagające bezpośredniego wyprowadzania optymalnych rozwiązań?

Po podjęciu decyzji następnym krokiem jest wybór odpowiednich modeli fizycznych podsystemu. Po nim tworzy się modele matematyczne i na ich podstawie konstruuje modele symulacyjne. Realizując te kroki, należy pamiętać o założeniach wynikających z wymagań formalnych (normy, przepisy, zalecenia), ograniczeniach (np. dotyczących dostępności pakietów symulacyjnych) i przesłankach techniczno-organizacyjno-ekonomicznych.

W analizie bezpieczeństwa pojazdów szynowych badany obiekt może być rozpatrywany jako złożony z elementów trój- albo czterostanowych o strukturze: szeregowej, równoległej i mieszanej. Na podstawie literatury [3], w której przedstawione są modele elementów z uwzględnieniem stanu zagrożenia bezpieczeństwa, wybrano do dalszej analizy model systemu z nadmiarowością strukturalną.

5. Metoda i narzędzia

Przy ocenie i prognozowaniu stanów bezpieczeństwa obiektów technicznych stosuje się głównie metody matematyczne opierające się na miarach statystycznych, odniesionych do procesów stochastycznych [2–4]. W opisach struktur hierarchicznych często wykorzystuje się pojęcia i metody teorii informacji, np. przy konstruowaniu kryteriów klasyfikacji stanów oraz metody informatyki (np. w zakresie automatyzacji pozyskiwania danych z relacyjnych baz danych).

Przedstawia ona problem badania bezpieczeństwa ruchu pojazdu szynowego, przy zastosowaniu opisu systemu układem równań Kołmogorowa–Chapmana. Sprawdzenie bezpieczeństwa polega na symulacji eksploatacji pojazdu przy zakładanej znajomości intensywności uszkodzeń i popełnianych błędów przez maszynistę oraz po określeniu wartości początkowych poszczególnych prawdopodobieństw i czasów badań symulacyjnych. Wyniki zastosowania tej metody wskazują na dużą zgodność wartości prognozowanych z rzeczywistymi otrzymanymi z pomiarów. Wykorzystuje się ją w procesach kontroli stanu technicznego środków transportu – również szynowego – jako jeden z elementów systemu monitorowania [2].

Obecnie duże, specjalne pakiety symulacji wykorzystuje się przy analizie wypadków, jak również przy predykcji procesów eksploatacji pojazdów szynowych (diagnostyka, niezawodność, bezpieczeństwo) oraz przy analizie pracy całej infrastruktury kolejowej [5].

W niniejszej pracy stosuje się oryginalne programy-moduły symulacyjne, zbudowane na bazie pakietu VisSim & Analyze, służące do komputerowego wspomaganie realizacji zadań związanych z szacowaniem wskaźników bezpieczeństwa wybranych modeli podsystemów pojazdów szynowych.

6. Model systemu z nadmiarem strukturalnym; system operator–obiekt techniczny

Pociąg zbliża się do semafora, na którym jest wyświetlony intencjonalnie sygnał „stój” (czerwone światło). System samoczynnego hamowania pociągu (SHP) jest w układzie gorącej rezerwy z maszynistą. Rozpatruje się następujące scenariusze:

1. „Uszkodzenie” maszynisty (np. zasłabnięcie) – pociąg zostanie zahamowany· automatycznie przez urządzenie SHP.
2. Uszkodzenie (awaria) systemu SHP, wówczas pociąg zatrzyma maszynista.
3. Dochodzi do katastrofy, gdy zawiodą dwa „elementy” systemu bezpieczeństwa.

W dwóch pierwszych przypadkach system transportowy znajduje się w stanie zagrożenia bezpieczeństwa, z którego może przejść do stanu zawodności bezpieczeństwa. Uszkodzeniu może bowiem również ulec pozostały element rezerwy (scenariusz 3) albo system może przejść tylko do stanu zawodności sprawności w przypadku uszkodzenia się w tym czasie jakiegoś elementu powodującego jedynie zawodność sprawności, np. pęknięcie przewodu powietrznego hamulca i zatrzymanie pociągu. Należy obliczyć średni czas przejścia systemu do stanu zagrożenia bezpieczeństwa i zawodności sprawności [3, 8].

Podany przykład można zilustrować grafem (rys. 1) i opisać układem równań różniczkowych Kołmogorowa–Chapmana (7).

$$\left. \begin{aligned} R'(t) &= -(\lambda_{12} + \lambda_{13})R(t), \\ Q'_{ZB}(t) &= \lambda_{13}R(t) - (\lambda_{32} + \lambda_{34})Q_{ZB}(t), \\ Q'_{SR}(t) &= \lambda_{12}R(t) + \lambda_{32}Q_{ZB}(t), \\ Q'_B(t) &= \lambda_{34}Q_{ZB}(t), \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

z warunkiem dodatkowym:

$$R(t) + Q_{ZB}(t) + Q_S(t) + Q_B(t) = 1, \quad (8)$$

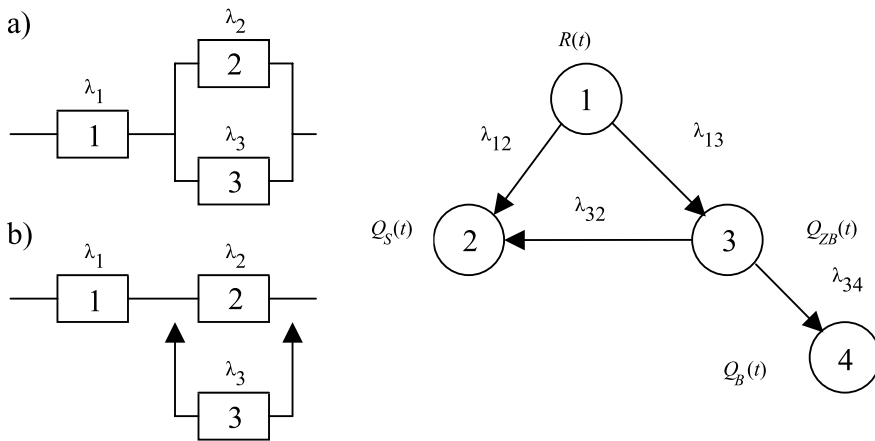
przy warunkach początkowych:

$$Q_{ZB}(0) = Q_S(0) = Q_B(0) = 0, \quad R(0) = 1. \quad (9)$$

gdzie:

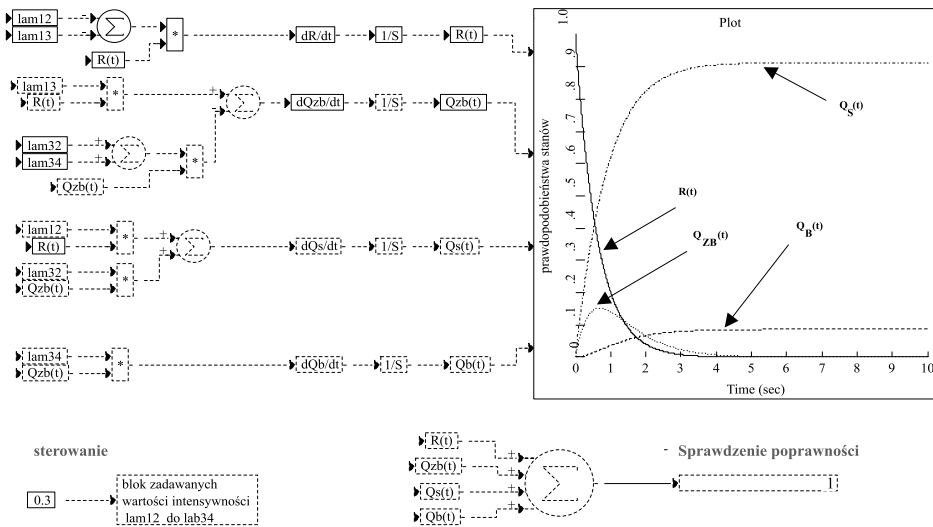
- $R(t)$ – pełna zdadność; (') prim oznacza pochodną po czasie np. $R'(t) = dR(t)/dt$,
- $Q_{ZB}(t)$ – zagrożenie bezpieczeństwa,
- $Q_S(t)$ – zawodność sprawności,
- $Q_B(t)$ – zawodność bezpieczeństwa,
- λ_{12} do λ_{34} – intensywności przejść między poszczególnymi stanami.

Wykorzystując pakiet symulacyjny VisSim, przeprowadzono obliczenia prawdopodobieństw poszczególnych stanów systemu. Stosowny diagram ilustrujący wyniki obliczeń symulacyjnych przedstawiono na rys. 2.



Rys. 1. Schemat i graf modelu systemu z nadmiarem strukturalnym: a) rezerwa gorąca, b) rezerwa chłodna [3]

Fig. 1. Scheme and graph of a model of the system with structural redundancy: a) hot reserve, b) cool reserve [3]



Rys. 2. Schemat symulacji prawdopodobieństwa stanów

Fig. 2. Patern of simulation of probability states

Wyznaczenie wskaźnika sprawności:
$$Q_S = \frac{\lambda_{12}}{\lambda_{12} + \lambda_{13}} + \frac{\lambda_{32}\lambda_{13}}{(\lambda_{12} + \lambda_{13})(\lambda_{32} + \lambda_{43})}, \quad (10)$$

oraz wskaźnika zawadności bezpieczeństwa:
$$Q_B = \frac{\lambda_{13}\lambda_{34}}{(\lambda_{12} + \lambda_{13})(\lambda_{32} + \lambda_{34})}. \quad (11)$$

Po obliczeniu wskaźników należy obliczyć średni czas pracy wyrażony wzorem:

$$\bar{T} = \frac{1}{(\lambda_{12} + \lambda_{13})^2} \left[\lambda_{12} + 2 \frac{\lambda_{13} + \lambda_{34}(\lambda_{12} + \lambda_{13} + \lambda_{32} + \lambda_{34})}{(\lambda_{32} + \lambda_{34})^2} \right] \quad (12)$$

Mając wskaźniki i czas, należy obliczyć średni czas przebywania systemu w podzbiorze niezawodnościowych stanów eksploatacyjnych do chwili przejścia:

$$1. \text{ Do stanu zawodności bezpieczeństwa } \bar{T}_B = \frac{\bar{T}}{Q_B} \quad (13)$$

$$2. \text{ Do stanu zawodności: } \bar{T}_S = \frac{\bar{T}}{Q_S}. \quad (14)$$

W poniższej tabeli (1) zostały przedstawione symulacje średnich czasów T_{sr} , T_{ssr} , T_{bsr} w zależności od zmiany parametru sterowania λ_2 .

Tabela 1

Wyniki symulacji średnich czasów T_{sr} , T_{ssr} , T_{bsr}

λ_2	T_{sr}	T_{ssr}	T_{bsr}
0,1	1,188	1,206	78,409
0,4	0,963	1,103	7,589
0,7	0,686	0,903	2,858
0,9	0,553	0,796	1,819

Analizując wzory (13) i (14) oraz wyniki z tabeli (1), można zauważyć, że zawodność bezpieczeństwa maleje ze zmniejszeniem prawdopodobieństwa przejścia systemu ze stanu zdatności do stanu zagrożenia bezpieczeństwa, a następnie do stanu zawodności bezpieczeństwa. Zmniejszenie tych wielkości również powoduje zmniejszenie zawodności sprawności.

7. Wnioski

Analizując uzyskane wyniki badań symulacyjnych, można stwierdzić, że:

- Program symulacyjny zbudowany dla modelu systemu o wybranej strukturze umożliwia w elastyczny sposób badanie wpływu zmian parametrów sterowania, pozwala określać średni czas przejścia od stanu eksploatacyjnego do stanu zawodności sprawności i zawodności bezpieczeństwa.
- Pakiet symulacyjny VisSim jest przydatny do rozwiązania postawionych problemów bezpieczeństwa złożonych systemów w kolejnictwie. Zauważono komplementarność ich cech w rozwiązywaniu zadań mieszanych, gdy dane wejściowe podane są w postaci macierzy wartości sygnału albo jawnej zależności funkcyjnej pomiędzy zmiennymi.

Literatura

- [1] Bobrowski D., *Modele i metody matematyczne teorii niezawodności*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1989.
- [2] Grabski F., Jaźwiński J., *Funkcje o losowych argumentach w zagadnieniach niezawodności, bezpieczeństwa i logistyki*, Wydanie 1, Warszawa 2009.
- [3] Jaźwiński J., *Bezpieczeństwo systemów*, PAN, Warszawa 1993.
- [4] Materiały internetowe: Instytut Silników Spalinowych i Transportu na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej, (www.fwmt.put.poznan.pl/instytut,issit-issit_3,996,transport_szynowy.html), Wrota Podlasia (www.rpowp.wrota-podlasia.pl/aktualnosci/484,kolejny-szynobus-na-podlaskich-torach.html).
- [5] Oprędkiewicz J., Stolarski B., *Komputerowe monitorowanie niezawodności samochodów*, PWN, Warszawa–Kraków 2000.
- [6] Piec P., Magiera J., *Ocena zużycia i niezawodności pojazdów szynowych*, Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1994.
- [7] Sobański M., Mikulski J., *Bezpieczeństwo systemów sterowania ruchem kolejowym w świetle wymagań norm CENELE*, Czasopismo Przegląd Kolejowy 11/99.
- [8] Ważyńska-Fioł K., Jaźwiński J., *Niezawodność systemów technicznych*, PAN, Warszawa 1990.

WALDEMAR PARKITNY*

JAKOŚĆ A KONKURENCJA W PRZEWOZACH PASAŻERSKICH. STUDIUM PRZYPADKU DLA PASAŻERSKICH PRZEWOZÓW DROGOWYCH

QUALITY AND COMPETITION IN PASSENGER TRANSPORT. STUDY OF CASE FOR PASSENGER ROAD TRANSPORTS

Streszczenie

W artykule omówiono sytuację na rynku pasażerskich przewozów drogowych, jaka istnieje od pewnego czasu w połączeniach relacji Kraków–Katowice. Oba miasta są stolicami największych ośrodków naukowych, kulturalnych, handlowych, przemysłowych i turystycznych na południu Polski. Położone są w stosunkowo niewielkiej odległości od siebie, a dzięki dobrze rozwiniętej sieci drogowej i kolejowej możliwa jest szybka podróż między miastami. Sprawia to, że od pewnego czasu obserwuje się zwiększone zainteresowanie podróży przejazdami na wyżej wymienionym odcinku. Czy jednak wzrostowi popytu towarzyszy wzrost jakości świadczonych usług? W artykule przedstawiono zastaną sytuację i dokonano analizy ofert poszczególnych przewoźników drogowych.

Słowa kluczowe: jakość, konkurencja w transporcie, ceny biletów, standard podróży, popyt na usługi transportowe, przewozy pasażerskie drogowe na trasie Kraków–Katowice, oferta przewoźnika

Abstract

The situation on market of passenger car transport that exists from some time in Cracow–Katowice connections was talked over in the paper. Both cities are the capitals of the largest scientific, cultural, trade, industrial and touristic centres on south of Poland. They are laid in comparatively small distance, and thanks to well developed road and railway net, a quick trip between those cities is theoretically possible. It causes the increase of passengers' interest in journeys on above-mentioned route, being observed from some time. Is, however, the growth of demand accompanied by the quality of rendered services? In the paper existing situation and analysis of individual carriers' offers has been introduced.

Keywords: quality, competition in transportation, ticket price, standard of trip, demand on forwarding services, passenger road transport on route Cracow–Katowice, transport offer

* Dr inż. Waldemar Parkitny, Zakład Organizacji i Ekonomiki Transportu, Wydział Inżynierii Lądowej, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

W artykule przedstawiono sytuację na rynku drogowych przewozów pasażerskich na trasie Kraków–Katowice. Rywalizacja o klientów prowadzona między poszczególnymi przewoźnikami dotyczy nie tylko ceny za przejazd – przewoźnicy starają się również podnieść jakość świadczonych usług. Oba miasta i przyległe do nich regiony mają istotne znaczenie dla kraju [2, 12, 13]. Z tego powodu naturalnym zjawiskiem jest duży popyt na przewozy pasażerskie.

Analizę zakończono na roku 2010, choć rok 2011 przyniósł nowe zmiany, polegające m.in. na zwiększeniu cen biletów, na skutek zwiększenia cen paliw oraz zmiany podatku VAT z 7% do 8% za usługi przewozowe (np. ceny biletów autobusowych omawianej poniżej firmy Uni-Bus wróciły do poziomu sprzed promocji, czyli 12 zł, a ceny INTER sp. z o. o. wynoszą obecnie 10 zł dla studentów oraz 12 zł za bilet bez ulg) oraz zmianę niektórych rozkładów jazdy.

2. Analiza oferty i jakości na rynku drogowych przewozów pasażerskich

Trasę z Krakowa do Katowic, z użyciem transportu zbiorowego, można pokonać, wykorzystując:

- połączenia kolejowe obsługiwane przez Przewozy Regionalne i PKP InterCity SA [14],
- połączenia autobusowe obsługiwane przez pojazdy: Baltrans, Inter, Interpalm, PKS Białystok, PKS Hrubieszów, PKS Jelenia Góra, PKS Krosno, PKS Koszalin, PKS Legnica, PKS Limanowa, PKS Lublin, PKS Mława, PKS Nowy Targ, PKS Nowy Sącz, PKS Pszczyna, PKS Przemyśl, PKS Sieradz, PKS Staszów, PKS Tarnów, PKS Zakopane, PKS Zamość, PKS Zielona Góra, Uni-Bus, Veolia Transport [6–9].

Istnieje wiele kryteriów jakości [11]. Jednym z nich jest **dostępność**. Kryterium cząstkowym wchodzącym w jego skład jest m.in. **liczba i udział mieszkańców**, którzy są w strefie dogodnej dostępności do linii komunikacji zbiorowej. W przypadku połączeń autobusowych między Krakowem a Katowicami można założyć, że pasażerami były przede wszystkim osoby z Krakowa i najbliższych okolic oraz Katowic i miast bezpośrednio przyległych. Biorąc pod uwagę te z relacji, które po drodze zatrzymywały się jeszcze w Mysłowicach, Jaworznie i Chrzanowie, niewielki odsetek podróźnych stanowiły osoby udające się również do tych miast.

Analizując inne kryterium cząstkowe jakości transportu, jakim są **zależności**, związane z łatwością dokonywania przesiadek do innych środków transportu zbiorowego oraz do samochodów osobowych, można zauważyć, że pod tym względem sytuacja w obu miastach jest odmienna. W Krakowie dworzec kolejowy sąsiaduje z Regionalnym Dworcem Autobusowym, na którym zatrzymywali się wszyscy z wymienionych powyżej przewoźników drogowych, z wyjątkiem Alter sp. z o.o. (obecnie INTER sp. z o. o.), która do 10 kwietnia 2009 roku miała swój przystanek początkowy na parkingu położonym w pobliżu ulic Pawiej i Worcella. Lokalizacja ta, ze względu na stosunkowo dużą odległość od RDA oraz mniejszą od dworca PKP nie cieszyła się wśród pasażerów dużą popularnością. Skłoniło to właścicieli firmy do przeniesienia miejsca odjazdów pojazdów na RDA.

Jeżeli chodzi o parkingi dla samochodów osobowych, a zwłaszcza parkingi Park & Ride, to, ze względu na brak miejsca, nie ma ich przed dworcem kolejowym od strony zachodniej

oraz przed Regionalnym Dworcem Autobusowym. Istnieje co prawda duży parking na tzw. płycie głównej, umieszczonej nad peronami kolejowymi, ale bezpłatnych miejsc było tam tylko kilkadziesiąt, a zaparkowanie pojazdów na części płatnej, na wiele godzin, wiązało się z koniecznością uiszczenia stosunkowo wysokiej opłaty. Niektórzy z kierowców radzili sobie w ten sposób, że pozostawiali pojazdy na parkingu dla klientów Galerii Krakowskiej, umieszczonej obok dworca PKP (pierwsza godzina bezpłatna) [5].

Podróż między miastami wojewódzkimi, zwłaszcza w przypadku połączeń pospiesznych, bez przystanków po drodze w obrębie danego miasta, dla większości pasażerów związana jest z koniecznością przesiadki do pojazdów komunikacji zbiorowej obsługujących to miasto. W przypadku Krakowa nie ma jednego, centralnego miejsca, z którego odbywałby się odjazd pojazdów komunikacji miejskiej, tak jak to jeszcze do września 2010 roku miało miejsce w Katowicach. Przystanki autobusowe i tramwajowe oraz miejsca odjazdów busów obsługujących połączenia z sąsiednimi gminami rozmieszczone są w kilku punktach, odległych od dworców PKP i RDA nawet o kilkaset metrów. Do części z nich dostęp jest możliwy m.in. po przejściu przez galerię handlową. Rozwiązanie to staje się problematyczne w godzinach nocnych i porannych, gdy galeria jest zamknięta, a podróżni muszą nadkładać drogi, aby ją obejść.

Sytuacja w Katowicach jest bardziej skomplikowana.

Do jesieni 2010 roku przewozy kolejowe realizowane były z dworca głównego przy placu Szewczyka.

Odjazdy przewoźników autobusowych, oprócz Baltrans, INTER i Uni-Bus, odbywały się ze stanowisk przy dworcu autobusowym przy ul. Piotra Skargi. Firmy INTER i Uni-Bus miały swoje stanowiska przy placu Szewczyka, na którym mieściła się również druga część dworca autobusowego, na który podjeżdżały też niektóre z autobusów rozpoczynających swoją podróż ze zlokalizowanego około 0,5 km dalej głównego dworca autobusowego przy ul. Piotra Skargi.

Działająca stosunkowo krótko na omawianym odcinku firma Baltrans rozpoczynała podróż ze stanowisk po drugiej, mniej uczęszczanej, stronie dworca PKP, z placu Oddziałów Młodzieży Powstańczej.

Pomimo większego rozproszenia miejsc odjazdów pojazdów kursujących na trasie Katowice–Kraków, niż ma to miejsce obecnie w Krakowie, taki sposób rozmieszczenia zapewniał względną komasację różnych środków transportu, które jeździły w tym samym kierunku, a więc ważną – z punktu widzenia jakości podróży – dostępność do innych, alternatywnych środków transportu.

Sytuacja ta pogorszyła się znacznie z chwilą przebudowy dworca kolejowego w Katowicach, czyli od września 2010 roku. Obecnie nie ma już budynku dworca głównego przy placu Szewczyka. Podróżni chcący jechać koleją muszą skorzystać z małego pawilonu od strony placu Oddziałów Młodzieży Powstańczej lub kas przy przejściu podziemnym od strony ul. Kościuszki. Wadą tych lokalizacji jest jednak położenie z dala od centrum miasta po drugiej stronie torów i słabe, w stosunku do sytuacji sprzed przebudowy, skomunikowanie z środkami komunikacji miejskiej. Zamknięto również przejście pod peronami, znacznie skracające drogę z centrum miasta w kierunku placu Oddziałów Młodzieży Powstańczej.

Przejazdy autobusowe w kierunku Krakowa odbywają się z trzech miejsc w mieście: INTER rozpoczyna kursy z placu Oddziałów Młodzieży Powstańczej (od 16 września 2010 r.), Uni-Bus ma swój przystanek na alei Korfatego, obok Hotelu Katowice (od 20 września 2010 r.), Baltrans zawiesił kursy, a pozostali przewoźnicy kursują z dworca autobusowego.

W związku z takim rozmieszczeniem miejsc odjazdów i przyjazdów poszczególnych środków transportu pogorszyły się inne z parametrów jakościowych, jakimi są **czas dojścia** i **czas tracony na przesiadki**. Odległość między przystankami omawianych przewoźników w niektórych przypadkach dochodzi do około 1 km. Dalszy i gorszy jest również **dostęp do przystanków miejskiej komunikacji zbiorowej**, która na skutek przebudowy dworca PKP i terenów przyległych zmieniła trasy przejazdów i lokalizację przystanków.

Bardzo istotnym parametrem jakościowym, zwłaszcza w przypadku podróży obligato-ryjnych, jest **czas jazdy**, z którym powinna być powiązana **cena za bilet**, odpowiadająca też warunkom podróży, takim jak np. **wygoda w pojeździe, warunki wsiadania i wysiadania, warunki ruchu, kultura obsługi** itd.

Fima Uni-Bus proponowała swoim klientom podróż w luksusowych, 50-miejscowych autobusach, takich jak te, które zwykle używane są na dalekie trasy, np. przy przejazdach międzynarodowych. Autobusy zaopatrzone były w klimatyzację, posiadały rozkładane fotele, podłokietniki i niektóre z nich miały pasy bezpieczeństwa. Było też dużo miejsca na bagaż, który umieszczano się w bagażnikach dostępnych z zewnątrz, pod siedzeniami pasażerów. Bagaż podręczny można było umieścić w bagażnikach nad siedzeniami. W autokarach były również ubikacje oraz wideo, które jednak nie były dostępne dla podróżnych. Przejazd odbywał się autostradą A4. Autobus nie zjeżdżał z autostrady, jak czyniły to niektóre autobusy PKS, dojeżdżając do dworca autobusowego w Chrzanowie lub obsługując przystanki w Jaworznie i Mysłowicach ani nie zatrzymywał się po drodze. Dzięki temu podróż trwała od około 75 minut w godzinach małego zatłoczenia dróg, do około 120 minut w godzinach szczytu. Przeciętnie było to około 90 minut.

Inną mocną stroną firmy była **cena biletów**. Bilety kosztujące jeszcze 12 zł wiosną 2010 r., od 28 maja 2010 r., w odpowiedzi na przejrzysty, dobrze ułożony i zawierający większą liczbę kursów rozkład jazdy INTER sp. z o. o., zostały promocyjnie obniżone do 8 zł, czemu towarzyszyła akcja informacyjna, polegająca m.in. na wyklejeniu pojazdów. Cena ta została od 29 października 2010 r. podniesiona do 10 zł. Dopiero na początku 2011 r. wróciła do swojego starego poziomu 12 zł.

Bezpośrednim konkurentem Uni-Bus, wzięwszy pod uwagę takie parametry jak: czas przejazdu, trasę przejazdu, cenę oraz godziny odjazdów, jest INTER sp. z o. o. (wcześniej Alter sp. z o. o.). Przedsiębiorstwo Alter sp. z o. o. rozpoczęło funkcjonowanie 22 grudnia 2002 r. [1]. Była to pierwsza firma, która uruchomiła bezpośrednio połączenia Katowic z Krakowem, korzystając z przejazdu autostradą A4, co skróciło czas podróży. Początkowo w 2006 r. uruchomiono połączenia na trasie Katowice–Modlniczka. Starania podjęte przez firmę, dotyczące zezwolenia na obsługę linii Modlniczka–Kraków, doprowadziły do uruchomienia tej linii w kwietniu 2007 roku. Z rozkładu jazdy umieszczonego w tym czasie w Katowicach wynikało, że podróżni dojadą do Modlniczki, a następnie z Modlniczki do Krakowa. Być może to było powodem, że firma nie od razu zyskała popularność klientów i pełne wypełnienie pojazdów. W praktyce podróż odbywała się tym samym pojazdem. Pomimo tego, że przystanek przy hotelu Witek położony był w pobliżu zjazdu na autostradę, konieczność oczekiwania na światłach na skrzyżowaniu i dojazdu do przystanku wydłużała podróż o kilka minut.

Firma INTER posiadała cztery, 19-miejscowe busy obsługujące omawiany odcinek. Każdy z nich posiadał klimatyzację. Były też pasy bezpieczeństwa dla pasażerów i podłokietniki, jednakże w pojazdach nie było zbyt dużo miejsca na nogi i bagaż. Ze względu na brak dużego bagażnika pod siedzeniami czasami zdarzało się, że bagaże osób odbywających podróż umieszczane były w przejściu między fotelami.

W związku z budową nowego dworca kolejowego w Katowicach, od 16 września 2010 roku firma INTER przeniosła miejsce swoich odjazdów do Krakowa na plac Oddziałów Młodzieży Powstańczej. Plac ten położony jest po drugiej, mniej uczęszczanej i gorzej skomunikowanej z pojazdami transportu miejskiego stronie dworca. Z kolei w Krakowie, na skutek przebudowy ronda Ofiar Katyń, zawieszono obsługę przystanku Motel Krak.

Atrakcyjna jest cena za przejazd, która na początku 2011 roku powróciła do poziomu z początku 2010 roku i obecnie wynosi 12 zł za bilet normalny oraz 10 zł za bilet ulgowy. Konkurencja z Uni-Bus spowodowała, że od 1 sierpnia 2010 r. cenę obniżono do 10 zł za bilet normalny oraz 8 zł za bilet ulgowy. Cena za bilet w obie strony wynosiła: 21 zł za bilet normalny i 16 zł za bilet ulgowy. Firma stosowała również promocje polegające na bezpłatnym, jedenastym, przejeździe, po okazaniu wcześniejszych wykorzystanych 10 biletów. Możliwy był też zakup biletów dwudniowych (za 35 zł i 21 zł), trzydniowych (za 50 zł i 30 zł), pięciodniowych (za 80 zł i 48 zł) i tygodniowych (za 100 zł i 65 zł) [15].

Budowa nowego dworca w Katowicach spowodowała również konieczność przeniesienia przystanku początkowego Uni-Bus z dworca głównego na przystanek komunikacji miejskiej na alei Korfańtego, obok Hotelu Katowice. Pomimo tego, że z przystanku tego rozpoczynają swoje kursy autobusy komunikacji miejskiej wielu linii, **dostępność komunikacyjna** jest gorsza, niż to miało miejsce w przypadku przystanku przed dworcem głównym PKP. Ponadto z przystanku tego nie korzystają inni przewoźnicy jadący w kierunku Krakowa i jest on najbardziej oddalony od dworca kolejowego i autobusów konkurencji. Sprawia to, że brak miejsc w autobusie lub spóźnienie się na dany kurs naraża pasażerów na oczekiwanie na kurs następny lub wędrowkę przez miasto na przystanek konkurencji.

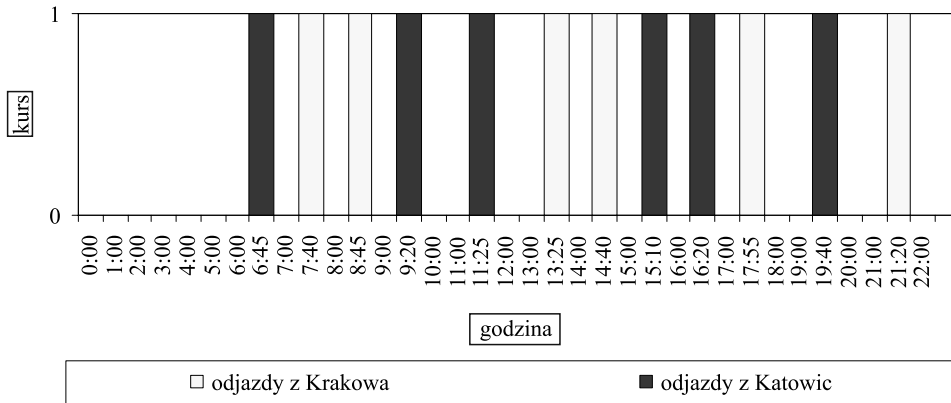
Biorąc pod uwagę ofertę powyższych przewoźników drogowych, można stwierdzić, że jest ona niezwykle konkurencyjna, zwłaszcza w stosunku do przewoźników kolejowych, nie tylko pod względem krótkiego **czasu przejazdu**, który jest jednym z głównych parametrów jakościowych, związany z postulatami transportowymi, ale również ze względu na cenę (inny bardzo istotny parametr jakościowy). Zauważyli to również pasażerowie. Zdarzało się, zwłaszcza w dni poprzedzające oraz w weekendy i święta, że bilety autobusowe wyprzedane były na wiele godzin wcześniej, a pojazdy przepełnione.

Ceny biletów innych przewoźników drogowych były zróżnicowane i wynosiły od 9 zł (Veolia Transport sp. z o. o.), 10 zł (Interpalm, PKS Limanowa), 10,20 zł (PKS Katowice, PKS Nowy Sącz, PKS Szczawnica, PKS Zakopane), 16 zł (PKS Zamość), 17,50 zł (PKS Hrubieszów) do 18 zł (PKS Staszów).

Porównywalny do INTER i Uni-Bus czas przejazdu między Krakowem a Katowicami można osiągnąć, podróżując również samochodem osobowym. Cena za przejazd będzie jednak kilka razy większa. Zakładając cenę paliwa na poziomie 5 zł/l i średnie zużycie paliwa wynoszące 7 l/100 km oraz opłatę za skorzystanie z autostrady wynoszącą dla pojazdów osobowych 16 zł, należy liczyć się z kosztami na poziomie 51 zł.

Czas oczekiwania jako parametr jakości przewozów jest istotny zwłaszcza w przypadku pojazdów miejskiej komunikacji zbiorowej. Ma on związek z częstotliwością kursowania pojazdów w godzinach szczytu, poza szczytem oraz w porze nocnej. W przypadku przejazdów międzyregionalnych zwykle podróżni wcześniej decydują się na przejazd określonym środkiem transportowym i o określonej porze. Sytuacja, w której kryterium to może być istotne, to taka, w której podróżni nie zdołali wejść do pojazdu ze względu na przepełnienie lub spóźnili się na wybrany kurs i oczekują na następny. W przypadku komunikacji drogowej, ze względu na małą częstotliwość kursowania pojazdów poszczególnych przewoźników

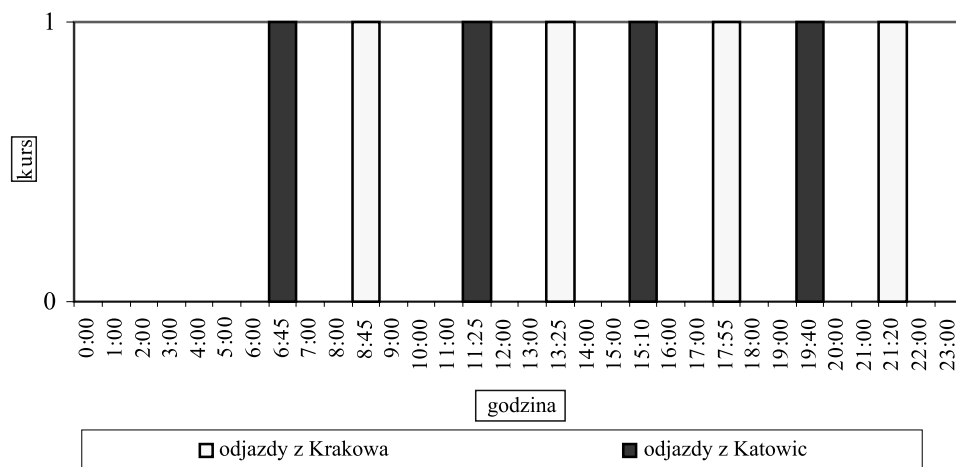
na omawianej trasie, sensowna może być analiza czasu oczekiwania jedynie w przypadku dwóch przewoźników: INTER i Uni-Bus.



Rys. 1. Odjazdy INTER z Krakowa i Katowic w dni robocze (przed zmianami w marcu 2010 r.)

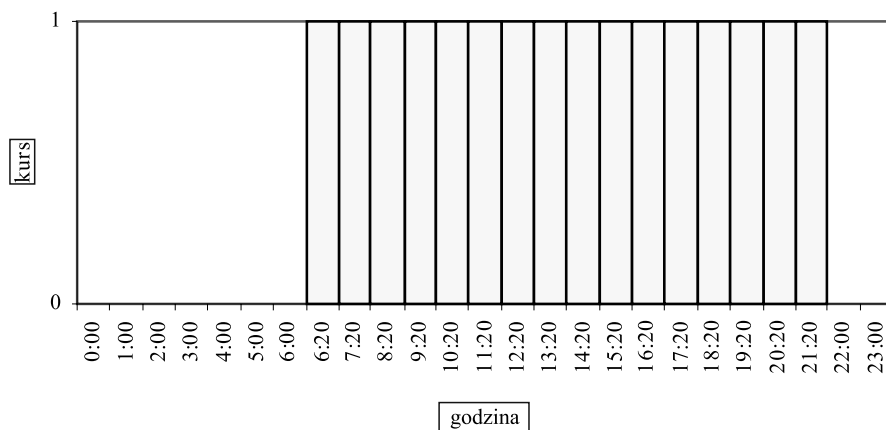
Fig. 1. Departures INTER from Cracow and Katowice in working days (before changes in march 2010)

Rozkład jazdy busów INTER na trasie Kraków–Katowice w dni robocze (przed zmianami w marcu 2010 r.) zawierał 6 kursów (pierwszy o godz. 7.40, ostatni o godz. 21.20) i na trasie Katowice–Kraków 6 kursów (pierwszy o godz. 6.45, ostatni o godz. 19.40). Średnio daje to na dobę 1 pojazd co 4 godziny lub pominąwszy porę nocną, między 6.00 a 22.00 co 160 minut. Na rysunku 1 przedstawiono godziny odjazdów autobusów INTER przez zmianami. W dni wolne z Krakowa do Katowic były tylko 4 kursy (pierwszy o godz. 8.45, ostatni o godz. 21.20) i na trasie Katowice–Kraków 4 kursy (pierwszy o godz. 6.45, ostatni o godz. 19.40). Średnio daje to na dobę 1 pojazd co 6 godzin lub, pominąwszy porę nocną, między 6.00 a 22.00 co 240 minut (rys. 2).



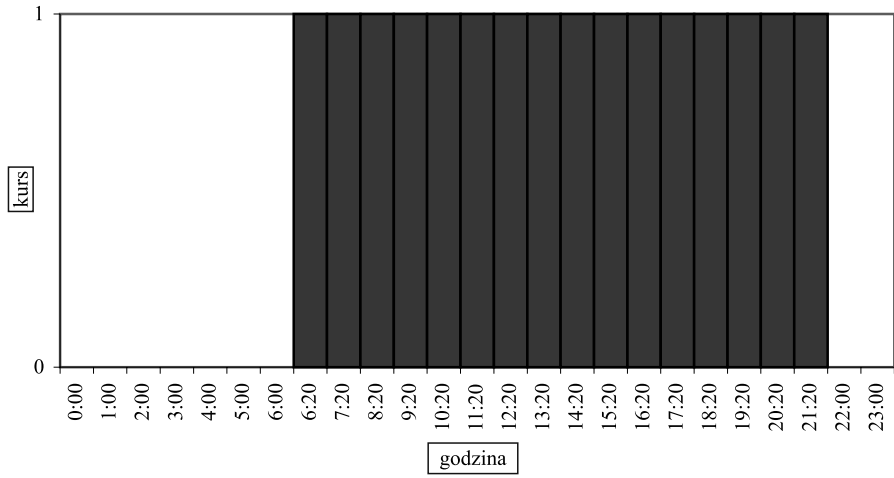
Rys. 2. Odjazdy INTER z Krakowa i Katowic w dni wolne (przed zmianami w marcu 2010 r.)

Fig. 2. Departures INTER from Cracow and Katowice in weekends (before changes in march 2010)



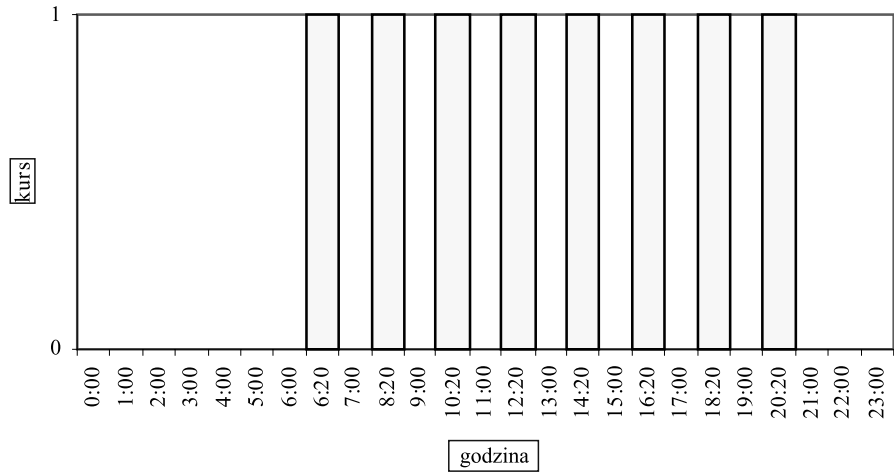
Rys. 3. Odjazdy INTER z Krakowa w dni wolne (po zmianach w marcu 2010 r.)

Fig. 3. Departures INTER from Cracow and Katowice in working days (after changes in march 2010)



Rys. 4. Odjazdy INTER z Katowic w dni robocze (po zmianach w marcu 2010 r.)

Fig. 4. Departures INTER from Katowice in working days
(after changes in march 2010)



Rys. 5. Odjazdy INTER z Krakowa w dni wolne (po zmianach w marcu 2010 r.)

Fig. 5. Departures INTER from Cracow in weekends
(after changes in march 2010)

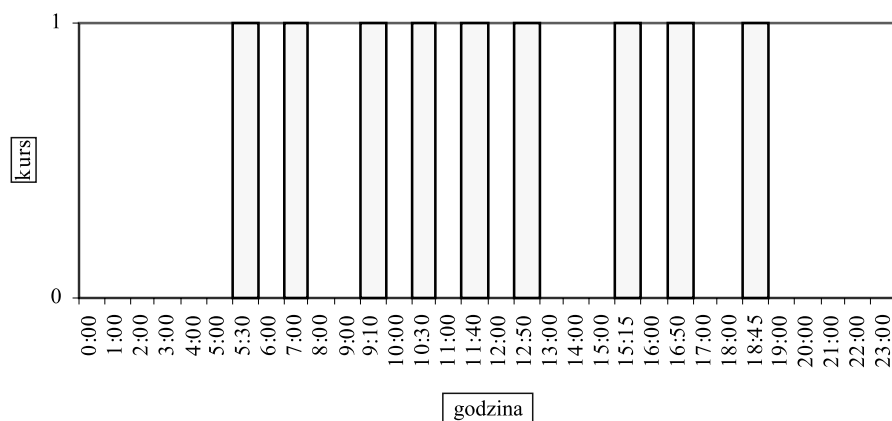


Rys. 6. Odjazdy INTER z Katowic w dni wolne (po zmianach w marcu 2010 r.)

Fig. 6. Departures INTER from Katowice in weekend (after changes in march 2010)

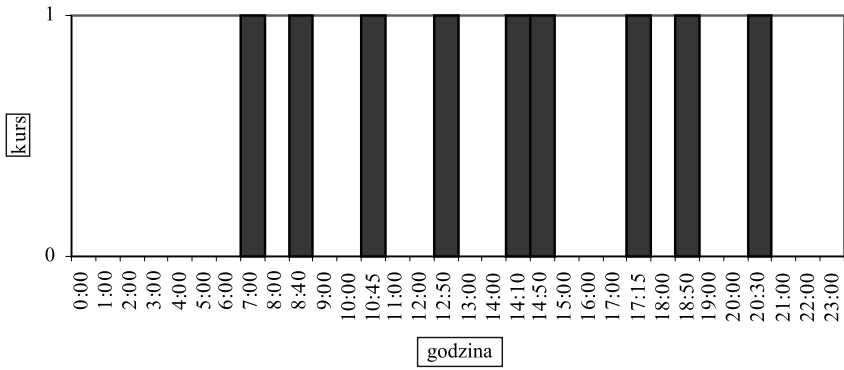
Po zmianach rozkładu jazdy w marcu 2010 r. pojazdy INTER na trasie Kraków–Katowice w dni robocze jeździły co godzinę, o analogicznych porach, między 6.20 a 21.20, co dawało 16 kursów w jednym kierunku (rys. 3 i 4). O tych samych porach jeździły również autobusy w przeciwnym kierunku (16 kursów). W dni wolne, w obu kierunkach jeździło co 2 godziny po 8 pojazdów, między godz. 6.20 a godz. 20.20 (rys. 5 i 6). W wyniku zmian firma nie tylko znacznie zwiększyła liczbę kursów w obu kierunkach, ale również udało się stworzyć bardzo prosty, przejrzysty i łatwy do zapamiętania rozkład jazdy.

Od 1 września 2010 r. rozkład INTER zmieniono, oferując odjazdy co godzinę (codziennie).



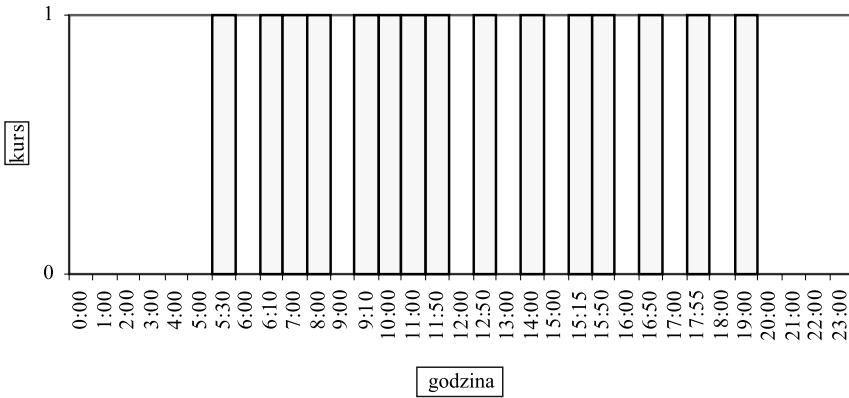
Rys. 7. Odjazdy Uni-Bus z Krakowa (przed zmianami w maju 2010 r.)

Fig. 7. Departures Uni-Bus from Cracow (before changes in may 2010)



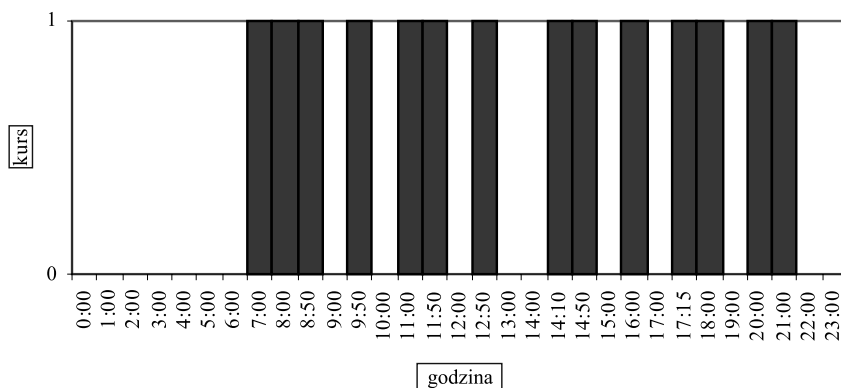
Rys. 8. Odjazdy Uni-Bus z Katowic (przed zmianami w maju 2010 r.)

Fig. 8. Departures Uni-Bus from Katowice (before changes in May 2010)



Rys. 9. Odjazdy Uni-Bus z Krakowa (po zmianach 28 maja 2010 r.)

Fig. 9. Departures Uni-Bus from Cracow (after changes 28 May 2010)



Rys. 10. Odjazdy Uni-Bus z Katowic (po zmianach 28 maja 2010 r.)

Fig. 10. Departures Uni-Bus from Katowice (after changes 28 may 2010)

W przypadku przejazdów autobusów Uni-Bus, przed zmianami w maju 2010, na trasie Kraków–Katowice w ciągu doby kursowało 9 pojazdów, przy czym pierwszy kurs było o godz. 5.30, a ostatni o godz. 18.45. W kierunku przeciwnym kursowało 9 autobusów. pierwszy autobus odjeżdżał o godz. 7.00, a ostatni o godz. 20.30 (rys. 7 i 8).

Po zmianach rozkładu jazdy z 28 maja 2010 r. na trasie Kraków–Katowice w ciągu doby kursowało 15 pojazdów (pierwszy o godz. 5.30, ostatni o godz. 19.00), a na trasie Katowice–Kraków w ciągu doby kursowało 14 pojazdów (pierwszy o godz. 7.00, ostatni o godz. 21.00). Jak widać, zmiana ta, zdecydowanie polepszyła nie tylko ewentualny czas oczekiwania na następny pojazd, ale również takie parametry jakościowe jak: dyspozycyjność pojazdów i regularność kursowania (rys. 9 i 10).

Rozkłady jazdy przewoźników kolejowych rozmieszczone na dworcach zawierają zarówno godziny odjazdów, jak i przyjazdów do miejscowości docelowych. W przypadku rozkładów przewoźników drogowych nie są podane godziny przyjazdów. O ile rozkład jazdy na RDA w Krakowie zawiera wykaz pojazdów jadących do Katowic, z wyszczególnieniem trasy przejazdu, poprzez zaznaczenie istotnych miejscowości pośrednich (tab. 1), to rozkład na dworcu autobusowym w Katowicach jest nieprecyzyjny i trudny do interpretacji dla większości pasażerów. Nie ma wyszczególnienia Krakowa jako miasta docelowego, z wykazem wszystkich autobusów tam zmierzających, tak jak to zrobiono w Krakowie. Podróżni muszą prześledzić cały rozkład jazdy, znać miasta docelowe poszczególnych kursów i trasy przejazdów, na których znajduje się Kraków, lub udać się do informacji.

Z rozkładami jazdy wiąże się kolejny parametr jakościowy, jakim jest **dostępność i kompletność informacji przekazywanej pasażerom**. Informacje podawane na dworcach autobusowych, zarówno w Krakowie, jak i w Katowicach, nie zawierają nazw przewoźników, co bywa istotne dla pasażerów, np. ze względu na wybór trasy przejazdu, różnej u różnych przewoźników lub ceny za przewóz, która w przypadku analizowanej relacji może różnić się nawet dwukrotnie.

**Rozkład jazdy autobusów z Regionalnego Dworca Autobusowego
w Krakowie (poza autobusami INTER i Uni-Bus)**

Przejazd autostradą						
9.30 10.50 14.00						
Przejazd przez Chrzanów						
7.15 8.30 10.15 11.00 13.25 14.45 14.50						
15.05 16.44 17.35 18.29 19.15 20.30						
Przejazd przez Olkusz						
6.40 12.35 14.25 16.20 18.25 18.40 20.55						

Najlepsze rozwiązania w zakresie **rozkładu jazdy** mają INTER i Uni-Bus, którzy i na tym polu wyprzedzili konkurencję. Przewoźnicy ci, oprócz podania godzin odjazdów na przystankach początkowych, rozdają również w pojazdach bezpłatne, małe rozkłady jazdy z nazwą przewoźnika, godzinami odjazdów w obu kierunkach oraz numerami telefonów do danego przewoźnika. Ze względu na umiejscowienie przystanków początkowych tych przewoźników poza dworcem autobusowym w Katowicach problemem dla pasażerów może być jednak brak bieżącej informacji, np. głosowej, podawanej w przypadku odwołania lub opóźnienia kursu.

Analizując kryterium jakościowe zaliczane do **niezawodności**, którym jest osiągnięcie celu podróży w podanym czasie, w przypadku przewoźników drogowych, można zauważyć, że żaden z przewoźników nie podaje godzin przyjazdu w swoich rozkładach jazdy, tak jak to robią przewoźnicy kolejowi. W przypadku przewoźników wykonujących kursy przelotowe można jednak, znając trasę przejazdu i analizując godzinę odjazdu do następnej miejscowości, ustalić maksymalną godzinę przyjazdu na interesujący przystanek. Sposób ten bywa jednak, z powodów ruchowych i technicznych, zawodny, z czym wiąże się spełnienie, lub nie, następnego kryterium jakościowego, jakim jest punktualność.

W skład kryterium jakościowego, którym jest **układ linii**, wchodzi stabilność układu linii i rozkładu jazdy. Zarówno w przypadku przewoźników kolejowych, jak i drogowych układy linii są w zasadzie niezmiennie, z wyjątkiem zdarzających się nielicznie zmian tras przejazdów autobusów, związanych np. z okresowymi remontami lub objazdami.

Stosunkowo rzadko zmieniane są rozkłady jazdy w przypadku przewoźników drogowych, natomiast zdarza się, że przewoźnicy kolejowi wprowadzają 2–3 razy w roku korekty do rozkładów.

Jeżeli chodzi o **regularność kursowania**, to największą z przewoźników drogowych charakteryzował się INTER (w obu kierunkach).

Hałas i vibracje, odczuwane w czasie przejazdów drogowych, są najmniejsze przy korzystaniu z luksusowych, dalekobieżnych autobusów, przemierzających analizowany odcinek autostradą.

5. Wnioski

Biorąc pod uwagę sytuację na analizowanej trasie, a w szczególności usługi realizowane przez firmy INTER sp. z o. o. oraz Uni-Bus, widać, że połączenia te są przykładem usług, które nie tylko zaspakajają popyt, ale wręcz go generują. Podróżni chętnie wybierają tanie i szybkie połączenia. Firmy te potrafiły wykreować usługi, które zdają się przewyższać swoją jakością to, co proponuje większość konkurencji w transporcie drogowym, której autobusy niejednokrotnie wypełnione są tylko w niewielkim stopniu, i co obecnie oferuje dominujący jeszcze kilka lat temu przewoźnik, jakim była kolej. Niższa cena biletów oraz krótszy średnio o około 25% czas podróży, w stosunku do osobowych połączeń kolejowych (Regio), proponowane przez obie firmy oraz regularne, takie same w przypadku kursów w obu kierunkach i łatwe do zapamiętania godziny odjazdów, oferowane przez firmę INTER sp. z o. o., spotkały się z dużą popularnością wśród podróżnych. Niestety, przewoźnicy kolejowi, zaangażowani w skomplikowane przekształcenia organizacyjne, borykający się z problemami finansowymi oraz remontami infrastruktury, nie zawsze potrafili dostatecznie szybko i skutecznie zareagować na pojawiającą się konkurencję.

Literatura

- [1] Gałek P., *Analiza konkurencyjności pasażerskich linii komunikacyjnych Kraków–Jarosław oraz Kraków–Katowice realizowanych w firmie Alter sp. z o. o.*, praca dyplomowa, promotor: dr inż. Waldemar Parkitny, Politechnika Krakowska, Kraków 2010.
- [2] „Małopolska 2015” Strategia rozwoju Województwa Małopolskiego na lata 2007–2013, Załącznik nr 1/I do Uchwały nr XLI/527/2006 Sejmiku Województwa Małopolskiego z dnia 30.01.2006.
- [3] Parkitny W., *Czynniki ryzyka w miejskiej komunikacji zbiorowej*, II Konferencja Naukowa pt. „Systemy transportowe”, Katowice, 8.09.2004, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria: Transport, 2004.
- [4] Parkitny W., *Elements of Marketing Mix in Case of Low Cost Airlines in Poland*, 6-th European Conference of Young Research and Science Workers in Transport and Telecommunications, TRANSCOM 2005, Žilina 27–29.06.2005.
- [5] Parkitny W., *Park & Ride and railway station’s parking in Małopolska and Podkarpackie regions in Poland*, CMDTUR 2009, Žilina 4–5.11.2009.
- [6] Rozkład odjazdów autobusów z dworca autobusowego w Katowicach.
- [7] Rozkład odjazdów autobusów z Regionalnego Dworca Autobusowego w Krakowie.
- [8] Rozkłady jazdy autobusów ALTER sp. z o.o. oraz INTER sp. z o.o.
- [9] Rozkłady jazdy autobusów Uni-Bus.
- [10] *Starocie na torach*, Dziennik Polski, 26.04.2011.
- [11] Starowicz W. *Kształtowanie jakości usług przewozowych w miejskim transporcie zbiorowym*, Wydawnictwo Naukowe Uniwersytetu Szczecińskiego, Szczecin 2001.
- [12] Strategia Rozwoju Województwa Małopolskiego, Kraków 2000.
- [13] Strategia Rozwoju Województwa Śląskiego „Śląskie 2020”, Katowice, luty 2010.
- [14] Rozkład PKP (www.rozklad-pkp.pl).
- [15] Cennik Inter (www.bus-inter.pl/cennikKK.php).

PRZEMYSŁAW PASTUSZAK*, GRZEGORZ ZAJĄC**

ANALIZA EFEKTYWNOŚCI PORTOWYCH KONTENEROWYCH SYSTEMÓW PRZEŁADUNKOWYCH

THE ANALYSIS OF HARBOUR CONTAINER HANDLING SYSTEM EFFICIENCY

Streszczenie

W artykule przedstawiono krótki zarys historyczny rozwoju portów kontenerowych i statków do przewozu kontenerów. Omówiono podstawowe procesy zachodzące przy przeładunku kontenerów w portach kontenerowych. Przeanalizowano efektywność 15 najbardziej znaczących z punktu widzenia gospodarki globalnej portów kontenerowych zlokalizowanych w Azji, Europie i USA. Z przeprowadzonej analizy wynika, że systemy przeładunkowe oparte na suwnicach bramowych charakteryzujące się największą wydajnością pozwalają na efektywniejsze wykorzystanie powierzchni portów i pełną automatyzację procesu przeładunku.

Słowa kluczowe: port kontenerowy, efektywność, systemy przeładunkowe

Abstract

Short history of container ports and container ships development is shown in this paper. Furthermore basic processes taking place during container transshipment are presented. Effectiveness of fifteen most meaningful ports over the world is analyzed. The analysis shows that transshipment system based on Rail-mounted gantries offers best efficiency, allowing most effective use of space in ports and enabling full automatization of transshipment process.

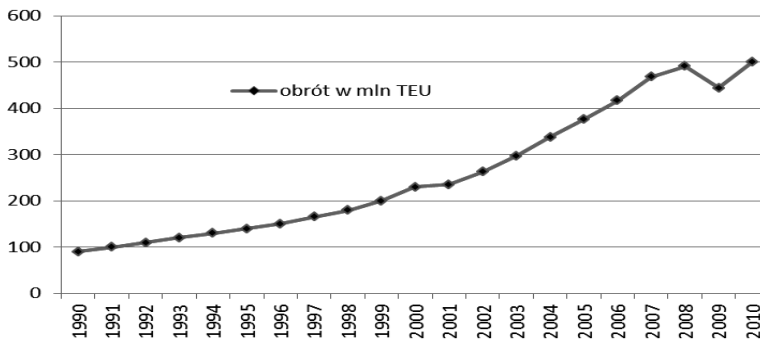
Keywords: container port, efficiency, handling systems

* Mgr inż. Przemysław Pastuszak, Instytut Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

** Dr inż. Grzegorz Zajac, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Kontenery zaczęto wykorzystywać na większą skalę w połowie lat pięćdziesiątych, kiedy portowe prace przeładunkowe stawały się coraz bardziej czasochłonne i kosztochłonne. Wdrożona została wtedy koncepcja formowania dużych i jednolitych jednostek ładunkowych, która miała za zadanie przyspieszyć i uprościć prace przeładunkowe w porcie – tak powstał kontener. Dzięki swoim licznym zaletom bardzo szybko znalazł zastosowanie w wielu środkach transportu i gałęziach przemysłu. Od tamtego czasu transport kontenerowy ciągle wzrasta. Na rysunku 1 przedstawiono rozwój obrotów kontenerowych w latach 1990–2010. W 2010 roku zaobserwowano około pięciokrotny wzrost w stosunku do roku 1990, chwilowy spadek w roku 2009 spowodowany był światowym kryzysem finansowym.



Rys. 1. Rozwój obrotów kontenerowych na świecie w latach: 1990–2010 [1, 9]

Fig. 1. Development of world container turnover in the years: 1990–2010 [1, 9]

Wynikiem wzrostu transportu kontenerowego jest znaczne zwiększenie wielkości portów morskich i ładowności kontenerowców (rys. 2). Co za tym idzie, niezbędne jest zapewnienie szybkiego procesu przeładunku przy jednoczesnym zapewnieniu jakości i bezpieczeństwa. Nowoczesne porty kontenerowe, aby sprostać tym wymaganiom, wprowadzają zautomatyzowane systemy przeładunkowe.

Przykładem wzrostu ładowności kontenerowców może być największy obecnie statek tego typu – Emma Maersk, należący do duńskiego przedsiębiorstwa A.P. Moller – Maersk Group, który jest w stanie pomieścić 14770 TEU (*twenty-feet equivalent unit* – kontenerów dwudziestopopowych). Jednak jak już wcześniej wspomniano, notowany jest stały wzrost, zarówno przewozów kontenerowych, jak i wielkości kontenerowców (rys. 1, 2). Wspomniana firma podpisała kontrakt na wykonanie dziesięciu kontenerowców klasy Triple-E do roku 2015, które będą mieścić po 18 tys. TEU każdy. Oprócz tego mają się charakteryzować ekonomią skali, wydajnością oraz być przyjazne dla środowiska [6].

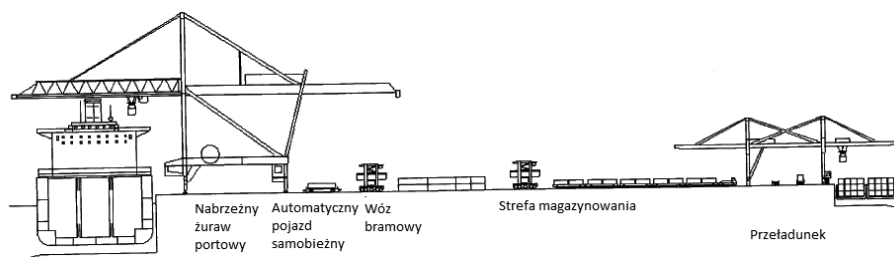


Rys. 2. Wzrost ładowności kontenerowców na przełomie lat: 1996 do 2013 [7]

Fig. 2. The increase of container capacity at the turn of years: 1996 to 2013 [7]

2. Procesy przeładunkowe w porcie kontenerowym

W terminalach kontenerowych kontenery są przeładowywane z jednego środka transportu na inny. Wewnątrz terminalu, do przeładunku kontenerów ze statku na barki, ciężarówkę, pociągi i odwrotnie, używane są różne urządzenia. Kontenery mogą być bezpośrednio przeładowane z jednego środka transportu na drugi lub przez pewien okres składowane w porcie, w specjalnie do tego wyznaczonej strefie magazynowej.



Rys. 3. Proces rozładunku i załadunku statku [5]

Fig. 3. Process of unloading and loading a ship [5]

Proces ten może być rozłożony na poszczególne podprocesy. Gdy statek przybywa do portu, importowane kontenery należy rozładować. Odbywa się to dzięki nabrzeżnym żurawiom portowym (*Quay Cranes – QCs*). Następnie kontenery przenoszone są za pomocą specjalnych pojazdów do strefy magazynowania, gdzie w wytyczonych rzędach układane są w stopy. Poszczególne rzędy obsługiwane są przez systemy dźwigów lub wozów bramowych (*Straddle Carriers – SCs*), które mogą jednocześnie transportować kontenery i je składować. Możliwe jest także używanie wyspecjalizowanych pojazdów do transportu kontenerów. Gdy

pojazd przewożący kontener przyjeżdża do strefy magazynowania, może zostawić kontener w wyznaczonym miejscu lub zostać rozładowany przez pracujących w strefie magazynowania żuraw (*Automated Stacking Cranes – ASCs*). Następnie kontenery transportowane są do środków transportu takich jak barki, kontenerowce, ciężarówki czy pociągi. W przypadku eksportu kolejność jest odwrotna. Opisane procesy przedstawione są na rys. 3.

Porty kontenerowe różnią się między sobą układem, wielkością, funkcją, jednak składają się na ogół z takich samych podobszarów. Załadunek i rozładunek statku odbywa się dzięki nabrzeżnym żurawiom portowym. Zarówno kontenery importowane, jak i eksportowane znajdują się w strefie magazynowania. Osobno składowane są kontenery chłodnicze (ponieważ potrzebują energii elektrycznej), kontenery z materiałami niebezpiecznymi oraz kontenery puste. Lądowy obszar obsługi portu zapewnia łączność z zewnętrznym środkami transportu [4].

3. Urządzenia transportu bliskiego

W większości terminali kontenerowych używa się załogowych urządzeń transportu bliskiego. Niektóre są częściowo zautomatyzowane (port w Algeciras *semi-automated*), inne w pełni zautomatyzowane (port w Rotterdamie *fully-automated*). W pierwszym przypadku zautomatyzowany został proces składowania kontenerów w stopy (*Automated Stacking Cranes – ASCs*). Na rysunku 4 pokazano szynową suwnicę bramową działającą w systemie ASCs. Natomiast w drugim przypadku proces transportu kontenerów został zautomatyzowany zarówno w strefie magazynowania, jak i między żurawiami nabrzeżnymi a strefą magazynowania. Odbywa się to za pomocą pojazdów sterowanych automatycznie, bez bezpośredniego zaangażowania człowieka (*Automated Guided Vehicles – AGVs*). Należy jednak zaznaczyć, że w obu przypadkach nabrzeżne żurawie portowe dalej obsługiwane są przez człowieka [5]. Na rysunku 5 przedstawiono nabrzeżny żuraw portowy. Wybór systemu ma zasadniczy wpływ na wzrost efektywności i wielkość poniesionych kosztów. Zautomatyzowane systemy wprowadzane są w krajach, gdzie siła robocza jest droga.

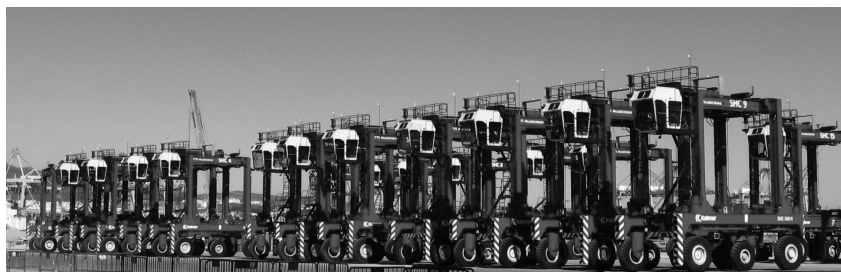


Rys. 4. Szynowe suwnice bramowe
Fig. 4. Rail-mounted gantry (RMG)



Rys. 5. Nabrzeżny żuraw portowy
Fig. 5. Quay Crane

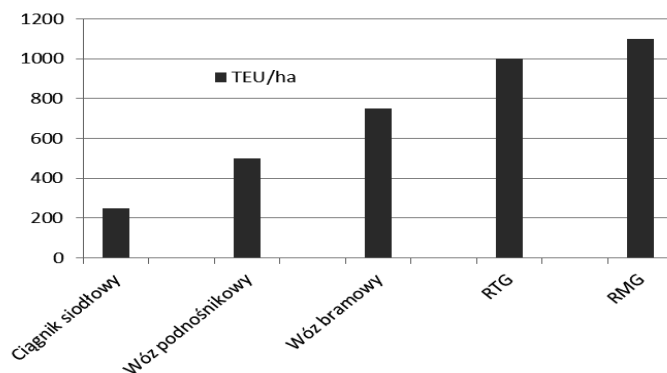
Różnego typu pojazdy mogą być używane do transportu kontenerów pomiędzy nabrzeżem a strefą magazynowania. Podobna sytuacja zachodzi przy transporcie kontenerów pomiędzy strefą magazynowania a zewnętrznymi środkami transportu. Najbardziej popularnym sposobem transportu są załogowe ciągniki siodłowe z kilkoma naczepami bądź zautomatyzowane pojazdy samobieżne (*Automated Guided Vehicles* AGV) lub samozaładowcze pojazdy samobieżne (*Automated Lifting Vehicles* – ALVs). Mimo swoich zalet pojazdy typu ALV (zdolność do samozaładunku, tym samym przyspieszenie procesu rozładunku/załadunku) niestety nie są na razie rozpowszechnione [10].



Rys. 6. Wozy bramowe

Fig. 6. Straddle carriers (SCs)

Na rysunku 7 przedstawiono dane porównawcze wydajności różnego typu urządzeń przeładunkowych pracujących w strefie magazynowania wyrażone w liczbie TEU, które mogą być składowane na jednym hektarze. Zaobserwowano, że najbardziej wydajna okazała się szynowa suwnica bramowa RMG (*rail-mounted gantry*) pracująca w systemie ASCs. Nieznacznie mniejszą wydajność ma suwnica RTG (*rubber tyred gantry*). Kolejne urządzenia pod względem wydajności charakteryzuje znaczna dysproporcja w stosunku do suwnicy bramowej RMG.



Rys. 7. Wydajność urządzeń przeładunkowych w porcie kontenerowym [10]

Fig. 7. Efficiency of handling systems in container port [10]

Dodatkowy rodzaj transportu to wozy składownicze (*reach stackers*). Zazwyczaj stosowane do transportu kontenerów na krótkich odległościach, tym samym rozpowszechnione w małych i średnich punktach przeładunkowych. Ich zaletami są mobilność i możliwość składowania kontenerów w stosy. Owe środki transportowe nie były brane pod uwagę przy analizie efektywności portów kontenerowych.

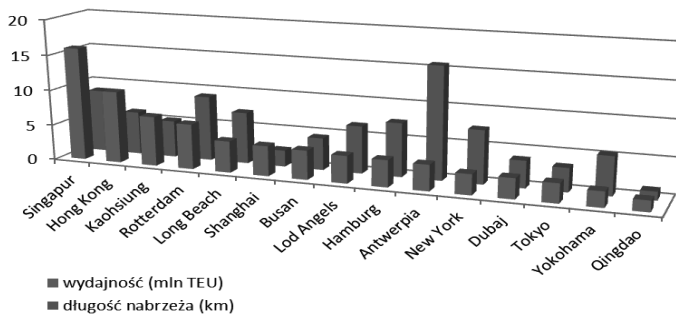
4. Wydajność portów kontenerowych

Porty kontenerowe są dostawcami usług dla linii żeglugowych i przedsiębiorstw zajmujących się transportem lądowym. Wydajność nie może być wyrażona jedną wartością, ponieważ musi stanowić odniesienie dla wielu odbiorców. Na Konferencji Narodów Zjednoczonych do spraw Handlu i Rozwoju (UNCTAD) w 1976 roku zasugerowano podział wskaźników efektywności portów kontenerowych na finansowe i operacyjne. Wśród wskaźników finansowych znalazły się między innymi: dochód pieniężny miejsca postoju statku na tonę ładunku, koszt siły roboczej czy koszty sprzętu na tonę ładunku. Natomiast wskaźniki operacyjne zostały podzielone na: opóźnienie statku, czas oczekiwania na wejście do portu, czas obsługi, liczbę zatrudnionych robotników potrzebnych do obsługi jednego statku, liczbę przeładowanych ton ze statku na godzinę.

Główne prace prowadzone w celu zwiększenia efektywności portów kontenerowych są prowadzone w kierunku:

- optymalnej długości nabrzeża (ilości miejsc postoju statków),
- wykorzystaniu nabrzeżnych żurawi portowych,
- czasu rozładunku kontenerowców,
- odpowiedniego rozmieszczenia ładunku na kontenerowcach,
- optymalizacji prac prowadzonych w strefie magazynowania [2].

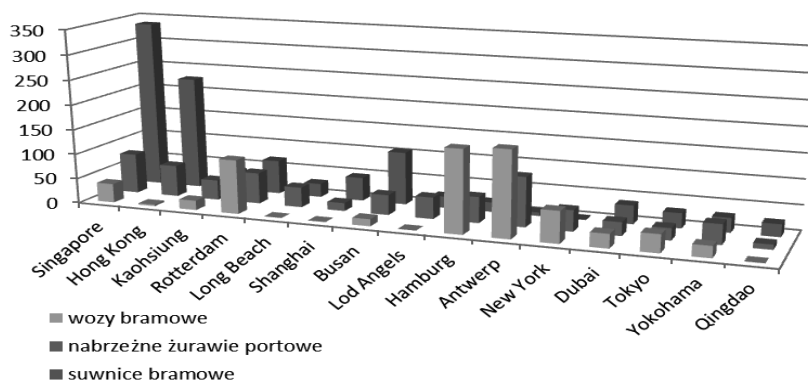
Do analizy wybrano dane dotyczące piętnastu największych portów leżących na głównych trasach morskich na świecie. Na rysunku 8 porównano wydajność w mln TEU do długości nabrzeża. Jak pokazano, długość nabrzeża ma znaczny wpływ na wzrost wydajności portów kontenerowych.



Rys. 8. Zestawienie wydajności w mln TEU i długości nabrzeża wybranych portów kontenerowych na świecie [2]

Fig. 8. Statement performance in million TEUs and length of the quay selected container ports in the world [2]

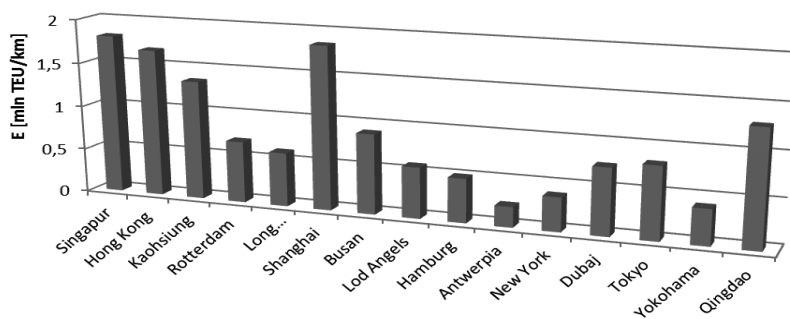
Następny wykres obrazuje liczbę wozów bramowych, nabrzeżnych żurawi portowych oraz suwnic w wybranych portach kontenerowych na świecie. Zaobserwowano, że porty które użytkują większą ilość urządzeń przeładunkowych są wydajniejsze, tym samym w większości przypadków czas obsługi statków jest krótszy.



Rys. 9. Ilość urządzeń przeładunkowych w wybranych portach kontenerowych na świecie [2]

Fig. 9. Number of handling facilities at selected container ports in the world [2]

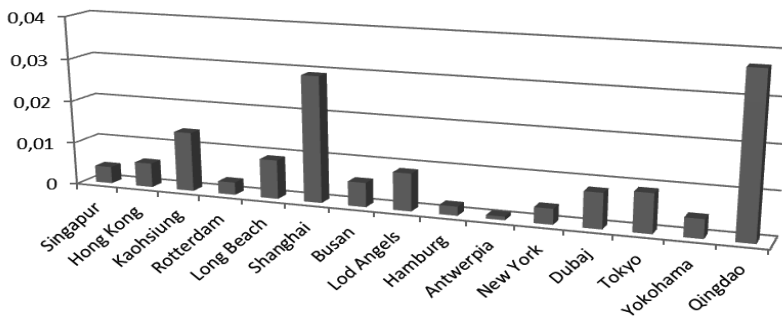
Następnie wprowadzono pomocniczy współczynnik efektywności E w celu lepszego zobrazowania wydajności wybranych portów kontenerowych (rys. 11).



Rys. 10. Wydajność wybranych portów kontenerowych wyrażona w mln TEU w stosunku do długości nabrzeża

Fig. 10. Efficiency of selected container ports, expressed in million TEUs in relation to the length of the quay

Kolejny wykres ilustruje stosunek efektywności E do ilości urządzeń przeładunkowych w porcie kontenerowym (rys. 11).



Rys. 11. Stosunek wydajności E do ilości urządzeń przeładunkowych w wybranych portach kontenerowych

Fig. 11. E-performance ratio to the amount of handling equipment in selected container ports

5. Wnioski

Obserwowany jest stały wzrost obrotów kontenerowych na świecie. W latach 2000–2001 w wyniku pogorszenia światowej koniunktury gospodarczej został on chwilowo spowolniony. Widoczny spadek odnotowano w roku 2009 podczas ogólnoswiatowego kryzysu gospodarczego, jednak wystarczył rok, aby obrót kontenerowy zaczął znowu wzrastać. Podobna tendencja utrzymuje się w rozwoju portów kontenerowych i kontenerowców. Statki nowej klasy nie tylko charakteryzują się skalą, ale także ekonomią i ekologią. Co za tym idzie, koszty transportu towarów między kontynentami maleją, a produktywność portów kontenerowych staje się bardzo ważnym elementem światowej gospodarki.

Podstawą do zwiększenia efektywności jest zrozumienie procesów zachodzących w porcie, dlatego też poszczególne operacje są bardzo szczegółowo analizowane. Kluczową rolę tutaj odgrywa zastosowanie technologii informacyjnych. Kolejnym aspektem jest położenie terminalu kontenerowego w łańcuchu dostaw. W dużym stopniu jest on zależny od zewnętrznych środków transportu.

Jednym ze sposobów zwiększenia efektywności portów kontenerowych jest ich zautomatyzowanie. Można jednak zauważyć, że następuje to tylko w krajach, gdzie siła robocza jest droga w stosunku do inwestycji, jakie muszą być poczynione na zakup nowych urządzeń. Przykład może stanowić nowoczesny port w Rotterdamie. Wydajność urządzeń pracujących w systemach AGVs lub ASCs jest znacznie wyższa od załogowych urządzeń przeładunkowych, jednak wymaga dużych nakładów finansowych.

Ograniczeniem przy zwiększaniu efektywności mogą się okazać czynniki naturalne. Obszar portów, wielkość cieśnin i kanałów morskich czy głębokość są limitowane. Przykładowo istnieją tylko dwa porty, na świecie, które są w stanie obsłużyć statki o zanurzeniu do 21 m, mianowicie Rotterdam i Singapur. Ponadto, wraz ze wzrostem wielkości maleją możliwości manewrowe statków.

Literatura

- [1] Bildarchiv-hamburg (<http://www.bildarchiv-hamburg.de>).
- [2] Cullinane K., Dong-Wook S., Wang T., *The Application of Mathematical Programming Approaches to Estimating Container Port Production Efficiency*, Journal of Productivity Analysis, 24, 2005, 73-92.
- [3] Daszkiewicz A., *Kontenery i konteneryzacja w transporcie morskim*, Wirtualny leksykon transportu i logistyki.
- [4] Günther H.O., Kap-Hwan Kim., *Container terminals and terminal operation*, Springer-Verlag 2006.
- [5] Iris F.A. Vis, Rene de Koster., *Transshipment of containers at a container terminal: An overview*, European Journal of Operational Research, 147 (2003), 1-16.
- [6] Moller A.P. – Maersk Group (<http://www.maersk.com>).
- [7] Next Big Future (<http://www.nextbigfuture.com>).
- [8] Steenken D, Voß S., Stahlbock R., *Container terminal operation and operations research – a classification and literature review*, OR Spectrum 26: 3–49, 2004.
- [9] The World Bank – Container port traffic (<http://www.worldbank.org>).
- [10] Vis I.F.A., Harika I., *Comparison of vehicle types at an automated container terminal*, OR Spectrum, 26, 2004, 117-143.

TADEUSZ PIECHOWIAK*

OBLICZENIA HAMULCA WÓZKA TRAMWAJOWEGO

CALCULATIONS OF THE TRAM BOGIE BRAKE

Streszczenie

Skonstruowany pod kierunkiem Politechniki Poznańskiej nowy wózek tramwajowy dla toru o prześwicie 1000 mm wymagał również zaprojektowania układu hamulcowego. Jest to klasyczny układ hamulcowy tramwaju, należało jednak dokonać obliczeń jego mocy na podstawie aktualnych przepisów, dla stwierdzenia zgodności z normami. Artykuł został przedstawiony w ramach realizacji projektu rozwojowego N R10 0037 06, realizowanego na Politechnice Poznańskiej [1] i firmie Modertrans, współfinansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.

Słowa kluczowe: tramwaj, hamulce

Abstract

Constructed under management of Poznań University of Technology tram bogie for 1000 mm track required designing of the brake. It is classic tram brake system, but the brake power calculations of the actual regulations have to be performed for state conformity with actual standards. The paper was realized in the Poznań University of Technology and Modertrans firm in the frame of research project N R10 0037 06 co financed of The National Center of Research and Development.

Keywords: tram car, brake

* Dr hab. inż. Tadeusz Piechowiak, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

Oznaczenia

t_e	–	ekwiwalentny czas odpowiedzi do uruchomienia hamowania [s]
t_c	–	całkowity czas hamowania
$t_{10(90)}$	–	czasy do 10% (lub 90%) wartości siły hamowania
a_e	–	ekwiwalentna stała wartość opóźnienia hamowania
a_μ	–	opóźnienie hamowania na umownej granicy przyczepności
s	–	droga hamowania [m]
v_0	–	prędkość początku hamowania [m/s]
v_1	–	prędkość maksymalna umownej granicy przyczepności
m	–	masa pojazdu
P	–	moc hamownia

1. Wstęp

Wózek tramwajowy dla toru o prześwicie 1000 mm jest propozycją modernizacji wózków tramwaju serii 805 (105N) w miastach o tej szerokości toru, w celu przedłużenia żywotności tego taboru i polepszenia właściwości biegowych i eksploatacyjnych. Wózek cechuje się wieloma nowocześniejszymi rozwiązaniami, w porównaniu z klasycznymi wózkami tramwaju 805.

Hamulce proponowanego wózka są takie same jak w tramwaju typu 805, należało jednak zweryfikować ich nastawy z wymaganiami danymi w aktualnych normach.

Hamowanie analizowanego typu wózka może być realizowane:

- hamulcem elektrodynamicznym wykorzystującym silniki trakcyjne przestawione na pracę prądnicową,
- hamulcem ciernym bębnowym mocowanym na wałach silników,
- hamulcem ciernym szynowym.

Sterowanie jazdą tramwaju odbywa się nastawnikiem jazdy zwanym rozrusznikiem. Służy on zarówno do sterowania jazdą, jak i hamowaniem i wybiegiem. Hamowanie pojazdu sterowane jest z założenia pozycjami rozrusznika (hamowanie elektrodynamiczne). Hamowanie hamulcami bębnowymi sterowane luzownikiem dokonywane jest automatycznie tylko przy niewielkich prędkościach jazdy (poniżej 5 km/h) z powodu zmniejszającej się siły hamowania elektrodynamicznego. Hamulec bębnowy nie pobiera prądu w stanie zahamowanym (docisk hamulca siłą sprężyny) i służy równocześnie jako hamulec postojowy. Uruchamiany jest również przy dezaktywacji czuwaka.

Hamulec szynowy cierny służy jako dodatkowy hamulec do hamowania nagłego. Uruchamiany jest on np. w końcowych pozycjach hamowania rozrusznikiem lub po dezaktywacji czuwaka. Służy on zatem jako hamulec dodatkowy przy hamowaniu nagłym.

2. Normy dotyczące hamowania tramwajów

2.1. Norma europejska EN 13452-1

Normą europejską dotyczącą wymagań hamowności pojazdów transportu miejskiego jest EN 13452-1 [2] wprowadzona w 2003 roku. Dotyczy ona tramwajów, metra, pojazdów podmiejskich i lekkich kolei.

W transporcie miejskim, podobnie jak w pociągach kolejowych, pociągiem określa się skład poruszających się wspólnie pojazdów, chociaż w tym przypadku może to być np. tramwaj. Pociągi, których dotyczy norma są w większości przypadków prowadzone widocznością prowadzącego, w odróżnieniu od pojazdów kolejowych prowadzonych sygnalizacją.

Norma rozróżnia różne rodzaje hamowań, m.in.:

- hamowania służbowe,
- hamowanie nagłe,
- hamowanie bezpieczeństwa,
- hamowanie unieruchamiające,
- hamowanie utrzymujące zatrzymany pociąg,
- hamowanie postojowe.

W normie rozróżniane jest hamowanie nagłe od hamowania bezpieczeństwa.

W hamowaniu nagłym celem jest maksymalne bezpieczeństwo pasażerów, obsługi i osób postronnych, w hamowaniu bezpieczeństwa celem jest zwiększona pewność hamowania, hamulec może mieć mniejszą moc niż dla hamowania nagłego lub służbowego.

Rozróżniane są również różne rodzaje hamowania stojącego pociągu. Hamowanie unieruchamiające utrzymuje zatrzymany pociąg z pasażerami w wymaganym czasie, hamowanie postojowe natomiast polega na utrzymaniu trwale nieruchomo pociągu na torze nachylonym. Wynikać z tego mogą różne systemy hamowania stojącego pociągu. W przypadku wózków tramwaju 105N nie ma tak dużego zróżnicowania układów hamulcowych, gdyż hamulec unieruchamiający jest jednocześnie hamulcem postojowym.

Hamowność pociągu w transporcie miejskim określana jest ogólnie średnim opóźnieniem hamowania.

Zakres rzeczywistych przyspieszeń jest wstępnie podzielony jest na 3 przedziały:

- opóźnienia uruchomienia hamowania oznaczonego t_{10}
- narastania przyspieszenia opóźnienia (między t_{10} i t_{90})
- stałej wartości opóźniania hamowania (pełnego hamowania) poza t_{90} (rys. 1).

Następnie czas hamowania uśredniany jest na dwa przedziały:

- do t_e ,
- poza t_e – zakres o stałej wartości opóźnienia hamowania a_e .

Droga hamowania dla przyjętego w uproszczeniu modelu hamowania ma postać:

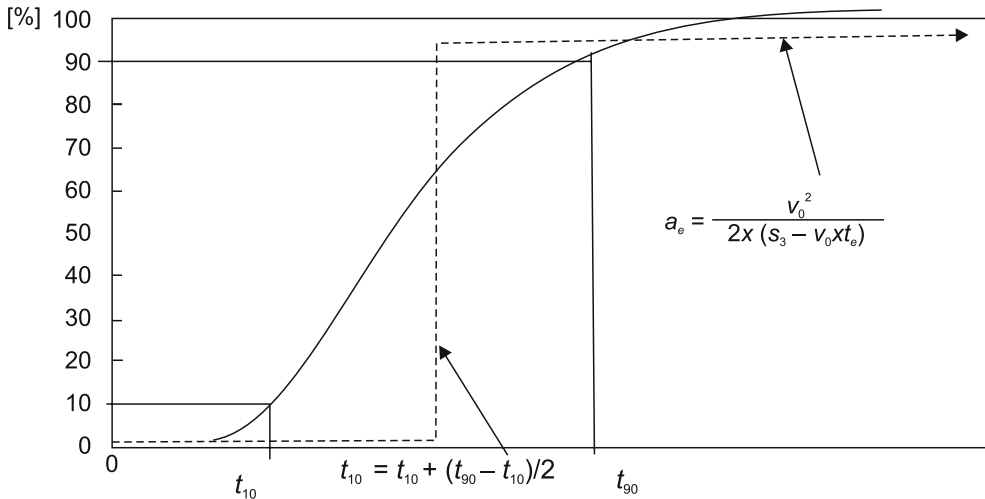
$$s = v_0 \cdot t_e + \frac{v_0^2}{2a_e} \quad (1)$$

Dzieli ona hamowania nagłe na sposoby tego typu hamowań:

- hamowanie nagłe 1 – wywołane czuwakiem,
- hamowanie nagłe 2 – wywołane alarmem pasażera,
- hamowanie nagłe 3 – uruchamiane przez prowadzącego pociąg sterowaniem hamowania,
- hamowanie nagłe 4 – uruchamiane przez upoważnioną osobę z innego miejsca niż sterowanie hamowania.

Wskazuje się, że stosując zwrot „hamowanie nagłe”, należy podawać typ tego hamowania zgodnie z powyższą nomenklaturą.

EN 13452-1 analizuje hamowność pociągu dla hamowania nagłego dla stanów: próżny do brutto z pasażerami siedzącymi i 4 pasażerami stojącymi na m² ważącymi po 75 kg (tabela 1).



Rys. 1. Rzeczywista i uproszczona zależność opóźnienia pociągu od czasu [1]

Fig. 1. Real and simplified dependence of train retardation in time [1]

Norma wyszczególnia 4 rodzaje pociągów, w referacie przedstawiono jedynie parametry liczbowe dotyczące hamowania tramwajów. Norma określa z jednej strony minimalne żądane wartości, ale z drugiej strony także wartości maksymalne ze względu na bezpieczeństwo i komfort pasażerów. Wartości maksymalne są opisane maksymalnym opóźnieniem i maksymalnym szarpnięciem, czyli prędkością narastania siły hamowania mierzona w m/s³. Są one na tyle duże, że nie chodzi tu o rzeczywisty „komfort”, raczej by pasażerowie nie poprzewracali się lub nie doznali uszkodzeń ciała.

Dla wózka przedstawionego tramwaju czas do uruchomienia hamulca tramwaju jest bardzo mały, równy przestawieniu styków elektrycznych rozrusznika, czyli czas t_{10} uruchomienia hamulca w przypadku tramwaju sterowanego elektromechanicznie można pominąć. Czas narastania siły hamowania jest również niewielki (hamowanie sterowane elektrycznie) i ma niewielki wpływ na średnie przyspieszenie hamowania, natomiast bardziej istotne staje się przedstawione wcześniej szarpnięcie.

Tabela 1

Minimalne i maksymalne wartości hamowania uruchamiane przez prowadzącego tramwaj

Rodzaj transportu	Hamowanie minimalne nagłe		Hamowanie maksymalne	
	minimalne ekwiwalentne opóźnienie [m/s ²]	maksymalny czas odpowiedzi t_e [s]	maksymalne chwilowe opóźnienie [m/s ²]	maksymalne średnie szarpnięcie [m/s ³]
Hamowanie służbowe	do 1,2	1,5	2	1,5
Hamowanie nagłe 1	1,2	1,5	2,5	4
Hamowanie nagłe 3	2,8	0,85	5	8

Przypadki hamowania nagłego 1 i 3 dla analizowanego tramwaju są tożsame.

2.2. Norma krajowa

Krajowym odnośnikiem mocy hamowania są przepisy zawarte w Rozporządzeniu Ministra Infrastruktury nr 343 z dnia 28 stycznia 2011 lub 344 z dnia 2 marca 2011 r. [3, 4]. Pomimo że cytowane Rozporządzenia są nowsze niż EN 13452-1, opierają się one na kryteriach krajowych sprzed 10 lat.

Norma krajowa zakłada próby hamowania:

- tramwaju nieobciążonego,
- jazdę z ustalonej prędkości 30 km/h.

W normie krajowej kryteriami hamowności są droga hamowania i średnie opóźnienie tramwaju. Ponieważ wartości te korelują ze sobą, wybrano przyspieszenie jako odpowiadające normie europejskiej.

W tabeli 2 przedstawiono wybrane parametry liczbowe z omawianych rozporządzeń.

Tabela 2

Minimalne parametry hamowania tramwajów wyprodukowanych po 1 stycznia 2005 r. dla hamowania wagonu próżnego z prędkości 30 km/h

Hamowanie	Droga hamowania [m]	Opóźnienie hamowania [m/s ²]
Nagłe	11,5	3,0
Robocze lub awaryjne	24,8	1,4
Bezpieczeństwa	19,3	1,8

3. Określenie hamowności tramwaju 105N z nowymi wózkami

W niniejszej publikacji przeanalizowano hamowność tramwaju w porównaniu z normą europejską i krajową.

Przyjęto następujące masy tramwaju:

- masa wózka 4000 kg,
- masa pudła 8800 kg,
- łączna masa tramwaju próżnego 16 800 kg,
- masa pojazdu brutto ok. 26 000 kg. Jako masę brutto przyjęto masę podawaną przez producenta, zamiast obciążenia 4 osoby/m² wg EN 13452-1, ponieważ przyspieszenie wagonu obciążonego nie stanowi wartości krytycznej.

Układ hamulcowy przedstawianego wózka posiada mniej wariantów hamowania niż przedstawione w normie EN 13452-1, ale spełnione są wymagania wszystkich wariantów hamowania.

Hamowanie nagle uruchamia wszystkie rodzaje hamulców. Zakłada się, że przy dezaktywacji (puszczeniu pedału) czuwaka hamulec bębnowy jest uruchomiony od prędkości 30 km/h.

Głównym hamulcem tego tramwaju jest hamulec elektrodynamiczny wykorzystujący silniki trakcyjne pracujące w trybie prądnicowym. Wytwarzają one siłę hamowania w pierwszym przybliżeniu odwrotnie proporcjonalną do chwilowej prędkości jazdy, a dla mniejszych prędkości jazdy ograniczoną przyczepnością koło–szyna.

W hamowaniu elektrodynamicznym moc hamowania równa jest w przybliżeniu mocy silników elektrycznych. Ta moc silnika elektrycznego nie jest jednoznaczna, gdyż wyróżnić można moc ciągłą i moc chwilową. Moc ciągła wynika głównie z ograniczenia nagrzewaniem i jest odnośnikiem dla celów trakcyjnych. Ponieważ nie było ściślejszych danych dotyczących nagrzewania silników, wybrano bardziej niekorzystny wariant, gdy silniki osiągnęły wcześniej temperaturę maksymalną, moc hamowania będzie teoretycznie równa ciągłej mocy znamionowej silnika.

Przewidziane silniki tramwaju to alternatywnie: silnik prądu stałego LTd 220 o mocy ciągłej 41,5 kW lub silnik prądu zmiennego STDa 200-L4 o mocy ciągłej 50 kW.

Dla prędkości 30 km/h i przy średnim współczynniku przyczepności 0,25 (przyjętym dla szyn suchych), siła hamowania silników elektrycznych będzie ograniczona przyczepnością do wartości $168\,000\text{ N} \cdot 0,25 = 42\,000\text{ N}$, co równocześnie będzie dawało opóźnienie tramwaju w tym zakresie równe $2,5\text{ m/s}^2$. Podana wartość siły hamowania jest bardzo zbliżona do siły hamowania tego tramwaju (ograniczonej przyczepnością) daną w [4].

Wykres przebiegu opóźnienia od 30 km/h z silnikami LTd 220 przedstawiono na rys. 2.

Dokonując operacji matematycznych:

$$dt = \frac{dv}{a} = (v \cdot m \cdot dv) / P \quad (2)$$

całkując obustronnie, otrzyma się:

$$t_c = \frac{m}{P} \int_{v_0}^{v_1} v dv + \int_{v_1}^0 \frac{1}{a_{\mu}} dv \quad (3)$$

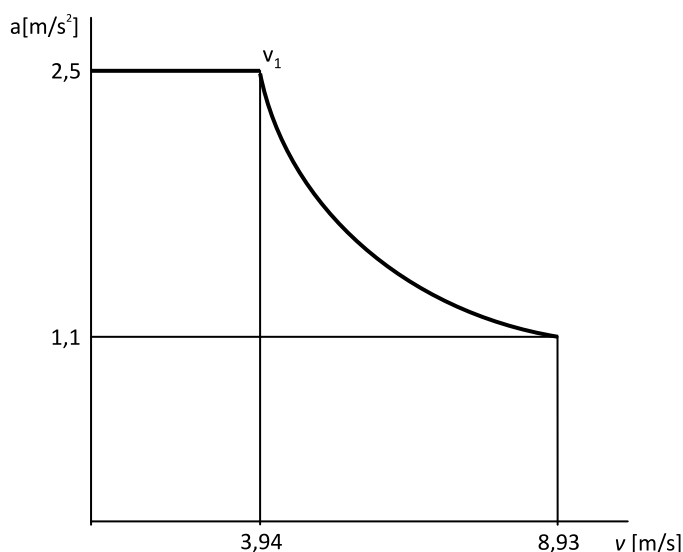
gdzie $v_1 = \frac{P}{N \cdot a_\mu}$.

Po całkowaniu w obu obszarach otrzyma się sumaryczny czas hamowania:

$$t_c = 3,24 + 1,58 = 4,82$$

Średnie opóźnienie hamowania elektrodynamicznego wyniesie:

$$a = v/t_c = 1,85 \text{ m/s}^2$$



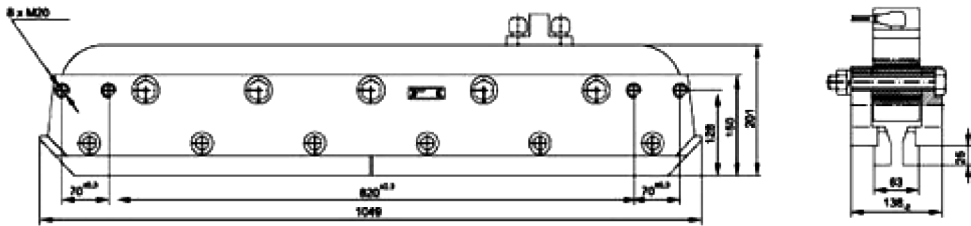
Rys. 2. Opóźnienie hamowania tramwaju hamulcem elektrodynamicznym

Fig. 2. Tram braking retardation of the electrodynamic brake

Elektromagnetyczny hamulec szynowy stanowią dwa elektromagnesy prądu stałego zawieszony na korpusach łożysk osiowych. Elektromagnesy te po wzbudzeniu na skutek działania sił magnetycznych przywierają do szyn, powodując powstanie siły hamującej.

Hamulec szynowy elektromagnetyczny HS-6/40 firmy APAREL posiada znamionową siłę docisku hamulca 60000 N. Przy działających 4 hamulcach siła ta osiąga 240 000 N.

Przyjęto średnią wartość współczynnika tarcia $\mu = 0,2$. Jest to wartość mniejsza niż współczynnik przyczepności, gdyż prędkość poślizgu hamulca jest równa prędkości jazdy. Przy masie tramwaju tara równej 16 800 kg i średnim współczynniku tarcia 0,2 daje to nominalne opóźnienie hamowania tym hamulcem 2,86 m/s².



Rys. 3. Hamulec szynowy HS-6/40 firmy APAREL [5]

Fig. 3. Rail brake HS-6/40 of the APAREL firm [5]

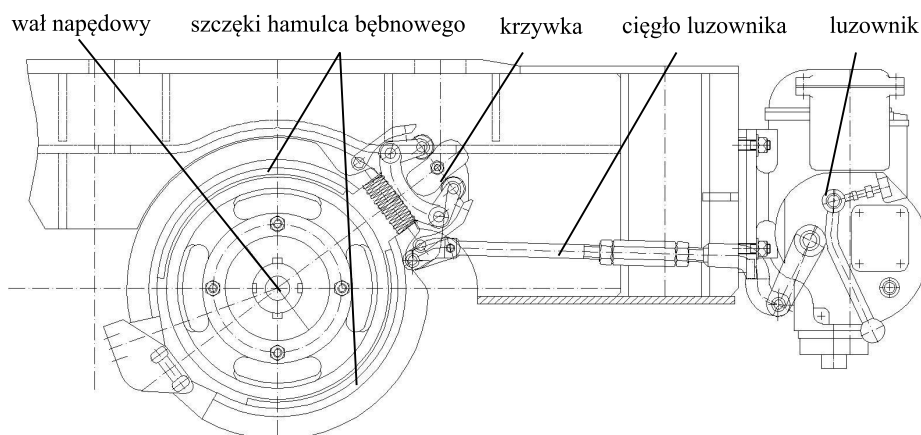
Hamulec bębnowy pracuje na wale napędowym i poprzez przekładnię przykołową działa na zestaw kołowy. Przekładnia ta ma przełożenie 7,17:1, co powoduje, że hamulec bębnowy cechuje się znaczną skutecznością. Ciężko luzownika może oddziaływać z nominalną siłą 687 N na układ dźwigniowy, a następnie na krzywkę. Ponieważ aktualna średnica działania krzywki zmienia się, można ją jedynie oszacować. Wzmocnienie siły ciężła działającej przez dźwignię i krzywkę wynosi ok. 6,5. Pomija się niewielki kąt działania siły rozpychającej dźwignie wywołany krzywizną krzywki. W dalszym ciągu siła przekazywana jest przez dźwignię dwustronną symetryczną zmieniającą zwrot siły bez jej wzmocnienia. Po przeliczeniach wszystkich dźwigni hamulcowych wartość siły docisku szczęk hamulca można przyjąć jako równą 4465 N. Przy współczynniku tarcia 0,2 moment hamowania na średnicy bębna $\Phi 280$ mm osiąga wartość $4465 \cdot 0,2 \cdot 0,28 = 250$ Nm. Moment ten na zestawie kołowym osiągnie wartość $250 \cdot 7,17 = 1793$ Nm, dając siłę hamującą przypadającą na zestaw kołowy ($\Phi 700$ mm) od jednego hamulca $1793 \text{ Nm} / 0,35 \text{ m} = 5122$ N. Siła hamowania 4 hamulców bębnowych jednego wagonu osiąga ok. 20 489 N, co daje opóźnienie hamowania tramwaju próżnego $1,22 \text{ m/s}^2$.

Łączne opóźnienie wagonu próżnego dla maksymalnego trybu hamowania nagłego może osiągnąć teoretycznie $1,85 + 2,86 + 1,22 = 5,93 \text{ m/s}^2$, a wagonu załadowanego $3,83 \text{ m/s}^2$.

Warunek ten zachodzi jedynie przy zwolnionym czuwaku. W powyższym skrajnym przypadku sumowano siłę hamulca elektrodynamicznego i szczękowego, działających przez układ koło–szyna, wywołane nimi łączne opóźnienie przyjęto dla szyn suchych czystych. Dla bardzo niewielkich prędkości jazdy wzrasta normalnie współczynnik przyczepności, czego nie uwzględniono we wcześniejszych rozważaniach.

Łączne opóźnienie tramwaju dla hamowania nagłego uruchamianego tzw. rozrusznikiem bez zwolnienia czuwaka nie będzie tak duże, gdyż hamowanie hamulca bębnowego uruchomi się jedynie dla niewielkich prędkości jazdy, gdy efektywność hamowania dynamicznego zmaleje. Zakładając, że hamulec bębnowy zrekompensuje jedynie spadek przyspieszenia hamowania elektrodynamicznego (pomijając niewielkie różnicowania przyspieszeń), otrzyma się przyspieszenie hamowania nagłego tramwaju próżnego równe $1,85 + 2,86 = 4,71 \text{ m/s}^2$. Wagon pełny pozwala uzyskać opóźnienie $3,04 \text{ m/s}^2$, dla obciążenia maksymalnego większego niż wymagane normą.

Reasumując opóźnienie wagonu tramwaju spełniać będzie również minimalne warunki aktualnej normy europejskiej (EN 13452-1), nie będą również przekroczone wartości maksymalnych opóźnień.



Rys. 4. Hamulec bębnowy tramwaju

Fig. 4. Tram drum brake

Odrębną kwestią są maksymalne wartości szarpnięć dane w normie EN 13452-1. Wydaje się, że wartości nie będą przekroczone, gdyż uruchamianie hamulca szynowego związane jest z pewną zwłoką czasową, a wystarczy, że proces hamowania o opóźnieniu 3 m/s^2 narasta wolniej niż ok. $0,4 \text{ s}$, by spełnić wymagane maksymalne 8 m/s^3 . Wartości te zależą od sterowania hamulcem, co nie leży w gestii konstrukcji wózka tramwajowego.

4. Wnioski

Przedstawiony przykład analiz hamowności (wózka) tramwaju wskazuje, że analizy takie, opierające się na danych konstrukcyjnych, są jedyne przybliżone. Są jednak konieczne w celu potwierdzenia wymagań danych normami. Aby uzyskać wartości rzeczywiste, niezbędne są próby eksperymentalne i uwzględnienie charakterystyk opóźnień układu sterowania.

Literatura

- [1] Opis techniczny wózków napędnych typu T01/1000 do tramwaju typu 805 N tor 1000 mm. Politechnika Poznańska, praca N R10 0037 06. Poznań 2010 roku.
- [2] Norma PN-EM 13452-1 Kolejnictwo – Hamowanie – Systemy hamowania w transporcie publicznym, Część 1: Wymagania eksploatacyjne, grudzień 2003.
- [3] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie zakresów, warunków, terminów i sposobów przeprowadzenia badań technicznych tramwajów nr 343 z dnia 28 stycznia 2011 (Dz.U. Nr 65).
- [4] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych tramwajów nr 344 z dnia 2 marca 2011 r. (Dz.U. Nr 65).
- [5] Giziński Z., *Falownikowy układ napędowy do nowych i modernizowanych tramwajów*, TTS, Nr 7–8, 2001.
- [6] Zakład Metalowo-Elektryczny APAREL: Materiały firmowe. www.ergom.com.
- [7] Zakład Aparatury Elektrycznej WOLTAN: Materiały firmowe. www.woltan.com.pl.

MAREK SITARZ, KATARZYNA CHRUIK, ILONA MAŃKA*

ZINTEGROWANY SYSTEM ZARZĄDZANIA BEZPIECZEŃSTWEM TRANSPORTU KOLEJOWEGO W POLSCE

INTEGRATED SAFETY MANAGEMENT SYSTEM OF THE RAILWAY TRANSPORT IN POLAND

Streszczenie

Bezpieczeństwo transportu kolejowego jest podstawowym kryterium oceny jego funkcjonowania i decyduje o jego sprawności, jak również o szeroko rozumianej jakości oferowanej usługi przewozowej. Wszystkie podmioty zaangażowane w transport kolejowy powinny stosować procedury związane z bezpieczeństwem i przeprowadzać ocenę ryzyka związanego z procesem, jaki wykonują dla kolejnictwa. W artykule przedstawiono stan obecny i nowe wymagania prawne związane z bezpieczeństwem w transporcie kolejowym na etapie projektowania, produkcji i naprawy wyrobów oraz w procesie przewozu i zarządzania infrastrukturą kolejową i bocznkami.

Słowa kluczowe: transport kolejowy, bezpieczeństwo, System Zarządzania Bezpieczeństwem

Abstract

The railway transport safety is the basic criterion responsible for its functioning evaluation, furthermore, it decides about its efficiency and also about the wide perceived grade of transport service quality. All parties, who are involved in the railway transport apply safety related procedures and they carry out the risk assessment regarding the process, which they perform for the railway engineering. In the article, there has been presented the present prevailing condition, but also the new legal requirements, connected with the safety in railway transport at the stage of design, manufacturing as well as the repair of products belonging to the railway transport, and also within the process of transport and management of both the railway infrastructure and railway sidings.

Keywords: railway transport, safety, Safety Management System

* Dr hab. inż. Marek Sitarz, prof. PŚI., dr inż. Katarzyna Chruzik, dr inż. Ilona Mańka, Katedra Transportu Szynowego, Wydział Transportu, Politechnika Śląska.

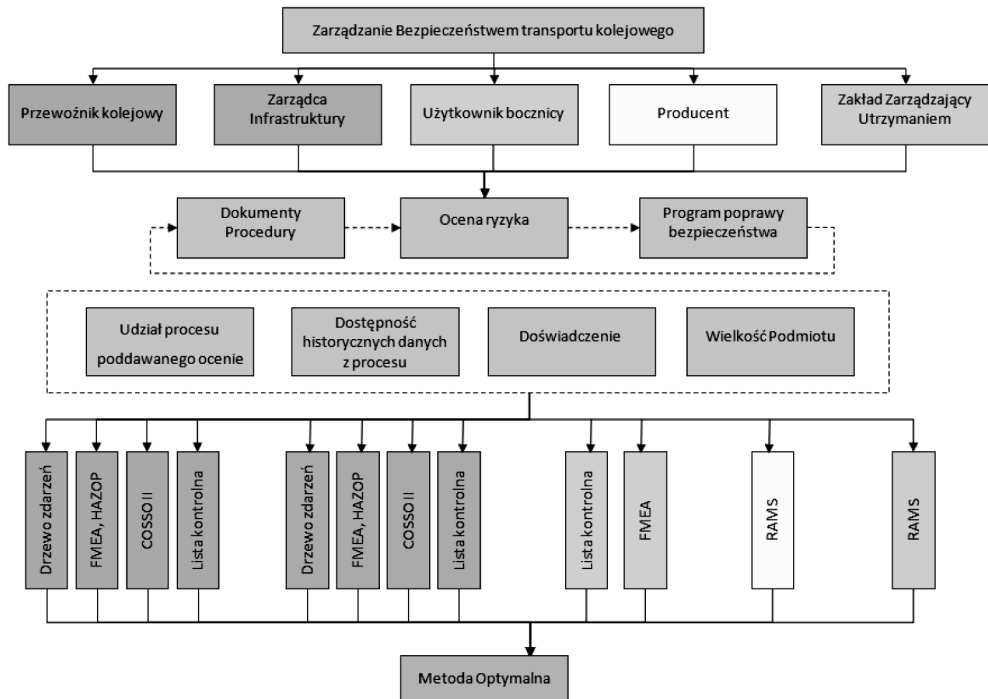
1. Wstęp

Opisana w artykule analiza systemu zarządzania bezpieczeństwem transportu kolejowego Polski jest próbą zobrazowania problemu w sposób systemowy. W publikacji przedstawiono zakres analizy oraz podmioty zaangażowane w transport kolejowy.

W zapewnienie bezpieczeństwa w transporcie kolejowym zaangażowane są (w różnym zakresie) następujące grupy podmiotów reprezentujące:

- przewoźników kolejowych,
- zarządców infrastruktury,
- użytkowników bocznic,
- producentów taboru,
- zakłady zarządzające utrzymaniem taboru.

Wszystkie one zgodnie z dyrektywami UE [1, 2] mają obowiązek stosowania procedur związanych z bezpieczeństwem oraz dokonywania oceny ryzyka związanego z procesem transportu kolejowego (rys. 1).



Rys. 1. Zarządzanie bezpieczeństwem transportu kolejowego

Fig. 1. Safety management of the railway transport

W odniesieniu do tych organizacji krótko opisane zostały zasady przeprowadzania oceny ryzyka w zarządzaniu bezpieczeństwem z uwzględnieniem wymagań prawnych i zaleceń polskich i UE, modeli zarządzania ryzykiem oraz procedur oceny ryzyka.

Efektom tej analizy będzie budowa modelu Zintegrowanego Systemu Zarządzania Bezpieczeństwem transportu kolejowego Polski (elementy wspólne dla podmiotów kolejowych) wraz z opisem aktualnego stanu bezpieczeństwa transportu kolejowego w Polsce. Przyszłe opracowania zawierać będą również praktycznie nieopisywany dla transportu kolejowego czynnik ludzki w profilaktyce na rzecz bezpieczeństwa transportu kolejowego zarówno w aspekcie kwalifikacji, jak i wymagań dla pracowników bezpośrednio związanych z ruchem kolejowym, oraz ocena ryzyka zawodowego tych pracowników [3–7].

2. Podmioty zaangażowane w bezpieczeństwo transportu kolejowego

2.1. Podmioty wykonawcze

Przewoźnik i zarządca infrastruktury kolejowej

Od 2011 roku każdy przewoźnik kolejowy i zarządca infrastruktury w Polsce powinien wykazać się wdrożonym Systemem Zarządzania Bezpieczeństwem (SMS). Konieczność wprowadzenia Systemu Zarządzania Bezpieczeństwem wynika z zapisów Dyrektywy 2004/49/WE Parlamentu i Rady Europejskiej w sprawie bezpieczeństwa kolei wspólnotowych, która w artykule 9 przewiduje obowiązkowe wdrożenie Systemów Zarządzania Bezpieczeństwem dla przewoźników kolejowych i zarządców infrastruktury. Na gruncie polskim dyrektywa ta została odzwierciedlona w *Ustawie o transporcie kolejowym* oraz w Rozporządzeniu Ministra Transportu z dnia 19 marca 2007 r. w sprawie systemu zarządzania bezpieczeństwem w transporcie kolejowym (na podstawie art. 18e ustawy z dnia 28 marca 2003 r. o transporcie kolejowym, tekst jednolity z 19 stycznia 2007 r.). System Zarządzania Bezpieczeństwem przewoźnika kolejowego i zarządcy infrastruktury ma zapewniać nadzór nad wszystkimi rodzajami ryzyka, które są związane z działalnością zarządcy infrastruktury lub przewoźnika kolejowego, łącznie z dostarczaniem im usługami utrzymania i dostawą materiałów oraz zaangażowaniem podwykonawców.

Bez szkody dla odpowiedzialności cywilnej, wynikającej z istniejących krajowych i międzynarodowych przepisów, System Zarządzania Bezpieczeństwem uwzględnia, gdy to właściwe i uzasadnione, ryzyko powstające w wyniku działalności stron trzecich.

System Zarządzania Bezpieczeństwem zarządcy infrastruktury w porównaniu z systemem przewoźnika kolejowego jest bardziej szczegółowy pod względem liczby, rodzaju i zakresu działania usługodawców działających w jego sieci: w miarę wzrostu kontaktów z partnerami System Zarządzania Bezpieczeństwem zarządcy infrastruktury powinien uwzględniać odpowiedni i aktualny poziom złożoności usług świadczonych przez zarządcę.

System Zarządzania Bezpieczeństwem każdego zarządcy infrastruktury powinien zatem brać pod uwagę skutki działań różnych przedsiębiorstw kolejowych w sieci oraz przewidywać środki w celu umożliwienia wszystkim przewoźnikom kolejowym działania zgodnie z TSI i z krajowymi przepisami bezpieczeństwa i z warunkami ustanowionymi w ich certyfikatach bezpieczeństwa. Ponadto powinien on być stale rozwijany w celu koordynacji procedur awaryjnych zarządcy infrastruktury i wszystkich przewoźników kolejowych działających w danej sieci infrastruktury.

Użytkownik bocznic kolejowej

Bocznic kolejowe są najczęściej związane z opisywanymi powyżej podmiotami kolejowymi. W przypadku przewoźnika są to środki techniczne umożliwiające prawidłowe funkcjonowanie taboru kolejowego na torach otwartych. Przynależność bocznic kolejowych do zarządcy infrastruktury umożliwia wykonywanie procesu załadunku towarów. W opisanych powyżej przypadkach bocznic mogą stać się częścią Systemu Zarządzania Bezpieczeństwem i automatycznie wejść w zakres analizy ryzyka. Istnieją jednak podmioty (np. producenci wyrobów wielkogabarytowych lub bardzo ciężkich), które posiadają jedynie bocznic kolejowe. Wymagania stawiane bocznicom kolejowym w zakresie bezpieczeństwa są uproszczone w stosunku do wymagań stawianym przewoźnikom i zarządcom infrastruktury kolejowej.

Ustawa o transporcie kolejowym dotycząca bezpieczeństwa transportu kolejowego określa trzy podstawowe warunki techniczne i organizacyjne zapewniające:

1. Bezpieczne prowadzenie ruchu kolejowego.
2. Bezpieczną eksploatację pojazdów kolejowych.
3. Ochronę przeciwpożarową i ochronę środowiska.

Wymagania dotyczące dokumentacji niezbędnej do uzyskania Świadectwa Bezpieczeństwa bocznic kolejowej przedstawia rysunek 2.

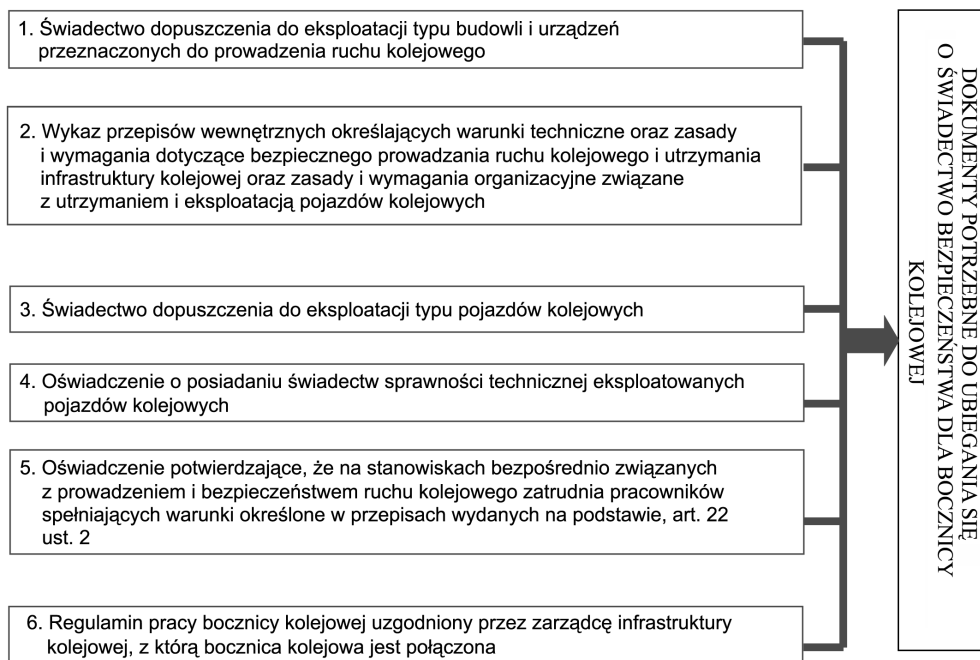
W przypadku gdy bocznic nie jest objęta oceną ryzyka wynikającą z SMS, powinna również przeprowadzać uproszczoną analizę oceny ryzyka (np. metoda list kontrolnych lub FMEA).

Producent kolejowy

Analizując przyczyny wypadków kolejowych, nie sposób pominąć wpływ działalności producenta na bezpieczeństwo w transporcie kolejowym. Producent wytwarzający elementy i pojazdy szynowe zobowiązany jest do przeprowadzenia analizy ryzyka produktu i projektu. Analiza ryzyka produktu obejmuje w przypadku wytwórcy wszystkie etapy cyklu życia produktu: koncepcje i projektowanie; logistyka i zamawianie części; wytwarzanie; montaż; weryfikacja i walidacja; eksploatacja i serwisowanie oraz utylizacja.

Tak szeroki zakres odpowiedzialności wynika wprost z kodeksu cywilnego, zgodnie z którym, kto wytwarza w zakresie swojej działalności gospodarczej (producent) produkt niebezpieczny, odpowiada za szkodę wyrządzoną komukolwiek przez ten produkt. Istnieje w tym zakresie odstępstwo, na mocy artykułu 449 k.c., w którym mowa o odpowiedzialności zastępczej za szkodę wyrządzoną przez produkt niebezpieczny. Do takiej odpowiedzialności mogą być pociągnięci:

- współtwórcy produktu (wytwórcy materiałów lub surowca, wytwórcy części składowych produktu);
- osoby podające się za producenta (quasi-producenci);
- importerzy;
- zbywcy produktu niebezpiecznego (w przypadku braku możliwości identyfikacji producenta).



Rys. 2. Dokumenty niezbędne do uzyskania Świadectwa Bezpieczeństwa bocznic kolejowej

Fig. 2. Documents required to obtain Safety Certificate of the railway siding

O znaczeniu odpowiedzialności producenta i skali problemu może świadczyć fakt, że od niedawna (na podstawie ustawy z dnia 22 maja 2003 r. o ubezpieczeniach obowiązkowych, Dz.U. nr 124, poz. 1151 i 1152) pojawiła się możliwość ubezpieczenia ryzyka producenta. Przedmiotem takiego ubezpieczenia jest odpowiedzialność cywilna producenta za szkody na osobie lub mieniu wyrządzone komukolwiek w związku z użytkowaniem, zastosowaniem lub konsumpcją produktu lub grupy produktów określonych w umowie ubezpieczenia.

Odrębne wymagania stawiane są (w myśl ustawy o transporcie kolejowym ze zmianami z dnia 20 kwietnia 2004 roku oraz późniejszymi nowelizacjami) podsystemom strukturalnym lub składnikom interoperacyjności dla transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych lub kolei dużych prędkości na terytorium Polski. Elementy te powinny być poddane ocenie zgodności z zasadniczymi wymaganiami dotyczącymi interoperacyjności kolei przez notyfikowaną jednostkę certyfikującą. Jednostka ta po dokonaniu oceny wydaje producentowi pośredni certyfikat zgodności podsystemu łącznie z badaniami typu i badaniami budowy podsystemu.

Producent podsystemu (lub jego upoważniony przedstawiciel, importer, inwestor, zarządcą infrastruktury lub przewoźnik kolejowy), który poddał podsystem lub składnik interoperacyjności ocenie zgodności z zasadniczymi wymaganiami dotyczącymi interoperacyjności kolei lub w zakresie podsystemu, ocenie wstępnej i otrzymał odpowiedni certyfikat, wystawia:

- deklarację weryfikacji zgodności podsystemu – dla podsystemu;
- deklarację zgodności składnika interoperacyjności – dla składnika interoperacyjności;
- pośrednią deklarację weryfikacji zgodności podsystemu – dla podsystemu.

Dodatkowo, w myśl wprowadzanego obecnie powszechnie Standardu IRIS, producent zobowiązany jest nie tylko do prowadzenia analizy bezpieczeństwa (z zaleceniem metody FMEA), ale również do prowadzenia analizy RAMS w celu zapewnienia wzrostu niezawodności (*Reliability*), dostępności części (*Availability*), podatności na utrzymanie (*Maintainability*) oraz bezpieczeństwa wyrobów (*Safety*). Producent kolejowy zobowiązany jest do prowadzenia analizy RAMS, podobnie jak dla analizy ryzyka, dla wszystkich etapów cyklu życia wyrobu [6].

Zakłady Zarządzające Utrzymaniem Taboru

Jednym z istotnych zagadnień, które wymagają rozwiązania dla osiągnięcia interoperacyjności kolei na całym obszarze Unii Europejskiej, jest unifikacja wymagań prawnych i technicznych w zakresie utrzymania taboru. Związane jest to nie tylko z koniecznością spełnienia wymagań Dyrektywy 2008/57 o interoperacyjności kolei, ale także Dyrektywy 2004/49 o bezpieczeństwie ruchu kolejowego znowelizowanej dyrektywą 2008/110.

Unifikacja wymagań w zakresie utrzymania taboru ma bowiem dwa aspekty:

- standaryzację procedur technicznych i warunków wykonywania przeglądów i napraw we wszystkich do tego uprawnionych zakładach, co umożliwi przewoźnikom zamawianie usług w każdym z państw Unii (szczególnie ważne dla wagonów towarowych);
- zapewnienie bezpieczeństwa ruchu poprzez spełnienie rygorystycznych wymagań związanych z utrzymaniem pojazdów w dobrym stanie technicznym.

Nowe zasady mają doprowadzić m.in. do usprawnienia ruchu międzynarodowego i wzajemnego uznawania przez przedsiębiorstwa kolejowe kompetencji odnośnie do usług świadczonych w zakresie utrzymania taboru. W efekcie powinno to również doprowadzić do powstania rynku usług w zakresie utrzymania taboru zarówno na w poszczególnych państwach członkowskich, jak i na obszarze całej Unii.

Prawną podstawą do unifikacji prawa w zakresie warunków utrzymania taboru kolejowego jest dyrektywa 2008/57 nowelizująca poprzednie dyrektywy o interoperacyjności kolei konwencjonalnych i dużych prędkości, której artykuł 1 określa, że jej celem: „(...) ustanowienia warunków, które mają być spełnione w celu osiągnięcia na terytorium Wspólnoty interoperacyjności kolei w sposób zgodny z przepisami dyrektywy 2004/49/WE (o bezpieczeństwie kolei). Warunki te dotyczą projektowania, budowy, dopuszczenia do eksploatacji, modernizacji, odnowienia, eksploatacji i utrzymania części tego systemu oddawanych do eksploatacji po wejściu w życie niniejszej dyrektywy, a także kwalifikacji zawodowych, wymagań zdrowotnych i dotyczących bezpieczeństwa dla personelu mającego udział w jego eksploatacji i utrzymaniu”.

Dyrektywa ta nakłada też obowiązek na państwa członkowskie (art. 10), że „(...) podejmą konieczne kroki, aby zapewnić, żeby elementy składowe interoperacyjności (...) były wykorzystywane na ich obszarze użytkowania – zgodnie z przeznaczeniem – oraz odpowiednio zainstalowane i utrzymywane”. W aneksie II do dyrektywy utrzymanie zostało wyszczególnione jako podsystem dla zagadnień eksploatacyjnych. W aneksie III, w którym zostały określone zasadnicze wymagania dla podsystemów dla utrzymania taboru, zostały określone następujące obszary dla regulacji:

1. Zdrowie i bezpieczeństwo: urządzenia techniczne i procedury stosowane w centrach utrzymaniowych muszą zapewniać bezpieczne funkcjonowanie podsystemu i nie mogą stanowić zagrożenia dla zdrowia i bezpieczeństwa.

2. **Ochrona środowiska:** urządzenia techniczne i procedury stosowane w centrach utrzymaniowych nie mogą przekraczać dopuszczalnych poziomów uciążliwości dla otaczającego środowiska.
3. **Zgodność techniczna:** urządzenia do prac utrzymaniowych dla taboru kolei konwencjonalnych muszą być takie, aby umożliwiały bezpieczne, zdrowe i wygodne wykonywanie przewozów przez cały park taborowy, dla którego zostały zaprojektowane.

W grudniu 2008 roku została opublikowana nowelizacja dyrektywy 2004/49 poprzez dyrektywę 2008/110. Nowa regulacja prawna w sposób zasadniczy zmienia praktykę i organizację utrzymania taboru kolejowego w Unii Europejskiej. Zasadnicze zmiany, jakie wprowadza, dotyczą warunków certyfikacji zakładów wykonujących usługi w zakresie utrzymania taboru kolejowego.

System prawny w zakresie utrzymania taboru kolejowego powinien pokrywać dwa zadania:

- autoryzację przy wprowadzaniu nowego taboru do eksploatacji (musi być przedstawiony wstępny plan utrzymania i zasady jego opracowywania);
- system certyfikacji zarządzania bezpieczeństwem w przedsiębiorstwie kolejowym w zakresie problematyki utrzymania taboru; przedsiębiorstwo musi przedstawić – po pierwsze, swoją znajomość planu utrzymania taboru i zasad jego przygotowania oraz zdolność do zarządzania procesem utrzymania, a po drugie – zdolność do wdrażania tych zasad bezpośrednio lub poprzez subkontraktorów.



W tym systemie przedsiębiorstwo kolejowe uzyskuje możliwość zmiany zasad utrzymania taboru po wprowadzeniu go do eksploatacji w ramach zdobywanych doświadczeń eksploatacyjnych. Musi to odbywać się według przejrzystych, z góry zdefiniowanych reguł.

2.2. Podmioty kontrolne i nadzorujące

Bezpieczeństwo jest podstawowym kryterium funkcjonowania transportu kolejowego w krajach UE. Nadzór nad nim sprawuje wiele jednostek i organizacji. W tabeli 1 przedstawiono wykaz głównych organizacji wraz z zakresem ich działań. Bardzo ważną rolę pełnią tu organy związane bezpośrednio z działaniem powypadkowym podległe Ministerstwu Spraw Wewnętrznych i Administracji (Policja, Państwowa Straż Pożarna oraz Straż Graniczna).

Przedstawiony powyżej wykaz organizacji zajmujących się problemem bezpieczeństwa w transporcie nie jest pełny. Występują liczne jednostki i stowarzyszenia, które w swoich zamierzeniach ukierunkowane są na wzrost bezpieczeństwa we wszystkich gałęziach transportu.

Wykaz głównych organizacji związanych z bezpieczeństwem transportu kolejowego

Organizacja	Główny zakres działań
 Ministerstwo Infrastruktury Ministry of Infrastructure	Zadaniem resortu jest wyznaczanie kierunków działania, a także projektowanie i ulepszanie rozwiązań o zasięgu krajowym i międzynarodowym w zakresie transportu, gospodarki morskiej, łączności, budownictwa, gospodarki przestrzennej i mieszkaniowej oraz tworzenie podstaw legislacyjnych rozwoju tych działań.
Urząd Transportu Kolejowego 	Do podstawowych zadań Urzędu Transportu Kolejowego należą: <ul style="list-style-type: none"> – nadzór techniczny nad eksploatacją i utrzymaniem linii kolejowych oraz pojazdów kolejowych; – nadzór nad bezpieczeństwem ruchu kolejowego; – regulacja transportu kolejowego; – licencjonowanie transportu kolejowego. Urząd Transportu Kolejowego wykonuje również zadania w zakresie monitorowania rozwoju rynku kolejowego, podnoszenia standardów bezpieczeństwa w transporcie kolejowym oraz współpracy z europejskimi instytucjami odpowiedzialnymi za funkcjonowanie i rozwój wspólnego rynku usług kolejowych.
Państwowa Komisja Badania Wypadków Kolejowych	Badanie poważnych wypadków, wypadków i incydentów. Komisja nie orzeka co do winy i odpowiedzialności .

3. Wnioski

W trakcie prac wykonywanych w Katedrze Transportu Szynowego Politechniki Śląskiej w Katowicach [3–10] związanych z bezpieczeństwem transportu kolejowego podstawowe miejsce zajmują projekty dotyczące budowy systemu zarządzania bezpieczeństwem dla podmiotów wykonawczych opisanych w punkcie 2.

Prace te poprzedziła szczegółowa analiza aktów prawnych i zaleceń dotyczących kryteriów, jakie powinny one spełniać [9–10].

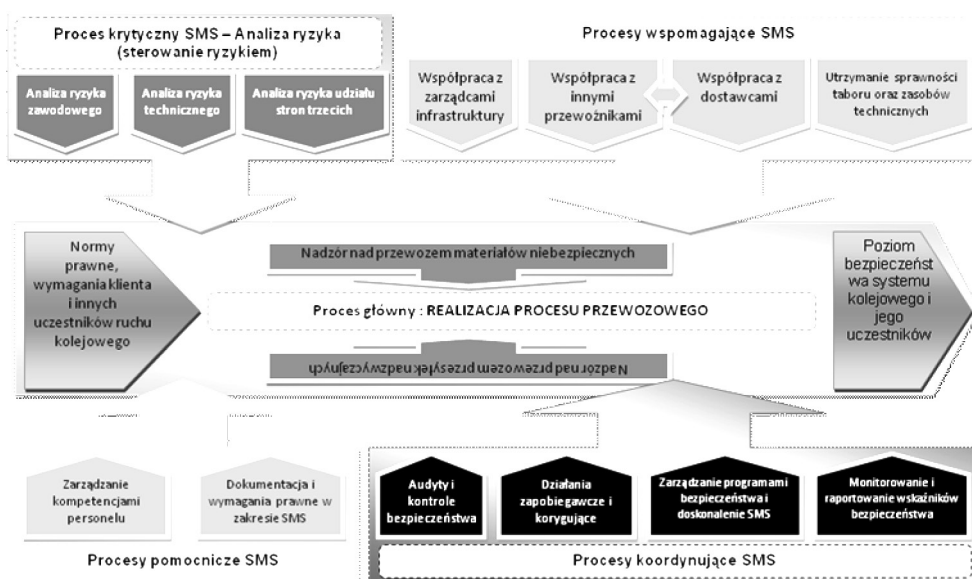
Biorąc pod uwagę wymagania, jakie musi spełniać System Zarządzania Bezpieczeństwem organizacji wymienionych w punkcie 2.1 (przewoźnik kolejowy i zarządca infrastruktury), należy uwzględnić w nim kryteria zawarte w poniżej podanych aktach prawnych i zaleceniach:

1. **Dyrektywa 2004/49/WE w sprawie bezpieczeństwa kolei wspólnotowych.**
2. **Dyrektywa 2007/59/WE w sprawie przyznawania uprawnień maszynistom prowadzącym lokomotywy i pociągi.**
3. Ustawa z dnia 28 marca 2003 r. *o transporcie kolejowym.*
4. Rozporządzenie Ministra Transportu z dnia 5 grudnia 2006 r.
5. Rozporządzenie Ministra Transportu z dnia 12 marca 2007 r.
6. Rozporządzenie Ministra Transportu z dnia 19 marca 2007 r. *w sprawie systemu zarządzania bezpieczeństwem w transporcie kolejowym.*

7. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 18 sierpnia 2009 r. w sprawie wspólnych wskaźników bezpieczeństwa (CSI).
8. Dyrektywa 2008/110/WE zmieniająca dyrektywę 2004/49/WE.
9. Dyrektywa 2008/57/WE w sprawie interoperacyjności systemu kolei.
10. Rozporządzenie Komisji (WE) nr 352/2009.
11. Decyzja Komisji z dnia 5 czerwca 2009 r. (460/2009) dotycząca przyjęcia wspólnej metody oceny bezpieczeństwa służącej stwierdzeniu, czy osiągnięto wymagania bezpieczeństwa, o której mowa w art. 6 dyrektywy 2004/49/WE Parlamentu Europejskiego i Rady.

Akty prawne – pkt 3, 10, 11 – uległy zmianie w przeciągu ostatniego roku (2009), a zbudowane oraz wdrożone wcześniej SMS należałoby zmodyfikować zgodnie z tymi zapisami.

Oczywiście budowany System Zarządzania Bezpieczeństwem powinien spełniać również wymagania zawarte we wszystkich aktach wykonawczych ustawy o transporcie kolejowym z dnia 28 marca 2003 roku wraz ze zmianami. Propozycje dokumentacji Systemu Zarządzania Bezpieczeństwem w transporcie kolejowym dla przewoźnika kolejowego opisuje mapa procesów obejmująca wszystkie aspekty wpływające na bezpieczeństwo przewozu towarów (rys. 3).



Rys. 3. Mapa procesów SMS dla przewoźnika towarów

Fig. 3. Map of SMS processes for the carrier of the goods

Opracowanie i analiza proponowanej dokumentacji zarządzania bezpieczeństwem dla wszystkich zainteresowanych podmiotów związanych z koleją pozwoli na ich integrację w aspekcie wspólnych elementów systemu (np. procedury doboru dostawców, zarządzania kompetencjami, audytowania itp.) oraz na analizę możliwości wykorzystania zaproponowanego modelu w innych rodzajach transportu

Literatura

- [1] Dyrektywa 2004/49/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 29 kwietnia 2004 r.
- [2] Dyrektywa 2008/110/WE zmieniająca dyrektywę 2004/49/WE w sprawie bezpieczeństwa kolei wspólnotowych.
- [3] *Zintegrowany System Zarządzania Bezpieczeństwem*, pod redakcją Marka Sitarza, t. 1, Żółta Księga – Yellow Book, Katowice 2009.
- [4] *Zintegrowany System Zarządzania Bezpieczeństwem*, pod redakcją Marka Sitarza, t. 2, Teoria i Praktyka, Katowice 2009.
- [5] *Zintegrowany System Bezpieczeństwa Transportu*, pod redakcją Ryszarda Krystka, t. 1, Diagnostyka bezpieczeństwa transportu w Polsce, Warszawa 2009.
- [6] *Zintegrowany System Bezpieczeństwa Transportu*, pod redakcją Ryszarda Krystka, t. 2, *Uwarunkowania rozwoju integracji systemów bezpieczeństwa transportu*, Warszawa 2009.
- [7] *Zintegrowany system i środki transportu w Polsce*, pod redakcją Marka Sitarza, Gliwice 2009.
- [8] Sitarz M., Mańka I., Janowska-Bucka E., *System zarządzania bezpieczeństwem w zakładach naprawczych taboru kolejowego w oparciu o standard IRIS*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Katowice 2009.
- [9] Sitarz M., Chrużik K., *Zintegrowany system zarządzania bezpieczeństwem w transporcie kolejowym. Wymagania w zakresie bezpieczeństwa stawiane przewoźnikom kolejowym i zarządcom infrastruktury*, Część II, Technika Transportu Szynowego, nr 1/2010.
- [10] Sitarz M., Chrużik K., *Czynnik ludzki w profilaktyce na rzecz bezpieczeństwa transportu kolejowego*, Monografia, Gliwice 2010.

MAREK SITARZ, KATARZYNA CHRUIK, RAFAŁ WACHNIK*

SYSTEM ZARZĄDZANIA BEZPIECZEŃSTWEM POLSKICH OPERATORÓW KOLEJOWYCH

INTEGRATED SAFETY MANAGEMENT SYSTEM OF POLISH RAILWAY UNDERTAKING

Streszczenie

Podstawowym założeniem wdrażanego obecnie w Polsce Systemu Zarządzania Bezpieczeństwem (SMS) przewoźników kolejowych i zarządców infrastruktury jest podejście procesowe. Zgodnie z dyrektywą 2004/49/WE System Zarządzania Bezpieczeństwem oznacza organizację i środki przyjęte przez zarządcę infrastruktury lub przedsiębiorstwo kolejowe w celu zapewnienia bezpiecznego zarządzania jego działaniem. System ten spełnia wymagania i zawiera elementy wymienione w załączniku III dyrektywy, dostosowane do charakteru, rozmiaru i innych warunków realizowanej działalności.

Słowa kluczowe: transport kolejowy, bezpieczeństwo, System Zarządzania Bezpieczeństwem

Abstract

Main assumption of the Safety Management System (SMS) of the railway carriers, rail infrastructure managers (and also Entities Responsible for Maintenance ECM), which is being currently implemented in Europe is the Process Approach. In accordance with the Directive 2004/49/EC the Safety Management System signifies organization as well as the measures adopted by the rail infrastructure manager or railway enterprise on purpose to assure the safe management of its activities. The Safety Management System fulfils the requirements and contains the elements, which have been specified in the enclosure No III of the Directive, which are suitable to the character, size and other conditions of the activity being carried out.

Keywords: railway transport, safety, Safety Management System

* Dr hab. inż. Marek Sitarz, prof. PŚI., dr inż. Katarzyna Chruzik, dr inż. Rafał Wachnik, Katedra Transportu Szybnowego, Wydział Transportu, Politechnika Śląska.

1. Wstęp

W celu rozszerzenia wymagań wynikających z dyrektywy [2] Europejska Agencja Kolejowa opublikowała *Kryteria oceny przedsiębiorstw kolejowych i zarządców infrastruktury* [4] stosowane przez krajowe władze bezpieczeństwa do oceny zgodności z wymaganiami bezpieczeństwa określonymi w certyfikatach bezpieczeństwa i autoryzacjach w zakresie bezpieczeństwa wydawanych zgodnie z art. 10 ust. 2 lit. a) oraz art. 11 ust. 1. lit. a) dyrektywy 2004/49/WE. W dokumencie tym w odniesieniu do definicji systemu zarządzania bezpieczeństwem odnajdujemy zapis: **System Zarządzania Bezpieczeństwem**, podobnie jak koncepcja systemów zarządzania, **powinien być zorientowany procesowo** i zawierać opis stosowanych przez przedsiębiorstwo kolejowe/zarządcę infrastruktury procesów i procedur związanych z bezpieczeństwem, które można poddać niezależnym audytom.

Podejście systemowe lub zorientowane procesowo uznaje się za środek stosowany przez państwa członkowskie „dla rozwoju i poprawy bezpieczeństwa kolei”.

Zapisy te znalazły swoje odniesienie w nowelizacji prawa polskiego w tym zakresie. W Rozporządzeniu Ministra Transportu z dnia 19 marca 2007 roku [6] czytamy, że elementy Systemu Zarządzania Bezpieczeństwem powinny być udokumentowane, z określeniem odpowiedzialności w strukturach organizacyjnych zarządcy infrastruktury kolejowej lub przewoźnika kolejowego. Dokumentacja ta powinna wskazywać, jak kierownictwo zarządcy infrastruktury kolejowej lub przewoźnika kolejowego nadzoruje realizację systemu na każdym poziomie zarządzania, jaki jest w tym udział pracowników i poszczególnych przedstawicieli kierownictwa na wszystkich poziomach oraz jak jest zapewnione ciągłe doskonalenie Systemu Zarządzania Bezpieczeństwem. Wydane pod koniec 2010 roku rozporządzenia 1169/2010 oraz 1158/2010 w sprawie wspólnej metody oceny bezpieczeństwa w odniesieniu do zgodności z wymogami dotyczącymi uzyskania kolejowych certyfikacji, autoryzacji w zakresie bezpieczeństwa umożliwiają na dzień dzisiejszy weryfikacje zbudowanych Systemów.

2. Definicja i opis działania podejścia procesowego

Podejście procesowe (ang. *process approach*) jest wymienione jako jedna z 8 zasad zarządzania jakością w normie ISO 9000. „Pożądany wynik osiąga się z większą efektywnością wówczas, gdy działania i związane z nimi zasoby są zarządzane jako proces” [5]. Funkcjonowanie każdej organizacji kolejowej można przedstawić za pomocą grupy wzajemnie ze sobą powiązanych procesów. Procesy te mają za zadanie realizowanie celów, jakie stawia sobie dana organizacja przy jednoczesnej minimalizacji kosztów funkcjonowania tychże procesów i maksymalizacji bezpieczeństwa.

Podejściem procesowym nazywamy systematyczną identyfikację procesów w organizacji oraz odpowiednie zarządzanie tymi procesami (i ich wzajemnymi powiązaniem).

2.1. Identyfikacja procesów w Systemie Zarządzania Bezpieczeństwem

Aby zarządzać procesami, musimy je najpierw poznać. Dlatego pierwszym etapem prac jest identyfikacja procesów istniejących w organizacji. W tym celu zaleca się postępowanie wg poniższego schematu:

- określenie polityki bezpieczeństwa i celów;
- identyfikacja istniejących procesów;
- określenie powiązania pomiędzy procesami;
- określenie właścicieli procesów;
- opracowanie dokumentacji procesu (np. procedur, instrukcji) [3].

Najwyższe kierownictwo powinno określić politykę bezpieczeństwa i cele SMS. Należy pamiętać, że poszczególne procesy, które zidentyfikujemy, mają za zadanie realizację tychże celów. Kiedy już znamy politykę bezpieczeństwa i cele, możemy przystąpić do identyfikacji poszczególnych procesów. Procesy SMS możemy podzielić na następujące grupy:

- procesy główne
- procesy wspomagające;
- procesy koordynujące;
- procesy krytyczne.

Procesy główne SMS bezpośrednio oddziałują na odbiorcę oraz odpowiadają za realizację usługi – proces przewozu, zarządzania infrastrukturą, proces utrzymania.

Procesem głównym, mającym podstawowe znaczenie dla bezpieczeństwa, jest u przewoźnika kolejowego proces przewozowy.

Proces przewozowy to proces przemieszczenia osób i rzeczy (lub towarów), w którego zakres wchodzi planowanie przewozu oraz wykonanie przewozu.

Dokumentacja Systemu Zarządzania Bezpieczeństwem swoim zakresem obejmuje całość procesu przewozowego. Wszystkie czynności wchodzące w skład procesu przewozowego powinny zostać szczegółowo opisane w procedurze – Realizacja procesu przewozowego. Do każdej czynności opisanej w dokumentacji przyporządkowano komórki organizacyjne odpowiedzialne za ich realizację.

Procesy wspomagające SMS są wsparciem dla procesów głównych w ich właściwym funkcjonowaniu. Przykładowo: zarządzanie personelem (kadry, szkolenia, badania itp.) oraz utrzymanie pojazdów (przeglądy, utrzymanie itp.).

Utrzymanie sprawności taboru

Procedury obowiązujące u przewoźników w zakresie utrzymania pojazdów kolejowych obejmują zespoły czynności planowych (utrzymanie prewencyjne) i modernizacji taboru oraz zespoły czynności nieplanowych (utrzymanie naprawcze). Opisane są one szczegółowo w instrukcjach i dokumentacjach. Całość zakresu utrzymania prewencyjnego wraz z parametrami, jakie tabor winien spełniać w eksploatacji, opisana jest w dokumentacji systemu utrzymania poszczególnych typów i serii pojazdów (DTSU/DSU) w rozbiciu na poziomy utrzymania od 1 do 5.

Zarządzanie zasobami ludzkimi

Działania te obejmują wszystkie aspekty związane z działalnością spółki w zakresie zarządzania zasobami ludzkimi, tj.:

- sporządzenie i uaktualnianie taryfikatora kompetencji,
- procedury doboru i zatrudniania nowych pracowników,
- przeprowadzanie i monitorowanie aktualności badań lekarskich,
- nadzór nad kompetencjami pracowników (sprawdzenie kwalifikacji, szkolenia i egzaminy okresowe pracowników, w tym szczególnie bezpośrednio związanych z bezpieczeństwem ruchu kolejowego).

Współpraca z dostawcami

Działanie obejmuje weryfikację wszystkich dostawców towarów i usług, których jakość i terminowość mogą mieć wpływ na bezpieczeństwo systemu kolejowego, przebieg kontroli dostaw materiałów, podzespołów, części i usług przez dostawców. Zgodnie z przyjętymi wewnętrznymi regulacjami wszyscy dostawcy materiałów, części zamiennych, podzespołów oraz usług są oceniani wg zestawu określonych kryteriów, a następnie audytowani.

Współpraca z zarządcami infrastruktury i innymi przewoźnikami

Współpraca z zarządcami infrastruktury oraz innymi przewoźnikami opiera się na wymianie potrzebnych informacji, zwłaszcza w zakresie bezpieczeństwa prowadzenia przewozu.

Procesy koordynujące SMS mają na celu monitorowanie funkcjonowania całej organizacji i podejmowanie odpowiednich działań w celu doskonalenia organizacji. Przykładowo: zarządzanie strategiczne (przegląd polityki i celów, przegląd zarządzania, ustalanie zasobów na poziomie zarządzania) oraz doskonalenie SMS (zarządzanie auditami wewnętrznymi, działania korygujące i zapobiegawcze itp.).

Audyt i kontrola

Działania te obejmują wszelkie działania związane z planowaniem i przeprowadzaniem wewnętrznych audytów bezpieczeństwa, jak również audytów u dostawców materiałów, części zamiennych i usług (szczególnie dostawców części zamiennych do taboru oraz dostawców usług w zakresie prac utrzymaniowo-naprawczych taboru), a także kontrolami wewnętrznymi związanymi z pracą przewoźnika.

Działania zapobiegawcze i koordynujące

Działania te obejmują inicjację, wprowadzenie oraz nadzór nad realizacją działań zarówno korygujących, jak i zapobiegawczych. Poprzez te działania realizowany jest nadzór nad niezgodnościami oraz procesy ich korygowania, jak również niezbędnych modyfikacji systemu zarządzania bezpieczeństwem.

Monitorowanie i raportowanie wskaźników bezpieczeństwa

Działanie obejmuje wszystkie czynności związane z zebraniem danych, ich uzgodnieniem z właściwymi podmiotami, opracowaniem i przekazaniem do UTK wymaganych odpowiednimi aktami prawnymi sprawozdań z osiągniętych wskaźników bezpieczeństwa.

Zarządzanie SMS

Działania obejmują wszystkie czynności związane z planowym oraz bieżącym utrzymaniem systemu. Działania planowe są realizowane poprzez przeglądy zarządzania, a bieżące zmiany są wprowadzane zgodnie z procedurą zarządzania zmianą. W skład zarządzania systemem wchodzi również działania związane z nadzorem i zarządzaniem dokumentami i zapisami systemu.

Postępowanie po zdarzeniu

Obejmuje wszystkie działania od wystąpienia zdarzenia, przez czynności wykonywane na miejscu zdarzenia, powiadomienie, powołanie i działanie komisji kolejowej aż po opracowanie i wprowadzenie w życie zaleceń protokołu ustaleń końcowych.

Procesy krytyczne SMS procesy mające zasadniczy wpływ na bezpieczeństwo realizowanego procesu głównego;

Ocena ryzyka

Ocenę ryzyka w zależności od źródeł jego powstania prowadzi się, uwzględniając:

- ryzyko wynikające z działalności własnej;
- ryzyko wspólne (wynikające ze współpracy z zarządcami infrastruktury, innymi przewoźnikami kolejowymi, podwykonawcami itp.);
- ryzyko pozostałe – w tym ryzyko społeczne [7].

Ze względu na specyfikę i metodologię oceny procesy związane z oceną i wyceną ryzyka zostały podzielone na dwa rodzaje:

- ocenę ryzyka operacyjnego,
- ocenę ryzyka zawodowego.

Zarządzanie zmianą

Proces ten obejmuje wszystkie czynności, które należy wykonać, aby przeanalizować, ocenić i wprowadzić zmiany, jakie zostaną zgłoszone do systemu.

2.2. Określenie powiązań pomiędzy procesami

Po zidentyfikowaniu procesów kolejnym elementem jest określenie wzajemnych powiązań pomiędzy nimi. Wyjście z jednego procesu może być wejściem do jednego lub wielu innych procesów. Przykładowo: wyjściem z procesu projektowania jest specyfikacja usługi przewozu (dokumentacja), która jest potrzebna do określenia wymogów dla dostawców w procesie „zakupy” oraz wymogów technologicznych w procesie „przewóz”.

Zakres szczegółowości w prezentacji procesów objętych systemem i ich powiązań zależy od charakteru przedsiębiorstwa i jego działalności, podziału kompetencji, zadań i odpowiedzialności osób i komórek organizacyjnych. Problem szczegółowości w prezentacji procesów objętych systemem należy przede wszystkim rozważać ze względu na sposób prezentacji systemu [3].

2.3. Określenie właścicieli procesów

Dla każdego zidentyfikowanego procesu należy określić osobę (stanowisko, funkcję) odpowiedzialną za jego nadzór i doskonalenie. Należy pamiętać, że właściciel procesu powinien posiadać odpowiednie uprawnienia, aby mieć realny wpływ na doskonalenie procesu i wpływ na zasoby, jakie są wymagane do prawidłowego funkcjonowania. Właściciel procesu jest odpowiedzialny za:

- opracowanie i nadzorowanie dokumentacji w ramach swojego procesu;
- określenie niezbędnych zapisów w swoim procesie;
- analizę skuteczności procesu;
- podejmowanie działań korygujących i zapobiegawczych;
- zapewnienie, iż nadzór nad wyrobami niezgodnymi jest realizowany zgodnie z procedurą [3].

Powyższe działania właściciel procesu ma wykonywać zgodnie z wymaganymi przez rozporządzenie Ministra Transportu, udokumentowanymi procedurami opisanymi w rozdziale 3. Opracowanie i nadzór nad powyższymi udokumentowanymi procedurami to rola przedstawiciela kierownictwa, czyli Pełnomocnika ds. SMS.

2.4. Opracowanie dokumentacji systemu

Celem dokumentacji w danym procesie jest zapewnienie stabilnej, powtarzalnej i poprawnej realizacji procesu. Dokumentacja procesu powinna być opracowana i nadzorowana zgodnie z udokumentowaną procedurą systemową „Nadzór nad dokumentami”.

Szczegółowość dokumentacji należy uzależnić od:

- rozmiaru organizacji i prowadzonych działań;
- skomplikowania procesu;
- znaczenia procesu;
- ryzyka, jakie niesie za sobą brak lub nieścisłość w dokumentacji;
- kompetencji personelu;
- wymagań prawnych oraz norm i standardów.

Kolejnym elementem są zapisy (zapis jest to rodzaj dokumentu, który jest obiektywnym dowodem potwierdzającym wykonanie danego działania lub osiągnięcia danego wyniku). Właściciel procesu powinien zadbać, aby zapisy były także określone i odpowiednio nadzorowane zgodnie z udokumentowaną procedurą systemową „Nadzorowanie zapisów” [3].

Budowę dokumentacji systemu zarządzania bezpieczeństwem należy podzielić na trzy etapy:

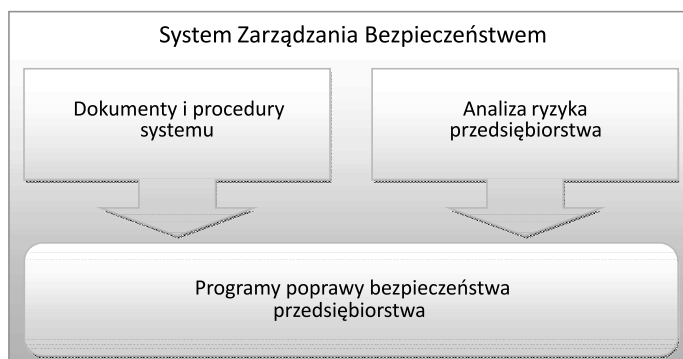
- opis działań wynikających z mapy procesów (procedury, instrukcje);
- dobór metody i przeprowadzenie analizy ryzyka;
- przygotowanie Programu Poprawy Bezpieczeństwa (rys. 1).

System Zarządzania Bezpieczeństwem wymaga, aby procesy dotyczące SMS były zidentyfikowane (zgodnie z podejściem procesowym) i właściwie opisane.

Kolejnym etapem prac jest dobór metody oceny ryzyka i przeprowadzenie analizy. Na podstawie przeprowadzonej oceny ryzyka operacyjnego, raportów ze zdarzeń kolejowych oraz analizy protokołów pokontrolnych budowany jest Program Poprawy Bezpieczeństwa na następny rok kalendarzowy. Ustanowione w nim jakościowe i ilościowe cele bezpieczeństwa wynikają z informacji zawartych w ww. dokumentach oraz planu marketingowego firmy.

Opublikowane pod koniec 2010 roku Rozporządzenia KE nr 1169/2010 oraz 1158/2010 *w sprawie wspólnej metody oceny bezpieczeństwa w odniesieniu do zgodności z wymogami dotyczącymi uzyskania kolejowych autoryzacji, certyfikacji w zakresie bezpieczeństwa* dają na dzień dzisiejszy możliwość szczegółowej weryfikacji opracowanych Systemów Zarządzania Bezpieczeństwem.

Wybrane kryteria oraz punkty odniesienia do dokumentacji i dowodów jej funkcjonowania [8–9] zamieszczono w tabeli 1.



Rys. 1. System Zarządzania Bezpieczeństwem

Fig. 1. Safety Management System

Tabela 1

Kryteria oceny SMS

A. ŚRODKI KONTROLI RYZYKA DLA WSZYSTKICH CZYNNIKÓW RYZYKA ZWIĄZANYCH Z DZIAŁALNOŚCIĄ PRZEDSIĘBIORSTWA KOLEJOWEGO			
Lp.	Kryterium	miejsce w SMS	dowód/zapis
A.1	Stosuje się procedury identyfikacji ryzyka związanego z działalnością kolejową, w tym wynikającego bezpośrednio z działań roboczych, organizacji pracy lub obciążenia pracą oraz działań innych organizacji/osób.	Księga SMS, P – Realizacja procesu przewozowego, P – Ocena ryzyka zawodowego, P – Ocena ryzyka technicznego i operacyjnego	Rejestr zagrożeń, Formularz FMEA
D. RYZYKO WYNIKAJĄCE Z DZIAŁAŃ INNYCH STRON POZA SYSTEMEM KOLEJOWYM			
Lp.	Kryterium	miejsce w SMS	dowód/zapis
D.1	Stosuje się procedury identyfikacji potencjalnego ryzyka powodowanego przez strony poza systemem kolejowym, jeśli jest to właściwe i zasadne.	P – Ocena ryzyka zawodowego, P – Ocena ryzyka technicznego i operacyjnego	Rejestr zagrożeń, Formularz FMEA
F. PODZIAŁ OBOWIĄZKÓW			
Lp.	Kryterium	miejsce w SMS	dowód/zapis
F.1	Istnieje opis sposobu koordynacji działań związanych z systemem zarządzania bezpieczeństwem w całej organizacji, opartego na sprawdzonej wiedzy i zasadniczej odpowiedzialności na szczeblu kierownictwa.	P – Audyty bezpieczeństwa, P – Kontrole	Plan audytów, Plan kontroli

3. Wnioski

Przedstawiony w artykule model dokumentacji Systemu Zarządzania Bezpieczeństwem jest stosowany u polskich przewoźników pasażerskich i towarowych. Opiera się na nim większość zbudowanej i wdrożonej dokumentacji w Polsce. Spełnia on wszystkie kryteria wynikające z aktów wykonawczych będących następstwem wdrożenia dyrektywy 2004/49 oraz zaleceń zawartych w *Kryteriach oceny SMS*. Model ten po niewielkich zmianach jest również stosowany u zarządców infrastruktury – procesem głównym jest zarządzanie infrastrukturą kolejową [1, 10–12].

W związku z obowiązkiem wdrożenia dyrektywy 2007/110 można go łatwo rozbudować o wymagania wynikające z budowy i wdrożenia systemu zarządzania utrzymaniem pojazdów kolejowych dla podmiotów odpowiedzialnych za utrzymanie (ECM).

Literatura

- [1] Chrużik K., Sitarz M., *Zintegrowany System Zarządzania Bezpieczeństwem Transportu Kolejowego w Polsce*, t. 3, *Czynnik ludzki w profilaktyce na rzecz bezpieczeństwa transportu kolejowego*, Katowice 2010.
- [2] Dyrektywa 2004/49/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 29 kwietnia 2004 r. w sprawie bezpieczeństwa kolei.
- [3] <http://mfiles.ae.krakow.pl/>.
- [4] Kryteria oceny przedsiębiorstw kolejowych i zarządców infrastruktury stosowane przez krajowe władze bezpieczeństwa do oceny zgodności z wymaganiami bezpieczeństwa określonymi w certyfikatach bezpieczeństwa i autoryzacjach w zakresie bezpieczeństwa wydawanych zgodnie z art. 10 ust. 2 lit. a) oraz art. 11 ust. 1. lit. a).
- [5] PN-EN ISO 9000:2006.
- [6] Rozporządzenie Ministra Transportu z dnia 19 marca 2007 r. w sprawie systemu zarządzania bezpieczeństwem w transporcie kolejowym.
- [7] Rozporządzenie Komisji (WE) NR 352/2009 z dnia 24 kwietnia 2009 r. w sprawie przyjęcia wspólnej metody oceny bezpieczeństwa w zakresie wyceny i oceny ryzyka, o której mowa w art. 6 ust. 3 lit. a) dyrektywy 2004/49/WE Parlamentu Europejskiego i Rady.
- [8] Rozporządzenie 1158/2010, z dnia 9 grudnia 2010 r. w sprawie wspólnej metody oceny bezpieczeństwa w odniesieniu do zgodności z wymogami dotyczącymi uzyskania kolejowych certyfikatów bezpieczeństwa.
- [9] Rozporządzenie 1169/2010, z dnia 10 grudnia 2010 r. w sprawie wspólnej metody oceny bezpieczeństwa w odniesieniu do zgodności z wymogami dotyczącymi uzyskania kolejowych autoryzacji w zakresie bezpieczeństwa.
- [10] *Zintegrowany System Zarządzania Bezpieczeństwem*, pod redakcją Marka Sitarza, t. 1, *Żółta Księga – Yellow Book*, Katowice 2009.
- [11] *Zintegrowany System Zarządzania Bezpieczeństwem*, pod redakcją Marka Sitarza, t. 2, *Teoria i Praktyka*, Katowice 2009.
- [12] *Zintegrowany System Bezpieczeństwa Transportu*, pod redakcją Ryszarda Krystka, t. 1–3, Warszawa 2009.

JACEK SKOWRON, ANDRZEJ SOWA*

SYSTEM OCENY CECH DIAGNOSTYCZNYCH UKŁADU ZASILANIA ELEKTROMAGNETYCZNEGO HAMULCA SZYNOWEGO

EVALUATION SYSTEM OF DIAGNOSTIC FEATURES OF ELECTROMAGNETIC TRACK BRAKE SUPPLYING

Streszczenie

Artykuł dotyczy sposobu oceny cech diagnostycznych w diagnozowanych obiektach, których poszczególne elementy mogą przyjmować różne formy niezdatności. Dla każdego takiego elementu można wyróżnić jeden stan zdatności i tyle stanów niezdatności, ile form niezdatności. Formy niezdatności mogą wpływać w różny sposób na wartości cech diagnostycznych. Identyfikacja stanu technicznego elementów składowych obiektu wymaga wtedy przyjęcia trójwartościowego systemu oceny cech diagnostycznych. Możliwość zastosowania tego rodzaju oceny cech diagnostycznych przedstawiono na przykładzie układu zasilania hamulca szynowego tramwaju.

Słowa kluczowe: pojazdy szynowe, elektromagnetyczny hamulec szynowy, diagnostyka techniczna, lokalizacja niezdatności, cechy diagnostyczne, trójwartościowy system ocen

Abstract

The paper concerns evaluation of diagnostic features of testing objects in which individual elements may take various imperfect forms. For each of such element a fitness state and so many unfitness states as forms of imperfection could be specified. Forms of imperfection may affect in different ways of the value diagnostic features. Identification of the technical state of components of the object requires a trivalent evaluation system of diagnostic features. Applicability of this type of evaluation of diagnostic features was shown in the example of the power supply of tram track brake.

Keywords: rail-vehicles, electromagnetic track brake, technical diagnostics, fault location, diagnostic features, trivalent evaluation system

* Dr inż. Jacek Skowron, dr inż. Andrzej Sowa, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Bardzo ważnym elementem współczesnych systemów diagnostyki technicznej jest istnienie modułów samoczynnego formułowania diagnozy na podstawie rozpoznawania stanu technicznego obiektu. Wymaga to wybrania całego spektrum reprezentatywnych cech diagnostycznych, określenia wartości granicznych, które mogą osiągać w trakcie eksploatacji obiektu, a także przyjęcia odpowiedniego modelu oceny możliwości przekroczenia tych granic. Zagadnienie to jest stosunkowo proste w przypadku cech, których zmiany w eksploatacji mogą być opisane proporcjonalną lub klasyczną krzywą zużycia. Obserwuje się wówczas jednoznaczny trend zmian wartości cechy diagnostycznej i wystarczy wtedy zastosować binarną ocenę porównania wyniku pomiaru wartości tej cechy oraz jej wartości granicznej. Sytuacja ulega jednak znacznemu skomplikowaniu w przypadku cech diagnostycznych należących do zbioru cech roboczych w układach elektrycznych, hydraulicznych i pneumatycznych [1, 2]. Różne formy niezdatności, mogące się w tych układach pojawiać, mogą w różny sposób wpływać na wartości cech mierzonych podczas badań diagnostycznych. Nie ma wtedy jednolitego trendu zmian wartości tych cech, a to pociąga za sobą konieczność użycia trójwartościowej oceny wyników pomiarów. Problem ten, w odniesieniu do układu elektrycznego hamulca szynowego, jest przedmiotem niniejszego artykułu.

2. Model formalny oceny cech diagnostycznych

Obiekty diagnostyki składają się z określonej liczby elementów i w sposób formalny mogą być zdefiniowane jako skończony zbiór [5]:

$$E = \{ e : e_i \wedge i \in N \wedge 1 \leq i \leq k \} \quad (1)$$

gdzie:

- E – obiekt,
- e_i – elementy składowe obiektu,
- i – identyfikator ze zbioru N (liczb naturalnych),
- k – liczba elementów w obiekcie.

W badaniach diagnostycznych większości obiektów technicznych wartości wielu cech stanu opisujących własności jego elementów nie mogą być sprawdzone bez demontażu. Dlatego do oceny stanu technicznego obiektów diagnostyki wykorzystuje się zbiory cech wyjściowych: roboczych i towarzyszących. Pozwala to, po przyjęciu wspólnego oznaczenia cech pochodzących z różnych grup, na zdefiniowanie wektora cech diagnostycznych $\mathbf{Y}(t, a)$, który może być zapisany w następujący sposób:

$$\mathbf{Y}(t, a) = \left[y_1(t_z), y_2(t_z), \dots, y_p(t_z) \right] \quad (2)$$

gdzie:

- y_1, \dots, y_p – wybrane cechy diagnostyczne obiektu.

Wartości cech, uzyskane podczas badań, należy porównać z wartościami wymaganymi przez dokumentację technologiczną i ocenić czy mieszczą się one w przewidzianych tam zakresach. Ponieważ dla każdej takiej cechy mamy jeden zakres wartości dopuszczalnych, to wartości cech, uzyskane podczas badań diagnostycznych, można oceniać w sposób binarny jak poniżej:

$$z_i = \phi_2(y_i) = \begin{cases} 1, & \text{gdy } (y_i)_{\min} \leq y_i \leq (y_i)_{\max} \\ 0, & \text{gdy } y_i < (y_i)_{\min} \vee y_i > (y_i)_{\max} \end{cases} \quad (3)$$

gdzie:

- z_i – rezultat oceny cechy y_i ,
- ϕ_2 – binarna funkcja oceny cech,
- $(y_i)_{\min}, (y_i)_{\max}$ – wartości graniczne cechy y_i .

Istotnym zadaniem diagnostyki technicznej jest ustalenie wpływu niezdatności poszczególnych elementów na wartości cech diagnostycznych y_i . Ustalenie takich związków może pozwolić na efektywną lokalizację niezdatności, jakie mogą powstawać w trakcie eksploatacji pojazdu. Wymaga to rozważenia różnych scenariuszy zdarzeń dotyczących obiektu badanego jako pewnego układu składającego się z elementów i zdefiniowanego formułą (1).

Przyjmując, że każdy element obiektu może wykazywać niezdatność tylko jednego rodzaju, co jest charakterystyczne dla cech możliwych do opisania standartowymi krzywymi zużycia, a także jeśli w obiekcie i nie ma ograniczenia co do ilości występujących niezdatności jednocześnie, to zbiór możliwych sytuacji będzie równoliczny ze zbiorem potęgowym 2^E zbioru E :

$$2^E = \left\{ \emptyset, \{e_1\}, \{e_2\}, \dots, \{e_k\}, \{e_1, e_2\}, \{e_1, e_3\}, \dots, \{e_1, e_k\}, \dots, \{e_{k-1}, e_k\}, \dots, \right. \\ \left. \{e_1, e_2, e_3\}, \dots, \{e_1, e_2, e_k\}, \dots, \{e_{k-2}, e_{k-1}, e_k\}, \dots, \{e_1, e_2, \dots, e_k\} \right\} \quad (4)$$

gdzie:

\emptyset – zbiór pusty (elementy nie wykazują niezdatności).

Każdy z podzbiorów zbioru 2^E dotyczy odrębnej sytuacji i z technicznego punktu widzenia może być traktowany jako odrębny stan techniczny, czyli można dokonać następujących przyporządkowań:

$$\emptyset \Rightarrow S_0, \{e_1\} \Rightarrow S_1, \{e_2\} \Rightarrow S_2, \dots, \{e_k\} \Rightarrow S_k, \dots, \{e_1, e_2, \dots, e_k\} \Rightarrow S_{i_{k-1}} \quad (5)$$

gdzie:

- S_0 – stan zdatności obiektu,
- $S_1, S_2, \dots, S_{i_{k-1}}$ – stany niezdatności obiektu.

W efekcie tego pełny zbiór stanów SU tego obiektu może być zapisany następująco:

$$SU = \{S_0, S_1, S_2, \dots, S_k, \dots, S_{i_{k-1}}\} \quad (6)$$

gdzie:

$i_k = 2^k$ – liczba podzbiorów zbioru 2^E .

Ważnym podzbiorem zbioru SU jest zbiór stanów podstawowych SU_k , obejmujący takie przypadki, w których może wystąpić niezdatność nie więcej niż jednego elementu obiektu. Zbiór SU_k zawiera $k + 1$ stanów:

$$SU_k = \{S_0, S_1, S_2, \dots, S_k\} \quad (7)$$

Dla $k = 1$ otrzymamy zbiór stanów obiektu jednoelementowego:

$$\bigwedge_{k=1}^n SU_k = \{S_0, S_1\} \quad (8)$$

W przypadku elementów układu elektrycznego pojawienie się takich podstawowych niezdatności jak przerwa w obwodzie lub przebicie izolacji mogą w istotny sposób wpływać na wartości cech diagnostycznych, czyli generować odrębne stany techniczne. Ze względu na to, dla każdego i -tego elementu obiektu badanego, można określić zbiór stanów S_i zawierający:

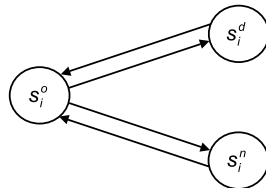
- stan zdatności S_i^o ,
 - stan niezdatności z powodu przebicia izolacji S_i^n ,
 - stan niezdatności elementu, wynikający z przerwy w obwodzie S_i^d ,
- czyli:

$$S_i = \{S_i^o, S_i^n, S_i^d\} \quad (9)$$

Graf przejść pomiędzy stanami elementu przedstawiono na rys. 1. W eksploatacji możliwe jest przejście ze stanu zdatności do jednego z dwu stanów niezdatności. Powrót do stanu zdatności następuje po wykonaniu odpowiednich czynności obsługowych (naprawy).

Dla układu elektrycznego składającego się z k -elementów, licznosc (l_{pm}) podstawowego zbioru stanów, zawierającego stan zdatności S_o i stany niezdatności S_i^n oraz S_i^d , można określić następująco:

$$l_{pm} = 2 \times k + 1 \quad (10)$$



Rys. 1. Graf przejść dla zbioru stanów elementu układu zasilania hamulca szynowego

Fig. 1. Graph-scheme for technical state set of element of track brake supply

W postaci uporządkowanej tego rodzaju podstawowy zbiór stanów technicznych SU_r można zapisać jako:

$$SU_r = \{S_o, S_1^n, S_1^d, \dots, S_k^n, S_k^d\} \quad (11)$$

Przejścia ze stanu zdatności do każdego ze stanów niezdatności układu zasilania wyszczególnionych w (11) związane są z oddziaływaniem na wartości cech diagnostycznych, tj.:

- napięcia y_{jc} ,
- natężenia prądu y_{jn} .

W sytuacji gdy w układzie, w którym występują formy niezdatności poszczególnych elementów i dodatkowo nie ma możliwości zagwarantowania, że niezdatność jednego elementu powoduje natychmiastową niezdatność całego obiektu, to pełny zbiór stanów technicznych SU_m będzie miał następującą postać:

$$SU_m = \{S_0, S_1, \dots, S_k, \dots, S_{k \times r}, \dots, S_{l_m-1}\} \quad (12)$$

gdzie:

$l_m = (m + 1)^k$ – liczba stanów technicznych równa liczbie k -wyrazowych wariacji z powtórzeniami ze zbioru $m + 1$ elementów.

Rozpoznanie stanów wymienionych w (12) na podstawie binarnej oceny pojedynczych cech diagnostycznych wybranych do oceny każdego elementu obiektu jest niewykonalne. Wynika to z tego, że ilość wariacji z powtórzeniami l_{cp} możliwych do utworzenia z wartości logicznych, stanowiących wynik oceny tych cech, określa zależność [4]:

$$l_{cp} = p^c \quad (13)$$

gdzie:

- p – liczba wartości logicznych, które mogą być przypisane wynikowi oceny jednej cechy diagnostycznej,
- c – liczba cech,

co przy $p = 2$ i $c = k$ oraz $m = 2$ daje $l_{cp} = 2^c < l_m = 3^k$.

Dla zwiększenia potencjalnej możliwości identyfikacji stanów w obiektach, w których występuje więcej niż jedna forma niezdatności elementów składowych, należy wybrać większą liczbę cech diagnostycznych dla każdego elementu, a ponadto użyć trójwartościowego sposobu oceny tych cech. W tym ostatnim przypadku wartości zmierzone każdej cechy trzeba poddać trójwartościowej ocenie z wykorzystaniem funkcji charakterystycznej $\phi_3(y_i)$ o następującej postaci:

$$z_i^3 = \phi_3(y_i) = \begin{cases} 2, & \text{gdy } y_i < (y_i)_{\min} \\ 1, & \text{gdy } (y_i)_{\min} \leq y_i \leq (y_i)_{\max} \\ 0, & \text{gdy } y_i > (y_i)_{\max} \end{cases} \quad (14)$$

gdzie:

z_i^3 – rezultat oceny zmierzonej wartości cechy diagnostycznej y_i .

Sprawdzenie, czy tego rodzaju trójwartościowa ocena cech diagnostycznych jest możliwa do zastosowania w odniesieniu do układu zasilania hamulca szynowego tramwaju stanowi przedmiot dalszej części artykułu.

3. Weryfikacja trójwartościowego sposobu oceny cech diagnostycznych

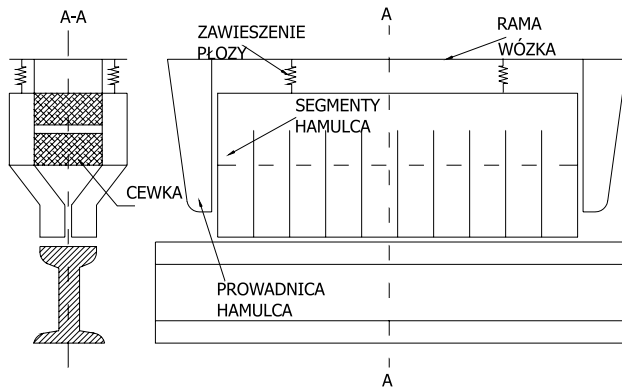
Aby zweryfikować możliwość użycia trójwartościowej oceny cech diagnostycznych w procesie diagnostyki układu zasilania hamulca szynowego, zdecydowano się wykorzystać uproszczony model tego układu przedstawiony na rys. 2.

Hamulec szynowy nie działa na zestawy kołowe, ale jego płoza jest dociskana elektromagnetycznie do powierzchni jezdnej szyny. Siła nacisku elektromagnesu wytwarza tarcie powierzchni hamulca (płozy) o szynę. Hamowanie jest tu praktycznie niezależne od przyczepności kół i zależy tylko od siły nacisku oraz od współczynnika tarcia pomiędzy płożą a szyną.

Płoza hamulca jest zawieszona w pionowych prowadnicach w niewielkiej odległości nad główką szyny w sposób przedstawiony schematycznie na rys. 2. Hamulec ten jest wyposażony w płożę o budowie segmentowej, która zapewnia jej lepsze przyleganie do szyny,

zwłaszcza przy wyższych prędkościach hamowania. W tramwajach starszej generacji (np. 105N) stosowane są płozy o konstrukcji litej. Płozą hamulca zostaje dociśnięta do szyny z siłą zależną od wielkości indukcji magnetycznej wytworzonej przez uzwojenie wzbudzenia oraz powierzchni płozy hamulca.

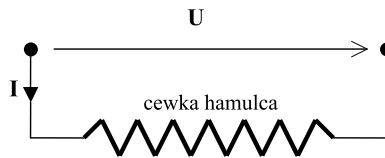
Hamulce szynowe stosowane są najczęściej jako hamulce bezpieczeństwa w tramwajach i w szybkich jednostkach pociągowych na kolejach. Do hamowania eksploatacyjnego się nie nadają, ponieważ powierzchnie styku płozy ścierają się szybko i wymagałyby częstej wymiany. Jako hamulce bezpieczeństwa nie mają regulacji siły docisku do szyny, ale nastawione są zawsze na maksymalną wartość prądu.



Rys. 2. Schemat zawieszenia hamulca szynowego na wózku [3]

Fig. 2. Diagram of the track brake hanging on a bogie [3]

Cewka płozy hamulca zasilana jest najczęściej z baterii akumulatorów w sposób przedstawiony na rys. 3. Zasilanie wzbudzenia hamulca z akumulatorów zapewnia niezależność jego pracy od napięcia sieci trakcyjnej.



Rys. 3. Schemat zasilania hamulca szynowego

Fig. 3. Diagram of track brake supply

Typowe uszkodzenie układu elektrycznego hamulca to przerwa ciągłości obwodu lub tzw. zwarcie zwojowe. Zwarcie zwojowe polega na galwanicznym połączeniu części zwojów cewki w wyniku uszkodzenia ich izolacji. Ten typ uszkodzenia może nie powodować zmiany siły docisku do szyny, co czyni go szczególnie trudnym do szybkiego zdiagnozowania. Jednocześnie stwarza ono zagrożenie, że zanik docisku nastąpi nieoczekiwanie w trakcie hamowania awaryjnego. Analizę tego zjawiska można przeprowadzić, posługując się stosownym modelem matematycznym:

$$F = \frac{B^2 S}{2\mu_0} \quad (15)$$

gdzie:

- F – siła docisku płozy do szyny,
- B – indukcja magnetyczna,
- S – powierzchnia płozy,
- μ_0 – przenikalność magnetyczna próżni.

Indukcję magnetyczną B wytwarzają amperozwoje cewki hamulca zgodnie prawem przepływu:

$$\oint_L H dl = I z = \Theta \quad (16)$$

przy czym:

$$B = \mu H \quad (17)$$

gdzie:

- μ – przenikalność magnetyczna obwodu magnetycznego hamulca,
- H – natężenie pola magnetycznego,
- I – prąd cewki,
- L – długość obwodu magnetycznego,
- z – liczba zwojów cewki.

Zwarcie zwojowe powoduje zmniejszenie liczby zwojów cewki przy równoczesnym proporcjonalnym obniżeniu jej oporności, co w konsekwencji powoduje odpowiedni wzrost prądu. W efekcie mimo wystąpienia zwarcia zwojowego nie ulega zmianie przepływ Θ , który decyduje o sile docisku płozy hamulca do szyny. Oczywiście takie rozumowanie jest słuszne przy założeniu, że oporność zwarcia zwojów jest pomijalnie mała i napięcie zasilania pozostanie niezmiennie.

Dla zobrazowania powyższego przypadku przeprowadzono obliczenia dla hamulca szynowego typu HS-3 stosowanego w tramwajach 105N. Dane analizowanego hamulca są następujące:

$$U = 40 \text{ [V]}, R = 3,7 \text{ [\Omega]}, z = 256, I = 10,8 \text{ [A]}, \Theta = 2767,5 \text{ [Az]}$$

Rozpatrzono przypadek zwarcia zwojowego, przy którym 10% zwojów zostało zwartych. Wyniki obliczeń przeprowadzono przy założeniu, że drut nawojowy jest jednorodny oraz przy uproszczeniu, że długość drutu w poszczególnych zwojach jest w przybliżeniu jednakowa. Wtedy oporność cewki przy 10% zwarciu zwojowym będzie wynosiła:

$$R_{10\%} = R(1 - 0,1) = 3,33 \text{ [\Omega]}$$

a stąd prąd cewki:

$$I_{10\%} = \frac{U}{R_{10\%}} = 12,012 \text{ [A]}.$$

Natomiast liczba czynnych zwojów cewki wyniesie:

$$z_{10\%} = z(1 - 0,1) = 230,4$$

co daje:

$$\Theta = 2767,5[\text{Az}]$$

Z powyższych obliczeń wynika, że przy zwarciu zwojowym przepływ Θ nie ulega zmianie, ale zwarcie to w każdej chwili może przeistoczyć się w pełne uszkodzenie cewki, które spowoduje zanik siły hamowania w sytuacji wymagającej użycia tego hamulca. Może to doprowadzić do przerwy w obwodzie, przy którym wartość oporności, co oczywiste, wynosi $R = \infty$ [Ω]. Przerwa w obwodzie może niekiedy powstać także z innych przyczyn, np. wskutek poluzowania zacisków i rozłączenia przewodów pod wpływem drgań w czasie jazdy, w wyniku złomu zmęczeniowego przewodów, zaczepienia przewodu o przeszkody przy torowisku czy z powodu nieuważnej obsługi. Na zwiększenie wartości oporności może także wpływać poluzowanie, silne skorodowanie i zanieczyszczenie połączeń przewodów zasilających. Odwrotny skutek przynosi natomiast zawilgocenie izolacji, zdarzające się w zimie lub okresach nasilonych opadów.

Jeśli założyć, że błąd pomiaru wynosi $\pm 1\%$, to dla nominalnej wartości oporności cewki można wyznaczyć zakres wartości granicznych:

$$R \in [R_{\min}, R_{\max}]$$

gdzie:

$$R_{\min} = 3,66 \Omega,$$

$$R_{\max} = 3,74 \Omega.$$

Zainstalowanie miernika oporności pozwala wtedy na ustalenie metodyki rozpoznawania zarówno zwarcia zwojowego, jak i niezdatności związanych z przewodami zasilającymi. Można w tym celu wykorzystać funkcję (14), która stanowi podstawę do sformułowania trzech wariantów decyzji odnoszących się do stanu technicznego hamulca szynowego. Są to:

- dopuszczenie do eksploatacji, gdy $R_{\min} \leq R \leq R_{\max}$,
- sprawdzenie uzwojeń cewki hamulca, gdy $R < R_{\min}$,
- sprawdzenie przewodów zasilających, gdy $R > R_{\max}$.

Tego rodzaju postępowanie potwierdza przydatność stosowania trójwartościowej oceny cech diagnostycznych obiektu. Przedstawione warianty w jednoznaczny sposób wskazują na stan zdadności obiektu albo na określoną formę niezdatności. Wynika to z tego, że zmiana oporności w przypadku poluzowania lub silnego skorodowania zacisków albo przerwania przewodów zasilających cewkę hamulca szynowego jest wielokrotnie większa niż przy zwarcu zwojowym. Ta ostatnia niezdatność stanowi natomiast realne zagrożenie wtedy, gdy prawidłowo działa zasilanie hamulca. Jest jednak oczywiste, że podczas naprawy powinny zostać sprawdzone za każdym razem zarówno przewody zasilające, jak i cewka, tworzące razem, pod względem funkcjonalnym i niezawodnościowym, określoną strukturę szeregową.

4. Wnioski

Przedstawiony w artykule trójwartościowy system oceny cech diagnostycznych użyty do rozpoznawania form niezdatności hamulca szynowego tramwaju. Cechą diagnostyczną, którą do tego można użyć, jest wartość oporności cewek hamulca podczas hamowania. Jest

to pomiar na tyle prosty i mało kosztowny, że może być przeprowadzany w trakcie jazdy. W przypadku zauważenia zmiany wartości oporności dowolnej cewki możliwe jest podjęcie decyzji o konieczności powtórnego sprawdzenia hamulca szynowego w zajezdni i naprawie wynikającej z wariantów przekroczenia wartości granicznych tej cechy diagnostycznej. Decyzje są łatwe do zaimplementowania w pokładowym systemie diagnostyki technicznej, co stwarza możliwość ich podejmowania w czasie rzeczywistym, podczas użytkowania. W trakcie badań stanu technicznego hamulca szynowego w zajezdni wnioskowanie może się opierać na pomiarze prądu lub oporności cewki, co w obu przypadkach pozwala na zastosowanie trójwartościowej oceny tych cech diagnostycznych.

Przedstawiony w artykule przykład stanowi potwierdzenie podstawowej zalety stosowania wielowartościowej oceny cech diagnostycznych, którą jest zwiększenie precyzji rozpoznawania stanu technicznego obiektów.

L i t e r a t u r a

- [1] Jeleśniański Z., Sowa A., Walczak S., *Model analityczny pneumatycznego układu hamulca pojazdu szynowego*, Pojazdy Szynowe, nr 2/2004, 23-27.
- [2] Kupracz W., Jeleśniański Z., Sowa A., Walczak S. i in., *Badania i modelowanie układów hamulcowych w pojazdach szynowych*, Projekt nr 5T12C06324, CNTK, Warszawa 2005.
- [3] Skowron J., *Wybrane modele matematyczne elektromagnetycznych hamulców kolejowych*, Polskie Towarzystwo Symulacji Komputerowej, Politechnika Radomska, IPPT PAN, Radom 2007.
- [4] S o w a A., *System kodowania wybranych niezdatności układu pneumatycznego hamulca pojazdów szynowych*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Transport, z. 39, Gliwice 1999.
- [5] S o w a A., *Klasyfikacja stanów w eksploatacji pojazdów szynowych*, Czasopismo Techniczne, z. 3-M/2005, Politechnika Krakowska 2005, 269-278.

ALEKSANDER ŚLADKOWSKI*

PERSPEKTYWY ROZWOJU TRANSPORTU KOLEJOWEGO W POŁĄCZENIU WSCHÓD–ZACHÓD

PERSPECTIVES OF RAIL TRANSPORT DEVELOPMENT IN EAST–WEST CONNECTION

Streszczenie

W pracy przeanalizowano obecną sytuację transportu kolejowego i wskazano perspektywy jego rozwoju, który powinien zapewnić rosnące potrzeby wymiany towarowej pomiędzy Wschodem a Zachodem. Szczególną uwagę poświęcono Polsce jako mostowi transportowemu w zapewnieniu łańcuchów logistycznych dostawy towarów we wskazanym kierunku.

Słowa kluczowe: transport kolejowy, logistyka, Wschód–Zachód

Abstract

The paper analyzes the current situation and identifies the perspectives of development of rail transport, which should provide a growing need for cargo exchange between East and West. Particular attention was given for Poland as the transport bridge for ensuring of logistics chains in the delivery of goods in this direction.

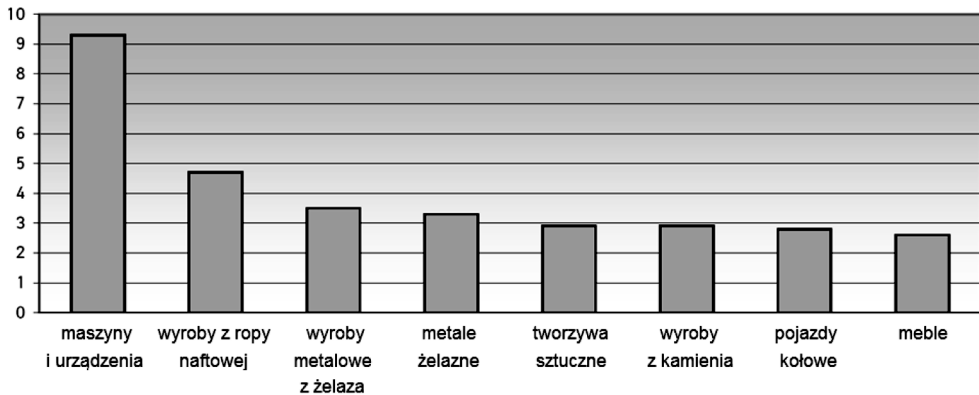
Keywords: railway transport, logistics, East–West

* Prof. dr hab. Aleksander Śladkowski, Katedra Logistyki i Transportu Przemysłowego, Wydział Transportu, Politechnika Śląska.

1. Wstęp

Ostatnio na świecie miała miejsce redystrybucja zdolności produkcji pomiędzy regionami. Pierwsze miejsce zajęły kraje Azji Południowo-Wschodniej. Było to spowodowane przede wszystkim tanią siłą roboczą w regionie, jak również chęcią krajów rozwiniętych do rozwiązania problemów ochrony środowiska mających na celu wyprowadzenie szkodliwych produkcji do innych części świata. Jest oczywiste, że za tym nastąpił spadek produkcji oddzielnych branż w Europie, takich jak hutnictwo żelaza i stali, i przeniesienie produkcji w inne regiony. Stopniowo do tej branży dodano elektronikę i inżynierię elektroniczną, tak że duża część tej produkcji jest wytwarzana na tym obszarze. Branże te są lokalnymi liderami ale to nie jest zjawisko pojedyncze, bo na przykład obecnie większość produkcji towarów AGD produkuje się też w tym regionie. Większość znanych firm, wiodących producentów tych produktów, stworzyła zakłady produkcyjne w Chinach, Korei Południowej, Tajwanie, Malezji i innych krajach azjatyckich. Ponadto, tradycyjnie wysoki poziom zdolności produkcyjnej produktów high-tech występuje w Japonii.

Te czynniki wpływają na rozkład potoków towarów i ich strukturę. W niniejszym artykule autor stara się przeanalizować perspektywy połączenia kolejowego Wschód–Zachód, rozumiejąc przy tym w szczególności transport pomiędzy krajami WNP i UE. W analizie światowego ruchu bardzo często są mieszane przepływy towarów z Azji Południowo-Wschodniej, które zawierają długą listę pozycji, z których niektóre są to produkty przemysłu high-tech, oraz przepływy towarów, które są głównie dostarczane z Rosji, Kazachstanu, Ukrainy i innych krajów WNP. Jeśli spojrzeć na strukturę potoków towarów z Azji Południowo-Wschodniej do UE, wśród nich pozycje dominujące zajmuje produkcja przemysłu budowy maszyn [1].

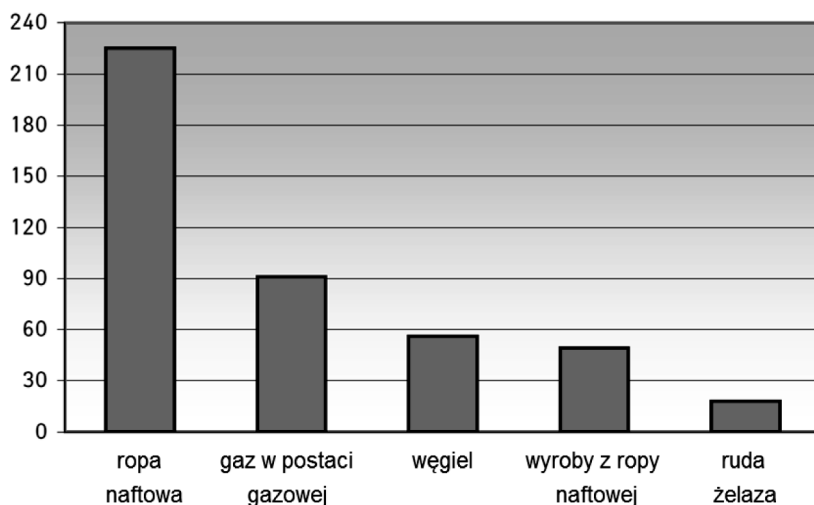


Rys. 1. Główne składniki potoku towarów Wschodnia Azja – UE w 2009 r. (mln t)

Fig. 1. Main ingredients of stream of goods between East Asia and UE in 2009

Porównanie z podobnymi danymi dla wymiany towarów pomiędzy krajami WNP i Unii Europejskiej [1] wskazują, że tutaj głównymi elementami są zasoby naturalne (surowce). Niemniej jednak, jeśli pominąć ropę i gaz, które są na pierwszym miejscu, inne towary mogą i powinny być dostarczane kolejją. To samo dotyczy towarów z Azji Południowo-Wschodniej.

Jednak większość towarów z Azji Południowo-Wschodniej dostarczana jest drogą morską. Przy tym czas dostawy towarów, na przykład z Chin, wynosi 42–45 dni. Korzystanie z tras kolejowych przez Rosję może skrócić ten czas do 15–17 dni. Dlaczego dostawy towarów w tym kierunku najczęściej nie są realizowane? Co jest tego przyczyną?



Rys. 2. Główne składniki potoku towarów WNP–UE w 2009 r. (mln t)

Fig. 2. Main ingredients of stream of goods between Newly Independent States and UE in 2009

2. Problemy dostaw towarów transportem kolejowych pomiędzy Wschodem i Zachodem

Jest oczywiste, że główny powód, dla którego firmy logistyczne i ich klienci wolą szlaki morskie, to stosunkowo wysoka cena przewozu towarów koleją. Jeśli porównać ceny wysyłki 40-stopowych kontenerów z Szanghaju do Warszawy, to wg danych firmy JCC Int. Trade – transport [2] taka cena powinna wynosić 2700 dolarów za dostawę kontenera do portu Hamburg lub 3100 dolarów za dostawę kontenera do portu Gdynia. Należy jeszcze dodać około 300 EUR za rozładunek w porcie przeznaczenia oraz dostawę ciężarówką do klienta końcowego bezpośrednio w Warszawie, która będzie kosztować 900 euro, w zależności od jazdy z Hamburgu lub 1750 złotych z Gdyni. Tak więc jeśli przeliczyć to wszystko do wspólnej waluty w dolarach amerykańskich, wtedy przewóz kontenera na trasie Szanghaj–Hamburg–Warszawa będzie kosztować dla klienta (oczywiście biorąc pod uwagę obecne warunki rynkowe i kursy walut) 4481 dolarów. Wysyłka tego samego kontenera na trasie Szanghaj–Gdynia–Warszawa będzie kosztować klienta około 4205 dolarów. Oczywiście, ostatni marszrut dla klienta może być preferowany, ale w każdym przypadku powinna być wykonana indywidualna analiza rynku ze szczególnym uwzględnieniem nie tylko na ceny transportu, ale również jego regularności, bezpieczeństwa, gwarancji i ubezpieczeń świadczonych przez operatorów logistycznych, jak również innych czynników.

Jeżeli teraz porównać ceny dostawy tego samego kontenera koleją na trasie Szanghaj–Moskwa, to według informacji z portalu „Business in China” [3] taka cena wyniesie około 6170 dolarów. Portal nie zawiera żadnych informacji na temat dalszych dostaw do odbiorców europejskich, ale koszt wysyłki dla rosyjskich klientów, którzy znajdują się w odległości porównywalnej do Warszawy, może być wykorzystany do takiej oceny z uwzględnieniem odpowiedniej podwyżki cen. Na przykład, dostawy do klienta, który znajduje się w Rostowie nad Donem, wynoszą 7870 dolarów, lub w Archangielsku 7770 dolarów. Tak więc jest oczywiste, że ceny dostaw są jednym z najważniejszych czynników wpływających na wybór metody dostawy do klienta.

Równie ważne są precyzyjne i jasne zasady polityki cenowej przewoźnika. Niestety, nie można tego powiedzieć o obecnej praktyce rosyjskich kolei. Jeżeli chcemy powołać się na ten sam portal [3], to dostarczenie tego samego kontenera z Szanghaju do odbiorcy w Kurganie będzie kosztować klienta 7160 dolarów, tj. prawie tysiąc dolarów więcej niż w Moskwie. Jaka jest tego przyczyna? Niezależnie od tego, w jaki sposób kontener będzie przewożony Magistralą Transsyberyjską lub przez Kazachstan, stacja Kurgan będzie znajdować się na trasie przewozu, a kontenery miałyby być rozładowane na niej, tj. na odległości 2000 km przed Moskwą. W związku z tym cena wysyłki musiałaby być znacznie mniejsza, ale nie większa. Dla wyjaśnienia można by przyjąć, że pociąg kontenerowy dostarczany jest do Moskwy, a następnie kontenery dostarczane są do innych regionów Rosji, co znacznie zwiększa koszty transportu. Byłoby to uzasadnione, jeźliby stacja Kurgan nie miała możliwości rozładunku kontenerów. Ale tak nie jest! Źródło literaturowe [4] informuje, że stacja Kurgan ma możliwość rozładunku kontenerów dla wszystkich rozmiarów.

Niestety, wyżej wymieniono nie wszystkie problemy dostaw towarów transportem kolejowym pomiędzy Wschodem i Zachodem. W artykule [5] podano szczegółową analizę „wąskich gardeł”, które blokują przepływ towarów w tym kierunku. Wśród nich wskazane są także:

- dotkliwy niedostatek platform kontenerowych i kontenerów wielkogabarytowych;
- nieodpowiednia polityka taryfowa, wysoki poziom opłat za bezpieczeństwo kontenerów, brak preferencyjnych płatności za powrót pustych kontenerów i platform;
- obecność „wąskich gardeł”, takich jak stacja kolejowa Nakhodka Wschodnia;
- brak odpowiednich usług, brak dyscypliny technologicznej;
- problemy logistyczne, braki bazy legislacyjnej, bardzo dezorientacyjne i sprzeczne przepisy prawa celnego;
- brak wystarczającej ilości obiektów obsługi technicznej, których nie wystarcza nawet dla bieżącego utrzymania taboru kolejowego;
- brak terminali do obsługi kontenerów wielkogabarytowych na stacjach pośrednich;
- negatywny stosunek świata do sytuacji politycznej i gospodarczej w Rosji i w szczególności do jej komunikacji transportowej;
- brak umów międzypaństwowych w zakresie jedynych stawek celnych.

Niestety, w ciągu ostatnich 3 lat sytuacja niewiele się zmieniła. Należy to uwzględnić w związku z prognozowaniem rozwoju PKP. Jest oczywiste, że istnieją tendencje, które przyczyniają się do rozwoju transportu kolejowego. Można wymienić poprawę usług informacyjnych na rzecz rozwoju transportu i infrastruktury oraz poprawę stanu technicznego pojazdów, które stają się bardziej różnorodnymi i specjalistycznymi. Istnieją także tendencje, które utrudniają transport morski, np. rozszerzenie strefy piractwa na trasach morskich lub niestabilność w nadmorskich krajach Bliskiego Wschodu i Afryki Północnej, w wyniku

czego statki muszą korzystać z okrężnych dróg wokół całego kontynentu afrykańskiego, co znacznie wydłuża drogę i zwiększa czas dostawy towarów.

3. Ewentualne rozwiązania skierowane na rozwój transportu kolejowego dla dostawy towarów pomiędzy Wschodem a Zachodem

Wśród wymienionych czynników wstrzymujących rozwój transportu kolejowego na trasach łączących Wschód i Zachód większa część zależy od strony rosyjskiej. Na przykład, obecnie rosyjskie koleje (RZD) pracują nad zwiększeniem prędkości ruchu pociągów kontenerowych na terytorium Rosji. Planuje się, że prędkość pociągów będzie sięgać 1500 km dziennie. W chwili obecnej prędkość ta wynosi 1200 km dziennie. Niemniej jednak część pozycji RZD jest niespójna. Z jednej strony RZD dąży do redukcji kosztów transportu na jeden kontener do poziomu, przy którym cena przewozu kontenera przy kolejowej dostawie Wschód–Zachód nie przewyższa 1000 dolarów w porównaniu z transportem morskim. Zwiększyłyby to konkurencyjność transportu kolejowego. Z drugiej strony koleje w 2011 roku zamierzają podnieść taryfy na przewóz ładunków o 3,8% [6].

Czy Polska może sprzyjać rozwojowi danych komunikacji? Oczywiście, że tak. W tej kwestii trzeba wychodzić z założenia, że inwestycje w rozwój tego transportu mogą korzystnie wpływać nie tylko na sam transport, ale na gospodarkę jako całość, i nie tylko w Polsce, ale także w kilku innych krajach europejskich.

Jedną z przeszkód kolejowych przewozów towarowych jest inna szerokość torów kolejowych w różnych krajach. W większości krajów UE taka szerokość równa się 1435 mm. Powszechnie taka szerokość jest nazywana torem normalnym. W krajach byłego ZSRR szerokość toru równa się 1520 mm. Polska obecnie posiada odpowiednie urządzenia przeładunkowe, które koncentrują się głównie na obszarach przygranicznych. Wśród nich można określić następujące terminale i punkty przeładunkowe: Szczepieszyń, Chełm Wschodni, Wólka Zalesie, Zaborze Zalesie, PS Trade Trans Sp. z o.o. Dorohusk, Railport Medyka Trade Trans Sp. z o.o., Transgaz SA, Zalesie, P.P.H.U. UKPOL Sp. z o.o., Werchrata, Trade Trans Karyja Sp. z o.o., Baranów Sandomierski i wiele innych. Część terminali znajduje się wzdłuż LHS. Przykładowo, w Sławkowie znajdują się 4 terminale, w tym bardzo duży Euroterminal.

Należy również zwrócić uwagę na ważne inwestycje z ostatnich lat, wśród których istotnym jest centrum logistyczne „Port Przeładunkowy Małaszewicze”, który ma roczną wydajność przeładunkową 240 000 TEU i jednocześnie pozwala na przechowywanie 1350 TEU. Wymienione terminale mają wydajności przeładunkowe wystarczające dla zapewnienia obecnych potrzeb transportu kolejowego na trasach Wschód–Zachód. Można nawet powiedzieć, że wiele z tych możliwości jest używanych. Czy będą stosowane w przyszłości? Oczywiście istnieje możliwość zwiększenia zapotrzebowania przeładunkowego. Możliwe jest również wykorzystywanie nowoczesnych technologii przeładunkowych. Ale czy to jest wystarczające rozwiązanie problemu? Czy ta ścieżka nie prowadzi w ślepy zaułek?

Są inne rozwiązania techniczne pozwalające przyspieszyć dostawę towarów koleją. Jednym z nich jest wykorzystanie wózków z zestawami kołowymi o zmiennym rozstawie kół. Istnieje wiele rozwiązań technicznych, które zostały już przetestowane w warunkach eksploatacyjnych. Wśród nich warto wymienić rozwiązania techniczne dla połączenia hiszpańskich torów z szerokością 1600 mm z torami europejskimi z szerokością normalną (system TALGO RD, system CAF Brava, łączący sprzęt torowy TCRS1), pociąg GCT i urządze-

nia torowe GCE do ruchu w warunkach japońskich kolei z szerokościami torów 1067 mm i 1435 mm oraz, oczywiście, system SUW2000, który jest dobrze sprawdzony w ruchu pasażerskim pomiędzy Polską i Ukrainą, a także Polską i Litwą.

Zastosowanie takich systemów do towarowych przewozów kolejowych wydaje się problematyczne. Jest oczywiste, że wyposażenie wagonu towarowego, cysterny lub platformy w podobne wózki nie będzie zbyt skomplikowane, ale należy przeprowadzić dalsze badania stabilności ruchu dla takich wagonów, a także testy zużycia kół, które będą jeździć na bardzo duże odległości, z uwzględnieniem różnych profili powierzchni roboczych szyn i ich różnego pochyleń. Ale nawet jeżeli możemy sobie wyobrazić, że te problemy zostaną rozwiązane, masowe przewozy towarów z użyciem tych wózków nie są możliwe ze względu na ich wysoki koszt. Można sobie wyobrazić, że niektóre trasy lub pociągi kontenerowe będą wyposażone w takie wózki, ale powszechne stosowanie takich wózków w najlepszym przypadku możliwe będzie w odległej przyszłości.

Niestety, w wielu decyzjach technicznych są widoczne czynniki polityczne lub osobiste. W przeciwnym razie trudno jest wyjaśnić wybór RZD wózków konstrukcji TALGO do przewozów pasażerskich Rosja–Niemcy. Decyzja ta jest zaskakująca w świetle faktu, że wózki TALGO są bardziej złożone technicznie w porównaniu z podobnymi wózkami systemu SUW2000, co może prowadzić – i według niektórych źródeł informacji prowadzi – do braku niezawodności takich systemów. Na przykład w [7] podkreślono, że wózki TALGO są zbyt skomplikowane, co może przyczynić się do obniżenia ich niezawodności przy eksploatacji. Oprócz tego wzrost masy części nieresorowanych może niekorzystnie wpływać na współpracę dynamiczną kół i torów, jak również na bezpieczeństwo ruchu. Ponadto, systemy te, znacznie droższe w porównaniu z ich polskimi analogami, nie przeszły badań eksploatacyjnych w poszczególnych regionalnych warunkach. Niemniej jednak strona rosyjska prowadzi intensywne działania w celu wykorzystania tych wózków i wagonów dla pociągów komunikacji Moskwa–Berlin [8].

Przy dalszym rozwoju sytuacji w tym kierunku i zgodzie strony niemieckiej do wykorzystania tych wagonów, co teraz wydaje się prawdopodobne, przed fachowcami polskich kolei i negocjatorami powinno być postawione zadanie mające na celu wyposażenie obszarów przygranicznych przejściami kolejowymi systemów TCRS4 [9], co pozwoli na wykorzystanie pociągów z różnymi konstrukcjami wózków z zestawami kołowymi o zmiennym rozstawie kół, w tym SUW2000. Następnie zalety polskiej konstrukcji mogą być udowodnione za pomocą badań porównawczych.

Jak już wspomniano, stosowanie wózków z regulacją rozstawu kół nie może być radykalnym rozwiązaniem problemów transgranicznych. Takim radykalnym rozwiązaniem jest zbudowanie szerokotorowych kolei na terytorium UE lub, odpowiednio, budowa normalnotorowych kolei na terytorium Rosji i Ukrainy. To ostatnie wydaje się bardziej racjonalnym rozwiązaniem, bo po pierwsze, istnieje możliwość przebudowy szerokich torów na połączone tory z szerokością 1520/1435 mm. Po drugie, istnieje wystarczająca liczba lokomotyw wielosystemowych przeznaczonych do kolej 1435 mm, czego nie można powiedzieć w przypadku kolei szerokotorowych. Niemniej jednak pierwsze próby promowania normalnego toru na Wschodzie są w fazie początkowej. Istnieje tylko wstępny projekt wydłużenia kolei 1435 mm do Lwowa, który spotkał się z dodatkowymi trudnościami, jakie stwarzają przywódcy ukraińskich kolei [10]. Jest oczywiste, że strona polska powinna wspierać tę inicjatywę, ale znaczna część odpowiedzialności za tę decyzję spoczywa na stronie ukraińskiej.

Jednocześnie bardzo dziwi zaskakująca pasywność strony polskiej w promocji wydłużenia kolei szerokotorowych na Zachód. Oczywiście, wąskie interesy resortowe mogą zatem ponieść pewne straty. Jeżeli takie koleje zaczną pracować, pewnych strat (choć niekoniecznie) mogą spodziewać się właściciele terminali przeładunkowych, ale z drugiej strony polska gospodarka będzie miała ogromne zyski. Jednak istotnego zainteresowania polskich władz kolejowych w tym zakresie nie widać. Tylko tym faktem (jeżeli pominąć czynnik nacisku politycznego) można wyjaśnić pojawienie się alternatywnego projektu kolei szerokotorowej z Koszyc do Wiednia (rys. 3 [11]).



Rys. 3. Projekt szerokotorowej kolei Moskwa–Kijów–Lwów–Koszycy–Wiedeń

Fig. 3. Project of broad gauge railway Moscow–Kiev–Lvov–Koszyce–Vienna

Należy zauważyć, że obecnie realizacja tego projektu jest pod znakiem zapytania w związku z pragmatycznym podejściem po stronie słowackiej. Nie jest to zaskakujące. Analiza przepływu towarów wskazuje, że w 2009 roku obroty handlowe między Rosją i Austrią wyniosły 3684 mln dolarów według rosyjskich statystyk, lub 5030 mln dolarów zgodnie z austriackimi statystykami (taka duża rozbieżność w danych jest trudna do wyjaśnienia, jednak odnosi się to do wielu statystyk ekonomicznych w Rosji, a nie tylko do analizy danego kierunku handlu). Przy tym obroty handlowe między Rosją a Niemcami w tym samym 2009 r. wyniosły 39,9 miliardów dolarów wg niemieckich danych statystycznych. To znaczy obroty handlowe w kierunku Rosja–Niemcy są ponad 8 razy wyższe niż z Austrią. Takie obroty przede wszystkim świadczą o realizacji przewozu towarów. Tak więc kierunek potoków towarowych Niemcy–Polska–Białoruś–Rosja jest wielokrotnie bardziej obiecujący w porównaniu z kierunkiem austriackim.

Należy również pamiętać, że w przeciwieństwie do stosunkowo krótkiego odcinka kolei 1520 mm na terytorium Słowacji (80 km), Polska ma prawie 400 km szerokotorowej kolei (LHS), tak więc zapotrzebowanie inwestycyjne dla wydłużenia ostatniej kolei oraz jej przebudowa zgodnie z nowoczesnymi normami byłyby znacznie mniej uciążliwymi niż opisany wyżej projekt. Jak można się było spodziewać (autor artykułu osobiście przekonał się w tym

przyypadku), pracownicy słowackiego ministerstwa infrastruktury sceptycznie oceniają perspektywę rosyjsko-austriackiego projektu.

Podsumowując, warto życzyć Ministerstwu Infrastruktury RP, aby dążyło do bardziej aktywnego udziału w negocjacjach z partnerami rosyjskimi i ukraińskimi, aby w miarę możliwości wspierać rozwój połączeń kolejowych Wschód–Zachód, gdzie Polska będzie musiała odegrać rolę mostu transportowego.

Literatura

- [1] *Итоговый отчет: Мировая торговля и международные грузопотоки в 2009 г.* ООО „Влант”, Москва 2010.
- [2] *JCC Int. Trade – transport. Aktualne/przykładowe stawki za transport z Chin*, <http://www.jccint.com/transport/cennik.php>.
- [3] *Бизнес в Китае. Информационно-аналитический портал. Стоимость доставки контейнеров из Шанхая в города России*, http://www.asia-business.ru/torg/information/container-traffic/container-traffic_204.html.
- [4] *Справочник всех железнодорожных станций России с кодами ж.д.*, http://www.slugba-perevozok.ru/pages/container_spravochniki_stanzii.html.
- [5] *Китайские грузы для России: конкуренция нарастает*, Контейнерный бизнес, 17-12-2008, <http://www.containerbusiness.ru/journal/10842>.
- [6] *РЖД в 2011 году намерены поднять тарифы на грузоперевозки на 3,8%*, <http://www.cargonews.ru/rails/2176-rzhd-v-2011-godu-namereny-podnyat-tarify-na-gruzoperevozki-na-38.html>.
- [7] Михайлов Е.В., *История создания и перспективы применения раздвижных колесных пар на железнодорожном подвижном составе*, Вагонный парк, №9, 2010, 50-53.
- [8] *РЖД и испанская Talgo подписали соглашение по планируемым поставкам пассажирских вагонов*. <http://www.moskvaminsk.com/news/archives/1076>.
- [9] Díaz I.J.I., *Innovation and projects of future. TCRS3 Y Unichanger*, http://www.unichanger.es/web/docs/16-Jorge_Iglesias.pdf.
- [10] Николаев А., *Винский не пускает „Укрзалізницю» в Європу*, Информационный портал Транспортный бизнес”, http://www.tbu.com.ua/articles/vinskii_ne_puskaet_ukrzaliznytsu_v_evropu.html
- [11] Бажина А., *РЖД может пересмотреть маршрут широкой колеи до Вены*, Маркер, Деловая газета, 1.10.2010.

ANDRZEJ SOWA*

STAN OBIEKTU JAKO WIELOZNACZNE POJĘCIE
WE WSPÓŁCZESNEJ EKSPLOATACJI TECHNICZNEJOBJECT STATE AS AMBIGUEST TERM IN
CONTEMPORARY TECHNICAL OPERATION

Streszczenie

Artykuł przedstawia zróżnicowanie znaczeń pojęcia stanu obiektu, w zależności od punktu widzenia, z jakiego jest ono rozważane. Każde z tych znaczeń może być przedmiotem identyfikacji we współczesnych systemach eksploatacji. Pierwszym ze znaczeń jest stan struktury obiektu odnoszący się do liczby elementów czynnych oraz powiązań pomiędzy nimi. Innym, również bardzo ważnym znaczeniem jest stan techniczny identyfikowany na podstawie oceny wartości cech fizykalnych lub poprawności funkcjonowania elementów składowych obiektu. Zarówno od stanu struktury, jak i od stanu technicznego zależy stan eksploatacyjny obiektu, co jest trzecim znaczeniem pojęcia stanu obiektu. W artykule przedstawiono zasady klasyfikacji w obrębie wszystkich trzech grup znaczeniowych pojęcia stanu obiektu, a także wzajemne powiązania pomiędzy nimi.

Słowa kluczowe: pojazdy szynowe, diagnostyka techniczna, stan techniczny, stan struktury obiektu, stan eksploatacyjny

Abstract

Differentiation meanings of an object state depending on the point of view has been presented in the paper. Each of these meanings may be the subject of identification in modern operating systems. The first meaning is the structure state of the object referring to the number of its active elements and to relations between them. Another very important meaning is the technical condition of the object identified on the basis of evaluation of physical property values of components or on the proper operation of elements. Technical operation state the object depends both on its structure and technical condition states. It is the third meaning of the object state term. The paper presents the principles of classification with in all three groups of the semantic meanings of this term, and the relations between these meanings.

Keywords: rail-vehicles, technical diagnostics, technical condition state, structure state, technical operation state

* Dr inż. Andrzej Sowa, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Naturalną tendencją w rozwoju współczesnych metod diagnostyki technicznej jest ograniczenie udziału człowieka w procesie diagnozowania pojazdów lądowych. Wynika to nie tylko z dążenia do przyspieszenia procesu analizy wyników pomiarów i formułowania diagnozy, ale także z chęci wyeliminowania potencjalnego źródła błędów, którym może być człowiek tego dokonujący. Realizacja takiego postulatu wymaga sprecyzowania zakresów wartości granicznych cech diagnostycznych, sformalizowania zasad oceny tych cech, jak również zasad podejmowania decyzji eksploatacyjnych na podstawie badań. Pociąga to za sobą także konieczność doprecyzowania jednego z podstawowych pojęć związanych z eksploatacją pojazdów, a mianowicie pojęcia stanu obiektu. Niektóre ze znaczeń tego pojęcia odnoszą się do przedmiotu badań diagnostycznych, inne zaś są wynikiem podejmowania decyzji eksploatacyjnych wobec obiektów poddanych takim badaniom. Ponadto, współcześnie, wykonanie tych decyzji eksploatacyjnych również może podlegać identyfikacji w sposób zdalny, przez odpowiedni system. Wynika z tego konieczność rozróżniania tych odrębnych form znaczeniowych analizowanego pojęcia, co jest przedmiotem niniejszego artykułu.

2. Klasyfikacja znaczeń pojęcia „stan obiektu”

W literaturze pojęcie stanu obiektu utożsamia się zwykle z jego technicznym znaczeniem, odnoszącym się do pewnych właściwości tego obiektu. Tak jest między innymi w [1], gdzie zauważa się, że: „W każdej chwili $t \in \mathbf{T}$ obiekt znajduje się w jednym z możliwych stanów $w(t)$ ” tworzących zbiór \mathbf{W} , przy czym \mathbf{T} jest zbiorem chwil, w których jest rozpatrywane funkcjonowanie obiektu. W konsekwencji, wychodząc od tego, że: „Przez stan systemu należy rozumieć ciąg chwilowych wartości zmiennych parametrów stanu wyrażający cechy (właściwości) systemu uznane za istotne dla danego problemu i w sposób wyraźny występujące w matematycznym opisie modelu systemu”, definiuje się pojęcie stanu obiektu technicznego, które „można przedstawić w postaci uporządkowanego ciągu wartości liczbowych zmiennych stanu $x_i(t)$ ($i = 1, 2, \dots, m$) i traktować jako wektor stanu:

$$\mathbf{W}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \dots \\ x_m(t) \end{bmatrix} \quad (1)$$

Tego rodzaju definiowanie pojęcia stanu obiektu jest wystarczające w systemach eksploatacji, w których funkcje sprawdzające, analityczno-ocenowe i decyzyjne były wykonywane przez człowieka. Jeśli jednak w procesie kierowania eksploatacją takich złożonych obiektów jak pojazdy dąży się do wykorzystania współczesnych osiągnięć techniki, to należy precyzyjnie określić jeszcze inne znaczenia tego pojęcia.

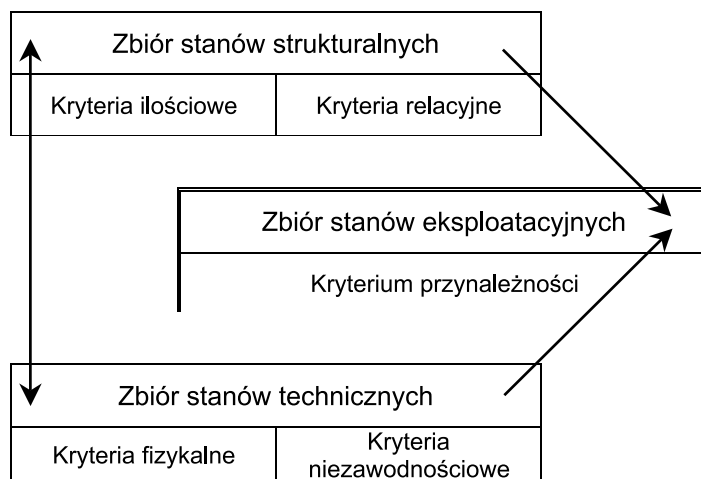
Obecnie w procesie eksploatacji pojazdów można wyróżnić trzy podstawowe grupy znaczeń pojęcia „stan obiektu”. Są to znaczenia związane:

- ze strukturą wewnętrzną elementów składowych obiektu,
- z dopuszczalnością użytkowania obiektu,
- z usytuowaniem obiektu w systemie eksploatacji.

Pierwsze z tych znaczeń odnosi się do struktury połączeń elementów składowych obiektu, drugie do właściwości tych elementów, a trzecie do organizacyjnej strony eksploatacji pojazdu. Odpowiednio do tego, ale w odrębny sposób, można zdefiniować trzy wyraźnie różne pojęcia, które mogą charakteryzować pojazd. Są to stany:

- strukturalne,
- techniczne,
- eksploatacyjne.

Każdy z tych stanów może być zidentyfikowany na podstawie odrębnych kryteriów. I tak: stan strukturalny może być identyfikowany na podstawie kryterium ilościowego oraz schematu relacji pomiędzy elementami, stan techniczny za pomocą kryteriów fizykalnych i niezawodnościowych, a stan eksploatacyjny na podstawie kryterium położenia, rozumianego jako przynależność do określonego podsystemu systemu eksploatacji. Pomiędzy wymienionymi znaczeniami analizowanego pojęcia występują zależności, które można przedstawić jak na rys. 1.



Rys. 1. Zależności pomiędzy znaczeniami pojęcia stan obiektu

Fig. 1. Relations between meanings of the object state term

Pomiędzy stanami strukturalnymi i technicznymi obiektu występuje wzajemna zależność. Zarówno stan techniczny może wpływać na strukturę obiektu (np. w przypadku pojawienia się niezdatności), jak również niewłaściwa struktura może być przyczyną wystąpienia pewnych niezdatności. Poszczególne stany eksploatacyjne obiektów są natomiast, a przynajmniej powinny być, wynikiem określonego stanu technicznego i strukturalnego obiektu. Oczywiście jest, że procesy eksploatacji wpływają na zmiany stanu technicznego obiektu, ale pod względem decyzyjnym występuje tu tylko jednostronna zależność. Decyzje o przypisaniu obiektu do określonego podsystemu systemu eksploatacji powinny być formułowane na podstawie badań diagnostycznych. Wyniki uzyskane w ten sposób umożliwiają wtedy racjonalne kierowanie procesem eksploatacji obiektu.

3. Stany strukturalne obiektu

Obiekty diagnostyki składają się z określonej liczby elementów i w sposób formalny mogą być zdefiniowane jako skończony zbiór [5]:

$$E = \{ e : e_i \wedge i \in N \wedge 1 \leq i \leq k \} \quad (2)$$

gdzie:

- E – obiekt,
- e_i – elementy składowe obiektu,
- i – identyfikator ze zbioru N (liczb naturalnych),
- k – liczba elementów w obiekcie.

Przypisanie liczbowego identyfikatora do elementu jest wygodnym rozwiązaniem, pozwalającym na jego przyrostowe generowanie. Łatwo jest również wtedy utworzyć odpowiedni słownik nazw dla całego obiektu.

Pomiędzy elementami obiektu rzeczywistego występują pewnego rodzaju powiązania. Mogą się one przejawiać poprzez przekazywanie energii mechanicznej, przepływ cieczy, gazów bądź prądu elektrycznego i oddziaływań innego typu. Tworzy się w ten sposób struktura obiektu, w której pewien element jest pierwszy, inne zaś następują po nim. Można wobec tego stwierdzić, że w obiekcie występują relacje porządkujące R_{ij} , które przedstawiają wzajemne powiązania funkcjonalne pomiędzy poszczególnymi jego elementami. Relacje te mogą być zapisane w następujący, ogólny sposób:

$$R_{ij} = \left\{ \bigwedge_{i \neq j} \bigvee_{e_i, e_j} (e_i \prec e_j) \right\} \quad (3)$$

gdzie:

- i, j – identyfikatory elementów, $i < j \leq k$,
- \prec – operator relacji: „poprzedza”.

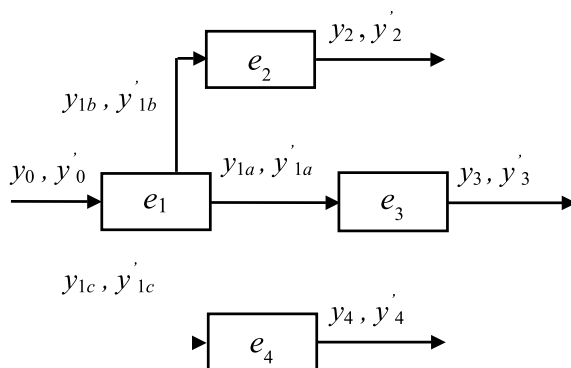
W przypadku wielu złożonych obiektów ich bieżąca struktura nie musi obejmować wszystkich jego elementów składowych w dowolnej fazie pracy takich obiektów. Jeśli w każdej zaobserwowanej fazie może współpracować określony podzbiór elementów ze zbioru E , przy skończonej liczbie faz f oznacza to, że [2]:

$$E_1 \subset E \wedge E_2 \subset E \wedge \dots \wedge E_f \subset E \quad (4)$$

Zarówno liczba elementów, jak i struktura relacji między nimi w określonym układzie pojazdu mogą mieć związek z funkcjonowaniem i stanem technicznym tego układu.

Brak pewnych elementów obiektu powoduje także równoczesną zmianę jego struktury. Zamiana tej struktury może wynikać również z pojawienia się dodatkowych połączeń pomiędzy elementami. Ilustruje to rys. 2 przedstawiający schemat części układu pneumatycznego hamulca wagonu osobowego w fazie napełniania. Pojawienie się nieszczelności pomiędzy zaworem rozrządczym (element e_1) a cylindrem hamulcowym (element e_2) powoduje, że połączenie zaznaczone na rysunku linią przerywaną staje się otwarte. Wpływa to nie tylko na charakterystykę napełniania zbiornika pomocniczego, lecz także może powodować przemieszczenie tłoka w cylindrze hamulcowym i uruchomienie hamulca w momencie, kiedy jest to niepotrzebne.

Tak więc stan ilościowy danego obiektu oraz stan struktury relacji pomiędzy jego elementami mogą być przedmiotem badania za pomocą pewnych cech diagnostycznych. W obu przypadkach różne są jednak cele takich badań i różne sposoby identyfikacji stanu ilościowego i stanu struktury relacji. Dla żadnego z tych działań nie można użyć określenia „badanie stanu obiektu”, ponieważ nie wiadomo wtedy, czego takie badania dotyczą.



Rys. 2. Część układu pneumatycznego hamulca wagonu osobowego podczas fazy napełniania: e_1 – zawór rozrządczy, e_2 – przewód zbiornika sterującego, e_3 – przewód zbiornika pomocniczego, e_4 – przewód cylindra hamulcowego, $y_{0...4}$ – ciśnienia w układzie, $y'_{0...4}$ – masowe natężenia przepływu powietrza

Fig. 2. Part of the pneumatic system of the car brake in filling phase: e_1 – distributing valve, e_2 – equalising reservoir pipe, e_3 – auxiliary reservoir pipe, e_4 – brake cylinder pipe, $y_{0...4}$ – pressures in system, $y'_{0...4}$ – mass air flows

4. Stany techniczne obiektu

Proces projektowania i wytwarzania części, a następnie ich montażu kształtuje właściwości każdego obiektu technicznego, które, jak już wspomniano, można opisać pewnym zbiorem cech fizycznych. Wartości tych cech mogą w trakcie eksploatacji ulegać zmianie – najczęściej pogorszeniu – na skutek występowania różnorodnych procesów, w tym procesów zużycia. Zmiany w poszczególnych elementach obiektu mogą zachodzić podczas eksploatacji w całej ich masie lub warstwie wierzchniej.

Poszczególne elementy składowe obiektu technicznego mogą być opisywane za pomocą jednej lub – częściej – wielu cech. Mierząc wartości tych cech, można utworzyć zbiór wartości, który można uważać za współrzędne wektora stanu. W danej chwili eksploatacji wyznacza on punkt deskrypcyjny w przestrzeni n -wymiarowej. Pozwala to na formalne zdefiniowanie **stanu technicznego** jako właściwości obiektu diagnozowanego determinowanej przez wektor cech fizycznych elementów składowych obiektu, czyli [5]:

$$\mathbf{X}(t, a) = [x_1[f_{1,a}(t)], x_2[f_{2,a}(t)], \dots, x_n[f_{n,a}(t)]] \quad (4)$$

gdzie:

- $\mathbf{X}(t, a)$ – wektor stanu technicznego,
- $f_{n,a}(t)$ – funkcja opisująca zmiany wartości cechy x_n po okresie eksploatacji t w warunkach a ,
- n – liczba składowych wektora stanu technicznego.

Dla większości cech fizykalnych zmiany ich wartości zachodzą według krzywych zużycia, które są ciągłe w określonym przedziale [6]. Wynika z tego to, że podczas eksploatacji mamy do czynienia z nieprzeliczalnym zbiorem wektorów $\mathbf{X}(t, a)$, czyli nieprzeliczalnym zbiorem chwilowych stanów technicznych obiektu. Nie zmienia tej sytuacji również uwzględnienie tych cech fizykalnych, które podlegają tylko binarnej lub wielowartościowej ocenie. Ponieważ każdy wektor $\mathbf{X}(t, a)$ wyznacza punkt deskrypcyjny przestrzeni n -wymiarowej β , to ze względów praktycznych w przestrzeni β trzeba wyznaczyć pewne granice obszarów utożsamianych z określonymi klasami stanów technicznych. Dla każdego takiego obszaru można przyjąć odpowiednią nazwę i przypisać im adekwatną decyzję pozwalającą na kierowanie eksploatacją obiektu, na podstawie badań diagnostycznych. Jednakże ze względu na to, że wielu cech fizykalnych elementów nie można zmierzyć bez demontażu, w diagnostycznych badaniach stanu technicznego obiektów wykorzystuje się jeszcze pewną ilość cech związanych z procesami roboczymi i towarzyszącymi zachodzącymi w obiekcie. Wartości wszystkich cech można potraktować wtedy jako współrzędne wektora $\mathbf{Y}(t, a)$, stanowiącego podstawę do identyfikacji klasy stanu technicznego obiektu:

$$\mathbf{Y}(t, a) = [y_1(t, a), y_2(t, a), \dots, y_p(t, a)] \quad (6)$$

gdzie:

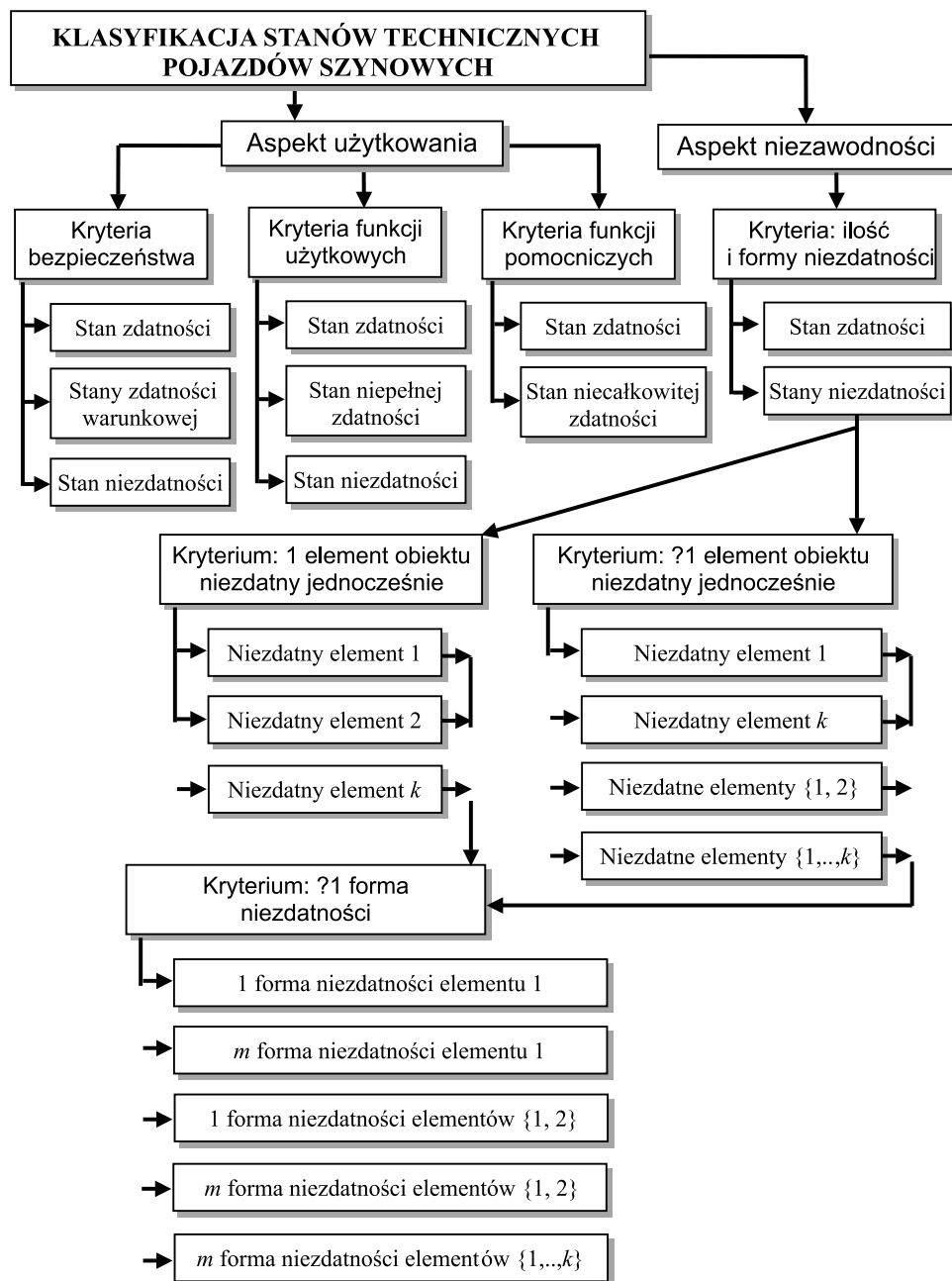
y_1, \dots, y_p – cechy diagnostyczne obiektu.

W przypadku pojazdów szynowych cechy te można podzielić na trzy zbiory odnoszące się do [5]:

- bezpieczeństwa ruchu,
- funkcji użytkowych pojazdu,
- funkcji pomocniczych spełnianych przez układy pojazdu.

Cechy należące do poszczególnych zbiorów mogą mieć określony (jeden lub więcej) zakres wartości, co w praktyce pozwala na wyróżnienie klas stanów technicznych przedstawionych na rys. 3, w części dotyczącej aspektu użytkowania obiektu. Formalne zdefiniowanie tych klas zawarto w [5].

Wyróżnione klasy stanów można powiązać z decyzjami ważnymi dla procesu użytkowania. Mogą one dopuszczać użytkowanie pojazdu bez ograniczeń lub z ograniczeniami co do prędkości jazdy bądź innych warunków jego wykorzystania albo wskazywać na konieczność naprawy pojazdu.



Rys. 3. Klasy stanów technicznych pojazdu szynowego

Fig. 3. Technical condition classes of rail-vehicle

Zbiór klas stanów technicznych SKU wyróżniony dla celów decyzyjnych w procesie użytkowania, będzie więc zawierać:

$$SKU = \{S_z, S_{zwl}, \dots, S_{zwl}, S_{npz}, S_{ncz}, S_{nz}\} \quad (7)$$

gdzie:

- S_z – stan zdatności,
- S_{zwl}, \dots, S_{zwl} – stany zdatności warunkowej,
- S_{npz} – stan niepełnej zdatności,
- S_{ncz} – stan niecałkowitej zdatności,
- S_{nz} – stan niezdatności.

Oprócz zakresów wartości cech fizykalnych informację o stanie technicznym elementów obiektu może nieść sposób ich funkcjonowania, rozważany z niezawodnościowego punktu widzenia. Może to być zespół symptomów świadczących o zdatności lub niezdatności poszczególnych elementów składowych obiektu lub ich wpływie na funkcjonowanie całego obiektu. Symptomy te mogą wskazywać na stan zdatności i jedną lub więcej form niezdatności tego elementu.

Jeśli brać pod uwagę obiekt jako zbiór elementów zdefiniowanych formułą (1), to na liczbę stanów technicznych ma wpływ jeszcze liczba możliwych niezdatnych elementów obiektu jednocześnie. W najbardziej niekorzystnym wariancie liczba stanów technicznych lm wyodrębnianych w taki sposób dla obiektu o jednorodnych elementach, może być określona ze wzoru:

$$lm = (m + 1)^k, \quad (8)$$

a zbiór tych stanów jest następujący:

$$SSU = \{S_z, S_1, \dots, S_{m-1}\} \quad (9)$$

gdzie:

- m – liczba form niezdatności każdego elementu obiektu,
- S_1, \dots, S_{m-1} – stany niezdatności.

Stany techniczne obiektu rozważane z tego punktu widzenia mają ścisły związek ze stanami strukturalnymi tego obiektu. Tego rodzaju klasyfikacja jest przydatna w procesie tworzenia zbiorów sprawdzeń służących do lokalizacji niezdatności w obiektach złożonych.

Wiedza o niezdatności określonego elementu i formie tej niezdatności może być także wykorzystana do decydowania o wyborze rodzaju czynności obsługowych, które należy podjąć dla przywrócenia zdatności obiektu i dalszego jego użytkowania.

5. Stany eksploatacyjne obiektu

Pojęcie stanu eksploatacyjnego odnosi się do usytuowania pojazdu w określonym podsystemie systemu eksploatacji. Wydzielenie klas tego rodzaju stanów jest szczególnie istotne dla procesu planowania i sterowania użytkowaniem, a także obsługiwaniem pojazdów przez jednostki zaplecza technicznego. Samo usytuowanie pojazdu może być zaś przedmiotem identyfikacji za pomocą GPS lub innych systemów nadawczo-odbiorczych.

Stan eksploacyjny można zdefiniować jako opisowy atrybut określający fazę procesu eksploatacji, czyli fazę użytkowania lub obsługiwanego pojazdu. Atrybuty tego rodzaju posiadają ustalone znaczenie i tworzą skończone podzbiory zbioru stanów eksploacyjnych SE :

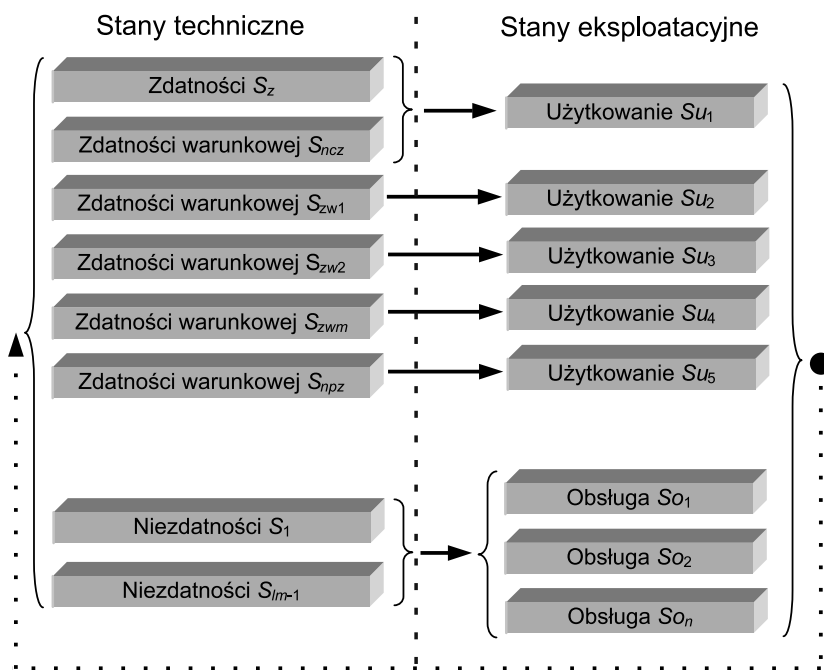
$$SE = SU \cup SO = \{Su_1, Su_2, \dots, Su_l\} \cup \{So_1, So_2, \dots, So_n\} \quad (10)$$

gdzie:

Su_{1-l} – wyróżnione stany użytkowe,

So_{1-n} – wyróżnione stany obsługowe.

Należy przy tym zaznaczyć, że o ile pozostawanie pojazdów w stanach użytkowania jest warunkowane jego – zgodnym z normami – stanem technicznym, o tyle stany obsługowe mają za zadanie przywrócenie wymaganego stanu technicznego każdemu pojazdowi. Wzajemne powiązania pomiędzy stanami technicznymi i eksploacyjnymi przedstawia rys. 4.



Rys. 4. Stany pojazdu szynowego i warianty decyzji w procesie diagnostyki zestawu kołowego:
– determinuje, – wpływa

Fig. 4. States of rail-vehicle and variants of decisions in the wheelset diagnosis process:
– determines, – affect

Cechą charakterystyczną klasyfikacji stanów eksploacyjnych jest występowanie wielu poziomów i różnych kryteriów podziału na każdym z nich. Podstawą zaliczenia pojazdu szynowego do jednej z dwu klas stanów eksploacyjnych na pierwszym poziomie, tj. użytkowania lub obsługiwanego, jest jego stan techniczny. Biorąc pod uwagę formułę (9), można więc zapisać, że:

$$SU \Leftrightarrow \{S_z, S_{zw1}, \dots, S_{zwm}, S_{ncz}, S_{npz}\} \text{ oraz } SO \Leftrightarrow \{S_{ncz}\} \quad (11)$$

Spośród różnego rodzaju pojazdów szynowych najbardziej rozbudowaną klasyfikację stanów eksploatacyjnych można sporządzić dla pojazdów trakcyjnych. W zbiorze stanów użytkowych SU tego rodzaju pojazdów podstawowym kryterium podziału na poziomie drugim może być potrzeba określenia wskaźników techniczno-ekonomicznych użytkowania pojazdów, co przedstawiono szerzej w [5].

Podobnie złożona sytuacja jest w systemie obsługi, do którego trafia każdy niezdatny pojazd szynowy. Zarówno planowe, jak i nieplanowe elementy systemu obsługi można uważać za odrębne stany eksploatacyjne, ponieważ z ich realizacją wiąże się całe spektrum warunków techniczno-organizacyjnych, związanych z zakresem i przebiegiem obsługi. Przykładem tego może być wydzielenie różnych stanów obsługowych (zróżnicowania rodzajów obsługi) wynikających z różnych form niezdatności zestawów kołowych pojazdu trakcyjnego [7]. Ponadto z dyspozytorskiego punktu widzenia, dla każdego poziomu obsługi można wyróżnić takie stany obsługowe jak: oczekiwanie na obsługę SO_o^2 , obsługę pojazdu SO_p^2 i oczekiwanie na rozpoczęcie użytkowania SO_u^2 , czyli:

$$SO = \{SO_o^2, SO_p^2, SO_u^2\} \quad (12)$$

6. Wnioski

Przedstawione w artykule znaczenia pojęcia stanu obiektu są potwierdzeniem konieczności używania dodatkowych określeń identyfikujących dziedzinę jego zastosowania. Jest to konieczne zwłaszcza w sytuacji, gdy tworzy się komputerowe systemy wspomagania eksploatacji obiektów.

Literatura

- [1] Niziński S., *Elementy eksploatacji obiektów technicznych*, Wydawnictwo Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego, Olsztyn 2000.
- [2] Sowa A., *System kodowania wybranych niezdatności układu pneumatycznego hamulca pojazdów szynowych*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Transport z. 39. Gliwice 1999.
- [3] Sowa A., *Identyfikacja niezdatności w obiektach technicznych o złożonej strukturze*, Problemy Eksploatacji, z. 4/2001, ITE, Radom 2001.
- [4] Sowa A., *Modelowanie obiektów diagnostyki o zmiennej strukturze*, Problemy Eksploatacji, z. 1/2002, ITE, Radom 2002.
- [5] Sowa A., *Klasyfikacja stanów w eksploatacji pojazdów szynowych*, Czasopismo Techniczne, seria Mechanika, z. 3-M, 2005, 269-278.
- [6] Sowa A., *Wykorzystanie krzywych zużycia w konstrukcji wektora stanu technicznego obiektu diagnostyki*, Problemy Eksploatacji, z. 2/2007, ITE, Radom 2007, 65-76.
- [7] Sowa A., *Wykorzystanie wektora cech diagnostycznych w ocenie stanu technicznego zestawu kołowego*, Problemy Eksploatacji, z. 2/2009, ITE, Radom 2009, 61-72.

WOJCIECH SZCZYPIŃSKI-SALA*

OCENA WŁASNOŚCI SMARNYCH PALIW RZEPAKOWYCH

EXAMINATION OF SAME RAPE FUEL LUBRICATION PERFORMANCES

Streszczenie

Paliwa ze źródeł odnawialnych wprowadzane są obecnie na coraz szerszą skalę. Stosowanie paliw wytwarzanych z surowców roślinnych pozwala na obniżenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery w całym cyklu produkcji i użytkowania paliwa. Do olejów napędowych stosowane są domieszki biokomponentów, w tym również surowego tłoczonego oleju rzepakowego, który jest mieszalny z olejem mineralnym w dowolnych proporcjach. Domieszki takie wpływają na własności paliwa, w tym zwłaszcza własności smarne. W artykule opisano wyniki prób oceny własności smarnych mieszanek oleju napędowego z surowym olejem rzepakowym. Testy przeprowadzono na aparacie czterokulowym.

Słowa kluczowe: paliwa, biopaliwa, smarność, aparat czterokulowy

Abstract

Alternative fuels are needed to aid future engine development. Biofuels are so called “carbon neutral fuels” – if vehicles are run on biofuels, no additional carbon dioxide is released into the atmosphere. Use of biodiesel is one solution to improving the lubricity of diesel fuels too. The rape oil can reduce friction when used as an additive in diesel fuel. Oil from crushed oilseed rape can be blended with mineral fuel. In the paper bench tests comparing friction and wear characteristics of the fuel blends with rape oil are described. The results were obtained in laboratory tests using the four-ball wear test stand.

Keywords fuel, biofuel, lubricity, four ball test

* Dr inż. Wojciech Szczypiński-Sala, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Zużycie ropy naftowej przez gospodarkę światową stale rośnie. W dużej części stanowi ona surowiec do produkcji paliw silnikowych. Wynika stąd coraz bardziej paląca potrzeba szerszego stosowania paliw alternatywnych. Jednym z rozwiązań jest dodawanie do paliw produkowanych z ropy naftowej biokomponentów, a dodatkiem takim może być surowy olej roślinny uzyskiwany w procesie tłoczenia z nasion roślin oleistych. Wskazane rozwiązanie stanowi jednocześnie sposób spełnienia coraz ostrzejszych ograniczeń wielkości emisji gazów do atmosfery. Stosowanie paliw wytwarzanych z surowców roślinnych pozwala bowiem na obniżenie emisji gazów cieplarnianych w całym cyklu produkcji i użytkowania paliwa. Stwarza możliwość obniżenia emisji węglowodorów, tlenku węgla i cząstek stałych przy spalaniu paliwa w silniku. Zatem są to niewątpliwie korzyści środowiskowe wykorzystania takich paliw. Kolejną znaczącą ich zaletą jest łatwość produkcji – nie wymagają stosowania zaawansowanych technologii.

Biopaliwa rzepakowe z tego punktu widzenia to rozwiązanie znacznie lepsze niż paliwa mineralne. Są to paliwa niewątpliwie bardziej ekologiczne, nietoksyczne i pochodzą z odnawialnego źródła. Biopaliwa rzepakowe ulegają degradacji dwa razy szybciej niż ropopochodny olej napędowy, nie zawierają siarki ani węglowodorów aromatycznych. Ich właściwości odbiegają jednak nieco od właściwości oleju napędowego, co wymusza konieczność ich wnikliwszej oceny [5, 7].

Ocena przydatności każdego paliwa silnikowego wymaga szerokiego zakresu badań, zarówno laboratoryjnych, pozwalających ocenić własności fizykochemiczne paliwa, jak i badań hamownianych oraz eksploatacyjnych. W wielu ośrodkach badawczych prowadzone są testy, których celem jest określenie parametrów pracy silnika uzyskiwanych przy zasilaniu paliwami rzepakowymi, w szczególności takich jak moment obrotowy i moc, zużycie paliwa czy przebieg zmian ciśnienia podczas spalania. Własności paliwa decydowały będą o ilości powstających osadów i nagarów. Wykorzystanie paliwa o odmiennych cechach wpływa również na wielkość emisji składników toksycznych, które podlegają ograniczeniom ujętym w normach. Nie bez znaczenia też pozostaje wpływ paliwa na stopień zużycia poszczególnych elementów silnika, w tym układu korbowo-tłokowego, łożysk, a zwłaszcza smarowania paliwem elementów układu zasilania [1, 4].

Typową metodą badawczą stosowaną dla oceny własności smarnych paliw jest tak zwany test HFRR – *High Frequency Reciprocating Rig*. W próbie tej doprowadza się do styku kulki oraz dysku zanurzonych w badanym paliwie, a następnie wprowadza się cały układ w drgania. Jako wynik testu podawana jest średnica śladu zużycia powstałego na próbce. W niektórych ośrodkach badawczych taką ocenę przeprowadza się z wykorzystaniem aparatu czterokulowego. Biorąc pod uwagę obciążenia występujące w podzespołach silnika smarowanych paliwami i własności tych paliw, warunki testów powinny być jednak nieco modyfikowane w porównaniu z zaleceniami odnoszącymi się do badań olejów smarowych [2, 3, 6].

2. Wykorzystanie biopaliw

Praktycznie w każdym z krajów europejskich obowiązują odrębne wytyczne mówiące o produkcji paliw ekologicznych. Na stacjach paliwowych można kupować paliwo z 5-procentowym dodatkiem RME (*Rape Methyl Ester*), a nawet paliwo będące w 100% RME.

Domieszkę do oleju napędowego pochodzenia mineralnego mogą stanowić ogólnie estry metylowe kwasów tłuszczowych olejów roślinnych lub tłuszczów zwierzęcych (FAME – *Fatty Acid Methyl Esters*). Takie paliwa do silników wysokoprężnych nazywane są popularnie biodieslem. Domieszki biokomponentów stosowane są nie tylko do olejów napędowych, ale również benzyn.

Własności fizykochemiczne estrów metylowych lub etylowych kwasów tłuszczowych oleju roślinnego są dość zbliżone do własności paliw pochodzenia mineralnego. Jednak, by uzyskać tego typu paliwo, należy poddać olej roślinny procesowi tzw. transestryfikacji przez alkoholizowanie metanolem lub etanolem. Zasada produkcji biopaliwa z oleju rzepakowego opiera się na reakcji podwójnej wymiany triglicerydów i małowcząsteczkowych alkoholi alifatycznych do estrów wyższych kwasów tłuszczowych i gliceryny, co zgodnie z przebiegiem reakcji transestryfikacji wyrażono poniżej:



Technicznie nie jest to proces skomplikowany do przeprowadzenia. Dodatkowe etapy w procesie przetwarzania rzepaku lub innych roślin oleistych na paliwo związane są jednak z pewnymi nakładami i podnoszą cenę produkowanego w taki sposób paliwa. Obecnie cena ta może stanowić ważny problem. Cena biopaliwa jest wyższa zarówno od ceny naturalnego oleju rzepakowego, jak i od ceny oleju napędowego.

Poddanie oleju roślinnego transestryfikacji jest natomiast sposobem na zminimalizowanie trudności, jakie pojawiają się wraz z zastosowaniem – jako paliwa nieprzetworzonego – oleju roślinnego. Otrzymane w wyniku transestryfikacji estry metylowe lub etylowe kwasów tłuszczowych mają znacznie mniejsze cząsteczki i mniejszą lepkość.

Możliwość zastosowanie olejów roślinnych jako paliwa do silników spalinowych były rozważane praktycznie od momentu pojawienia się tego rodzaju silników. Próby zastosowania surowego, tłoczonego oleju roślinnego do zasilania silników ZS podejmowano już od lat 50. ubiegłego wieku. Silnym impulsem do intensyfikacji prac w tym zakresie i wykorzystania przemysłowego roślin oleistych stały się kryzysy paliwowe w latach 70. Zaczęto postrzegać rośliny jako odnawialne źródło ekologicznych paliw do silników spalinowych. Rozważano między innymi możliwość wykorzystania mieszanin olejów roślinnych z olejem napędowym. Oleje roślinne dają się mieszać z paliwami z ropy naftowej w dowolnych proporcjach. Jak się wydaje, jest to najprostszy sposób umożliwiający zastosowanie oleju roślinnego (SVO – *Straight Vegetable Oil*) jako paliwa do silników ZS, bez konieczności wprowadzania istotnych zmian konstrukcyjnych [6, 7].

Zastosowanie olejów roślinnych bezpośrednio, bez przetworzenia jako paliwa silnikowego napotyka na trudności wynikające z ich odmiennych od ropopochodnego oleju napędowego cech fizykochemicznych. Odmienność ta pojawia się głównie ze względu na obecność w surowym oleju większej liczby wiązań nienasyconych, czego konsekwencją jest jego mniejsza odporność termiczna i oksydacyjna. Drugim bardzo istotnym czynnikiem ograniczającym jest ich zbyt duża lepkość – przeważnie na poziomie około 40 mm²/s w temp. 40°C, która może jeszcze się zwiększać w wyniku reakcji polimeryzacji składników o charakterze nienasyconym. Estry glicerynowe kwasów tłuszczowych w postaci wielocząsteczkowych struktur, które są głównym składnikiem olejów roślinnych, przyczyniają się również do zanieczyszczania komory spalania silnika.

3. Zakres prowadzonych prób

W laboratorium Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych wykonano próby oceny własności kilku kompozycji paliw. W celu oceny własności mieszanin oleju napędowego i nieprzetworzonego oleju rzepakowego przeprowadzono pomiary gęstości (metodą piknometryczną), lepkości oraz smarności. Porównawczej ocenę poddano letni olej napędowy oraz jego mieszaniny z rafinowanym olejem rzepakowym uzyskiwanym na drodze zimnego tłoczenia nasion rzepaku.

Badania wykonano na przygotowanych następujących próbkach paliw: olej napędowy, nieprzetworzony olej rzepakowy, mieszanina oleju napędowego oraz oleju rzepakowego dodanego w ilości: 3, 6 i 9% objętościowo.

Ocenę smarności przeprowadzono na aparacie czterokulowym. Elementami badawczymi były standardowe kule (zgodnie z zaleceniami norm dotyczącymi aparatu czterokulowego) o średnicy 1/2" każda, wykonane ze stali łożyskowej LH15 o twardości 62–66 HRC i chropowatości powierzchni $Ra = 0,032 \mu\text{m}$. Wszystkie kule przed testami były dokładnie odtłuszczone z użyciem benzyny ekstrakcyjnej. Kula zamocowana w górnym uchwycie obracało się wraz z nim z prędkością 1500 obr./min, odpowiada to prędkości tarcia 0,55 m/s. Początkowa temperatura próbek paliwa wynosiła 20°C. Przyłożone obciążenie podczas współpracy kul wynosiło 200 N. Przyjęte obciążenie było zatem o połowę mniejsze od przyjmowanego zwykle (zalecanego w BN-77/0535-46) w badaniach smarności olejów smarowych. Takie obniżenie obciążenia podczas testów podyktowane było innymi w porównaniu z olejami smarowymi własnościami ocenianych paliw [2, 3].

Podczas tego typu prób można wyróżnić kilka rodzajów obciążeń, jakim poddane są elementy testowe, którymi są współpracujące kulki:

- obciążenie nadane P – obciążenie przyłożone do współpracujących elementów,
- obciążenie rzeczywiste kulek P_{rzecz} , tzn. obciążenie, które występuje między dolnymi kulkami a kulką górną, oblicza się je według rozkładu sił w układzie regularnego czworokątianu $P_{rzecz} = 0,408 P$,
- nacisk właściwy P_{wb} , tzn. nacisk, który przypada na zwiększoną w wyniku zużycia powierzchnię styku kul:

$$P_{wb} = \frac{0,52 P}{d^2}$$

gdzie:

- d – średnica śladu zużycia przy danym obciążeniu P ,
- 0,52 – współczynnik przeliczeniowy;
- obciążenie skorygowane.

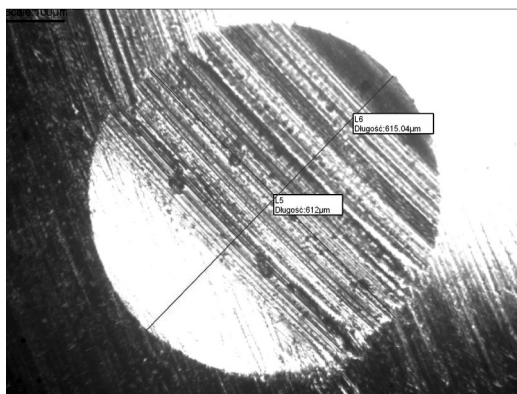
$$P_{skor} = \frac{PD_H}{d}$$

gdzie:

- P – obciążenie nadane [N],
- D_H – średnica odkształcenia sprężystego kulki według Hertza przy danym obciążeniu statycznym, można ją obliczyć ze wzoru:

$$D_H = 0,0873 \sqrt[3]{P}$$

Dla każdej z próbek paliw wykonano testy trwające 15, 30 i 60 minut, a dla każdej serii pomiarów przeprowadzono co najmniej trzy powtórzenia testu. Testy przy różnym czasie trwania współpracy kul wykonano, aby zobrazować zmiany nacisku właściwego, który przypadł na zwiększającą się w wyniku zużycia powierzchnię styku kul. Po każdym z testów mierzono średnicę śladów tarcia pozostałych na elementach testowych. Pomiary wykonywano na mikroskopie optycznym, mierząc średnicę równolegle i prostopadle do widocznych śladów tarcia na trzech kulkach z danego testu, a następnie liczono średnią arytmetyczną, którą przyjmowano za średnią średnicę śladu w danym teście badawczym. Sposób pomiaru ilustruje rys. 1, na którym przedstawiono obraz śladu tarcia na kulce w powiększeniu oraz jego wymiary.



Rys. 1. Widok śladu tarcia na kulce i jego wymiar

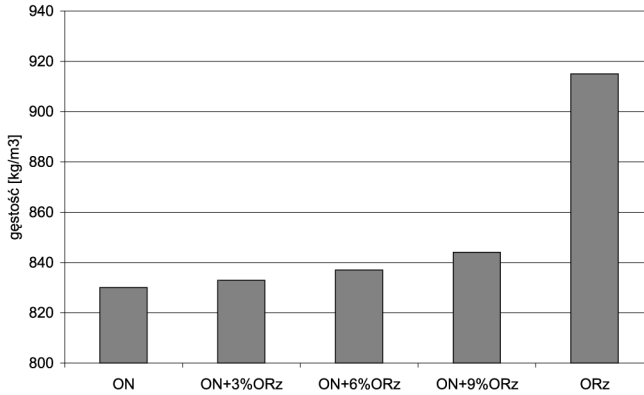
Fig. 1. Traces on the test ball and his width

4. Własności mieszanek paliw

Przedstawione poniżej wyniki pomiarów wskazują zróżnicowanie ocenianych własności czystego oleju napędowego, tłoczonego oleju rzepakowego i ich mieszanek.

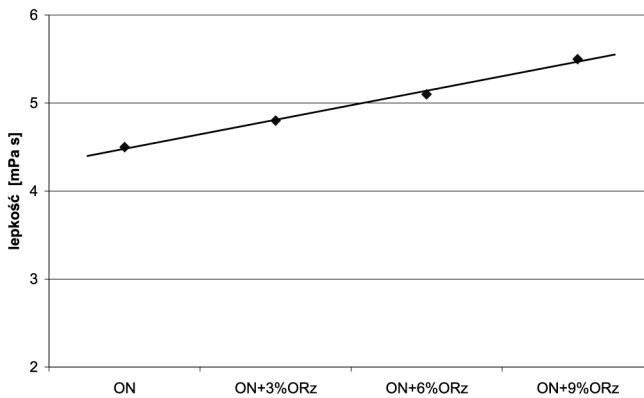
Różnica pomiędzy gęstością oleju napędowego i oleju rzepakowego kształtuje się na poziomie 10%. Przy małych domieszkach oleju rzepakowego gęstość wzrasta nieznacznie, przy 9% jego dodatku otrzymane paliwo charakteryzuje się gęstością 845 kg/m^3 – co obrazuje rys. 2. Dla porównania olej napędowy wykorzystany do sporządzenia mieszanek miał gęstość równą 829 kg/m^3 . Znacznie bardziej istotne różnice dają się zauważyć w przypadku lepkości. Olej rzepakowy ma wysoką lepkość, z pomiarów wynika, iż przewyższa ona ponad 20-krotnie lepkość oleju napędowego. Podczas gdy lepkość oleju napędowego w temperaturze 20°C wynosi $4,5 \text{ mPa s}$, to tłoczonego oleju rzepakowego wynosi 74 mPa s . Dla 9% mieszaniny wzrost lepkości można ocenić na poziomie kilku procent, wynosiła ona bowiem dla tej mieszaniny $5,5 \text{ mPa s}$, jak jest to widoczne na wykresie rys. 3.

Podsumowując przedstawione wyniki obrazujące własności mieszanin świeżego oleju rzepakowego z olejem napędowym, można stwierdzić, iż o ile sam surowy olej rzepakowy lepkością znacznie odbiega od paliw ropopochodnych, to jego mieszaniny z olejem napędowym mają własności zbliżone do powszechnie stosowanych paliw takich, czy też estrów metylowych wyższych kwasów tłuszczowych.



Rys. 2. Wyznaczona gęstość mieszanek oleju napędowego i oleju rzepakowego

Fig. 2. Density of the tested fuel blends

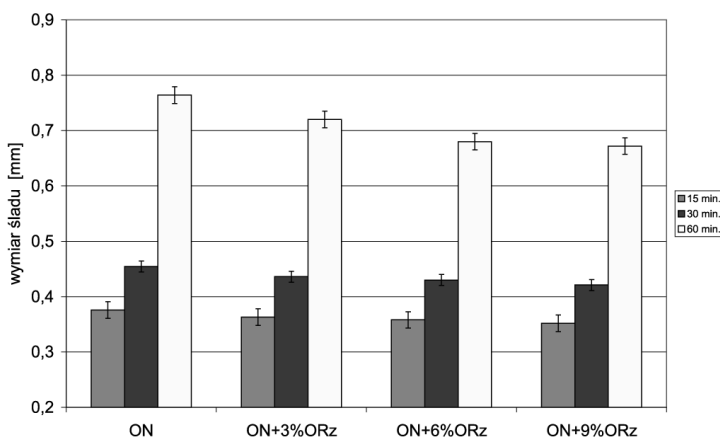


Rys. 3. Zmiana lepkości paliwa wraz ze wzrostem zawartości oleju rzepakowego

Fig. 3. Fuel blend viscosity plotted against rape oil percentage

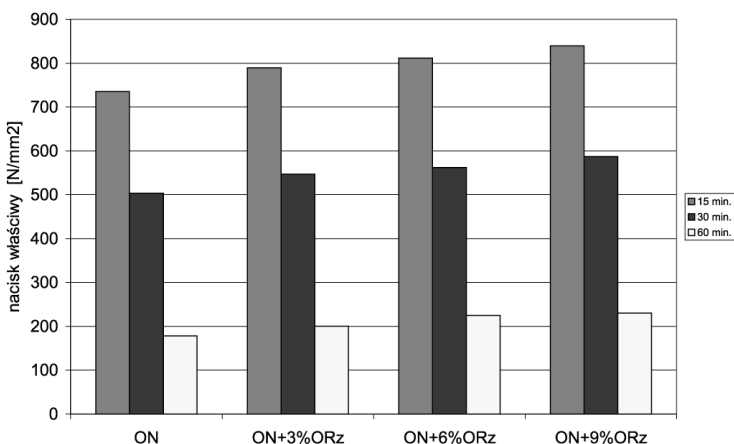
Testy wykonane na aparacie czterokulowym potwierdzają dobre właściwości smarne ocenianych paliw z dodatkiem surowego oleju rzepakowego. Wielkości śladów, które pozostały na kulkach, są mniejsze w ich przypadku o niemal 15% (przy 9-procentowym dodatku oleju rzepakowego) w porównaniu z czystym olejem napędowym, a już 3-procentowy dodatek powoduje zmniejszenie śladu o około 5%. Podane szacunki oparte są na wynikach uzyskanych w próbie 60-minutowej. Różnice zmierzonych wielkości śladów przy krótszym czasie prób na poziomie 1 do 2% praktycznie mieszczą się w granicach błędów. Nawet jednak już przy tak krótkim czasie próby widać, że współpraca w testowym węzle odbywała się przy średnim nacisku właściwym większym od 10 do 25%. Będzie on największy dla najmniejszego wymiaru śladu zużycia, co ma miejsce dla mieszaniny oleju napędowego i 9-procentowego, największego z ocenianych, dodatku tłoczonego oleju rzepakowego.

Zestawienie dla poszczególnych prób średnich wymiarów śladów zużycia oraz odpowiadającemu im obciążeniu właściwemu, które przypada na zwiększoną w wyniku zużycia powierzchnię styku kul i obrazuje skalę zmiany obciążenia jednostkowego na powierzchni kontaktu elementów testowych, przedstawiono kolejno na rys. 3 i rys. 4. Wraz z wydłużeniem czasu testu różnice pomiędzy poszczególnymi mieszaninami stają się wyraźniejsze. Przyjęcie zalecanego zwykle całkowitego czasu próby na sześćdziesiąt minut można potwierdzić jako całkowicie wystarczające.



Rys. 4. Średni wymiar śladu na kulkach po testach

Fig. 4. Mean width of the trace on the balls after test



Rys. 5. Średni nacisk właściwy na powierzchni kul podczas prób

Fig. 5. Mean specific pressure on the ball surface during test

5. Wnioski

Olej rzepakowy uzyskiwany w procesie tłoczenia z nasion rzepaku wieloma cechami zbliżony jest do tradycyjnie stosowanych paliw ciekłych, jednak charakteryzuje się wielokrotnie wyższą lepkością, co stanowi istotną przeszkodę w wykorzystaniu go w czystej postaci. Jako mieszaniny z olejem napędowym jest alternatywą dla paliw ropopochodnych, jak również estrów oleju rzepakowego z uwagi na energochłonność i koszty takiego przerobu oleju surowego.

Z wykonanych pomiarów można wnioskować, iż nawet mały dodatek nieprzetworzonych olejów roślinnych wpływa korzystnie na własności smarne paliw. Czysty olej napędowy wykazuje się natomiast najslabszymi własnościami smarnymi w porównaniu z pozostałymi badanymi paliwami. Paliwa będące mieszaninami oleju napędowego i surowego oleju rzepakowego mogą zapewnić odpowiednie smarowania ruchomym częściom aparatury wtryskowej i z tego punktu widzenia z powodzeniem mogą być wykorzystywane do zasilania silników o zapłonie samoczynnym.

Dodatkowo należy zwrócić uwagę, iż opisane wyniki testów wykonanych na aparacie czterokulowym uzyskane zostały przy zmienionych parametrach testów w zakresie zastosowanych obciążeń w porównaniu z warunkami zalecanymi przy badaniach olejów smarowych. Jak się wydaje, z uwagi na gorsze własności smarne paliw i obciążenia występujące w zespołach smarowanych tymi paliwami, taka zmiana parametrów testów stwarza właściwsze warunki współpracy testowych elementów podczas badań.

Literatura

- [1] Goodrum J.W., Geller D.P., *Influence of fatty acid methyl esters from hydroxylated vegetable oils on diesel fuel lubricity*, Bioresource Technology, 96, 2005.
- [2] Materiały informacyjne ITeE-PIB Radom.
- [3] Norma BN-77/0535-46.
- [4] Qu J., Truhnan J.T., Blau P.J., *Investigation of the scuffing characteristics of candidate material for heavy duty diesel fuel injectors*, Tribology International, 38, 2005.
- [5] Qu J., Truhnan J.T., Blau P.J., *Scuffing transition diagrams for heavy duty diesel fuel injector material in ultra low – sulphur fuel – lubricated environment*, Wear 259, 2005.
- [6] Szczypiński-Sala W., Strzępek P., *Własności smarne wybranych kompozycji biopaliw do silników o zapłonie samoczynnym*, Czasopismo Techniczne, z. 8-M/2008.
- [7] Wain K.S., Perez J.M., Chapman E., Boehman A.L., *Alternative and low sulfur fuel options: boundary lubrication performance and potential problems*, Tribology International, 38, 2005.

MACIEJ SZKODA*

ANALIZA NIEZAWODNOŚCI KOLEJOWYCH SYSTEMÓW ZE ZMIANĄ SZEROKOŚCI TORÓW 1435/1520 MM

RELIABILITY ANALYSIS OF THE TRACK GAUGE CHANGE SYSTEMS 1435/1520 MM

Streszczenie

Referat został opracowany na podstawie prac badawczych prowadzonych w Instytucie Pojazdów Szynowych Politechniki Krakowskiej, dotyczących oceny niezawodności kolejowych systemów ze zmianą szerokości torów 1435/1520 mm. Niezawodność tych systemów zależy istotnie od metody pokonania bariery różnej szerokości torów, wiążącej się ze złożonymi operacjami przeładunkowo-przestawczymi. W artykule przedstawiono porównawczą ocenę niezawodności dwóch systemów: wymiany wózków wagonowych i systemu samoczynnie rozsuwanych zestawów kołowych SUW 2000.

Słowa kluczowe: analiza niezawodności, zmiana szerokości toru 1435/1520

Abstract

The paper is based on the research work done at the Institute of Rail Vehicles, Cracow University of Technology, on the assessment of the reliability of the 1435/1520 mm track gauge change systems. The reliability of these systems depends considerably on the gauge change method relating to complex handling and track gauge change operations. The paper presents a comparative analysis of the reliability of two systems: wagon bogie exchange, and the SUW 2000 system of self-adjusted wheel sets.

Keywords: reliability analysis, track gauge change 1435/1520

* Dr inż. Maciej Szkoda, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Rozwój gospodarczy w znacznym stopniu zależy od sprawnego systemu transportowego, który powinien umożliwiać niezawodny, bezpieczny i efektywny przewóz towarów zarówno w ruchu krajowym, jak i międzynarodowym. Zapewnienie tych warunków jest szczególnie trudne dla międzynarodowego transportu kolejowego. Związane jest to z różnymi szerokościami torów występujących na kontynencie euroazjatyckim. Większość europejskich państw, w tym Polska, ma tory o szerokości 1435 mm, ale koleje byłej Wspólnoty Niepodległych Państw i innych, w tym Litwy, Łotwy i Estonii, posiadają linie kolejowe o prześwicie toru 1520 mm. Na terenie Azji pociąg porusza się po torze szerokim (1520 mm), by w Chinach i Korei znowu trafić na linie normalnotorowe (1435 mm). Jeszcze szersze tory są w Hiszpanii i Portugalii – 1668 mm. Różnice te stwarzają poważne utrudnienia eksploatacyjne, bowiem na styku torów o różnej szerokości towar trzeba przeładować albo dokonać wymiany zespołów biegowych pojazdu szynowego. Operacje te są kosztowne, czasochłonne i wymagają rozbudowanej infrastruktury w punktach granicznych wraz z całym, bardzo drogim zapleczem magazynowo-przeładunkowym. Ponadto operacje te znacznie wydłużają czas transportu.

Analiza stanu istniejącego w kolejowych systemach ze zmianą szerokości torów 1435/1520 mm wykazała, że szczególnie wymagający usprawnienia jest system przewozów przestawczych stosowany w transporcie materiałów niebezpiecznych (towarów chemicznych, produktów ropopochodnych). Obecne rozwiązania stosowane w punktach granicznych na wschodniej granicy Polski, dla tej grupy ładunkowej, charakteryzują się niską niezawodnością, są mało efektywne oraz stwarzają poważne zagrożenie dla środowiska i bezpieczeństwa otoczenia systemu [9, 10].

2. Systemy podlegające analizie

W kolejowych systemach ze zmianą szerokości torów transport towarów może odbywać się z wykorzystaniem technologii przeładunkowej lub przestawczej. W technologii przestawczej przewóz odbywa się w tym samym środku transportowym, który jest przestawiany w punkcie granicznym z jednej szerokości toru na drugą. Niniejszy artykuł dotyczy oceny niezawodności i efektywności dwóch wybranych systemów przestawczych, stosowanych w transporcie materiałów niebezpiecznych:

- **System 1**, w którym zmiana szerokości torów odbywa się poprzez aktualnie stosowaną wymianę wózków wagonowych z podniesieniem nadwozia wagonu;
- **System 2**, w którym zmiana szerokości torów odbywa się z zastosowaniem perspektywicznej metody – samoczynnie rozsuwanych zestawów kołowych SUW 2000.

W tabeli 1 zestawiono podstawowe parametry ilościowo-jakościowe charakteryzujące proces obsługi w analizowanych systemach. W analizie pominięto czas operacji związanych z przyjęciem pociągu, tj. czas sprawdzenia zabezpieczeń, sprawdzenia zgodności dokumentów przewozowych, odprawą celną i ważeniem wagonów.

Charakterystyka procesu obsługi w punktach styku 1435/1520 mm [8, 10]

System	Grupa przestawcza	Wyposażenie punktu granicznego	Średni czas obsługi	Średni czas wymiany grupy przestawczej	Ilość grup na dobę	Możliwości przestawcze
	[wagony]	[-]	[min]	[min]	[-]	[wag./doba]
1	10	10 stanowisk z podnośnikami	200,0	25,0	3	30,0
2	Cały skład pociągu	Torowe stanowisko przestawcze	6,0	25,0	46	1.380,0

3. Ocena niezawodności systemów

Dla analizowanych systemów zastosowano kompleksową metodę oceny niezawodności, w której uwzględniono takie cechy systemów jak: nieuszkodzalność, trwałość, obsługiwalność i gotowość techniczną. Podstawą do oceny niezawodności systemów były dane eksploatacyjne zebrane w rzeczywistych warunkach pracy, obejmujących dla systemu wymiany wózków około 7 lat, a dla systemu samoczynnie rozsuwanych zestawów kołowych prawie 4 lata eksploatacji. Umożliwiło to obserwację przebiegu eksploatacji elementów systemów w różnorodnych warunkach, a tym samym pozyskanie wiarygodnych danych do oceny niezawodnościowej.

3.1. Założenia i struktura analizowanych systemów

Ocena niezawodności rozpatrywanych systemów miała charakter porównawczy, więc z analizy, a tym samym ze struktury niezawodnościowej, wyłączono elementy wspólne, które mają taki sam wpływ w jednym i drugim systemie, np. infrastrukturę kolejową 1435 i 1520 mm, pojazdy trakcyjne i inne. Ośrodek zainteresowania w porównywanych systemach stanowiły elementy wyposażenia technicznego punktów styku różnej szerokości torów oraz tabor kolejowy zaangażowany w procesie transportowym.

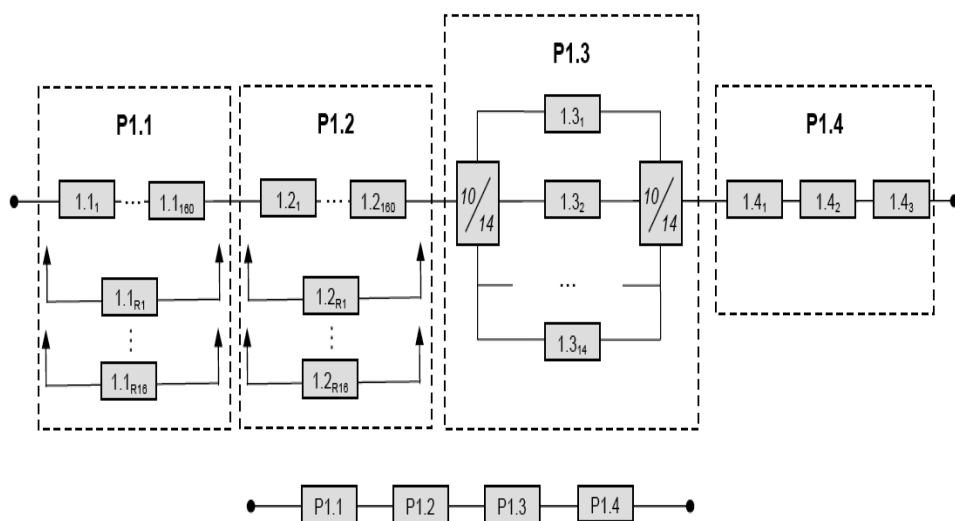
W systemie 1 do przestawienia wagonu z jednej szerokości toru na drugą stosowane są stanowiska wymiany wózków wagonowych wraz ze współpracującymi suwnicami bramowymi. W systemie 2 rozbudowana infrastruktura techniczna punktu wymiany wózków zastąpiona jest torowym stanowiskiem przestawczym. Odnośnie do taboru kolejowego najistotniejsze różnice w zakresie oceny niezawodności dotyczą wózków wagonowych. W systemie 1 do realizacji przewozów po różnej szerokości torów wymagane są dwa komplety wózków przypisane do jednego wagonu: jeden na tor 1435 i drugi na 1520 mm, które wymieniane są w punkcie granicznym. W systemie 2 natomiast stosowany jest jeden rodzaj wózków wyposażony w zestawy kołowe o zmiennym rozstawie kół, umożliwiające kursowanie wagonu po sieci kolejowej 1435 i 1520 mm. Założenia do analizy niezawodnościowej przedstawione w tabeli 2, w połączeniu z analizą stanu rzeczywistego, umożliwiły określenie struktur niezawodnościowych porównywanych systemów oraz liczności elementów wchodzących w ich skład.

Założenia do analizy niezawodnościowej [5]

Lp.	Element	Założenia
1	Rodzaj przewożonego ładunku	Materiały niebezpieczne w wagonach cysternach
2	Liczba wagonów przestawionych w punkcie styku 1435/1520 mm	5 483,0 [wag./rok]
3	Ładowność przestawianego wagonu	48,0 [ton]
4	Obrót wagonu: – system 1 – system 2	10,6 [dni] 8,0 [dni]
5	Odległość przewozu (w jedną stronę, połowa po torze 1435 mm i połowa po 1520 mm)	1 100,0 km

Struktura niezawodnościowa systemu 1 (rys. 1) została odwzorowana poprzez szeregowe połączenie czterech podsystemów P1.1, P1.2, P1.3 i P1.4:

- Podsystem P1.1 składa się łącznie ze 176 wózków typu 2XTa na tor 1435 mm (element 1.1), które tworzą strukturę niezawodnościową z rezerwą przesuwającą się o krotności rezerwowania $k = 10$. Oznacza to, że dla 160 wózków podstawowych założono rezerwę eksploatacyjną 16 elementów, z których każdy może zastąpić dowolny wózek podstawowy w przypadku jego uszkodzenia;
- Podsystem P1.2 składa się łącznie ze 176 wózków typu 18–100 na tor 1520 mm (element 1.2), które analogicznie do podsystemu P1.1, odwzorowano strukturą niezawodnościową z rezerwą przesuwającą się o krotności rezerwowania $k = 10$. W analizie podsystemów P1.1 i P1.2 zakłada się, że wózki rezerwowe nie mogą ulec uszkodzeniom, gdy nie pracują, i że przebywanie wózka w stanie, w którym nie pracuje, nie wpływa na jego niezawodność. Ponadto zakłada się, że czas, w przeciągu którego wózek uszkodzony zostaje zamienionym elementem rezerwowym, jest praktycznie równy zeru oraz urządzenie przełączające jest absolutnie niezawodne;
- Podsystem P1.3 składa się z 14 stanowisk wymiany wózków (element 1.3), które odwzorowano jako strukturę progową typu 10 z 14. Do uzyskania założonej rocznej liczby przestawianych wagonów w punkcie granicznym, niezbędnych jest co najmniej 10 stanowisk. Struktura progowa 10 z 14 oznacza, że podsystem P1.3 znajduje się w stanie poprawnej pracy, kiedy co najmniej 10 z 14 stanowisk wymiany wózków prawidłowo wykonuje przypisane im funkcje;
- Podsystem P1.4 składa się z 3 suwnic bramowych (element 1.4), które odwzorowano za pomocą struktury niezawodnościowej szeregowej.

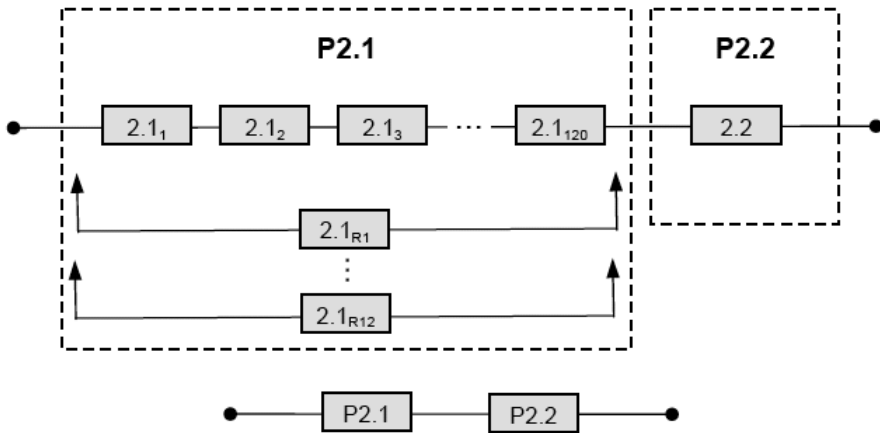


Rys. 1. Struktura niezawodnościowa systemu 1: P1.1, P1.2, P1.3, P1.4 – podsystemy systemu 1, 1.1) wózki wagonowe typu 2XTa 1435 mm, 1.2) wózki wagonowe typu 18–100 1520 mm, 1.3) stanowiska wymiany wózków, 1.4) suwnice bramowe

Fig. 1. Reliability structure of system 1: P1.1, P1.2, P1.3, P1.4 – subsystems of system 1, 1.1) 2XTa 1435 mm wagon bogies, 1.2) 18–100 1520 mm wagon bogies, 1.3) bogie exchange stands, 1.4) gantry cranes

Struktura niezawodnościowa systemu 2 (rys. 2) została odwzorowana poprzez szeregowe połączenie dwóch podsystemów P2.1 i P2.2:

- Podsystem P2.1 składa się łącznie ze 132 wózków typu 4RS/N na tor 1435 i 1520 mm (element 2.1), które tworzą strukturę niezawodnościową z rezerwą przesuwającą się o krotności rezerwowania $k = 10$. Oznacza to, że dla 120 wózków 4RS/N założono rezerwę eksploatacyjną 12 elementów, z których każdy może zastąpić dowolny wózek podstawowy w przypadku jego uszkodzenia. Podobnie jak dla podsystemów P1.1 i P1.2 w systemie 1 zakłada się, że czas, w przeciągu którego uszkodzony wózek zostaje zamienionym elementem rezerwowym, jest praktycznie równy zero oraz urządzenie przełączające jest absolutnie niezawodne;
- Podsystem P2.2 składa się z jednego torowego stanowiska przestawczego (element 2.2).



Rys. 2. Struktura niezawodnościowa systemu 2: P2.1, P2.2 – podsystemy systemu 2, 2.1) wózki wagonowe typu 4RS/N z zestawami przestawnymi, 2.2) torowe stanowisko przestawcze

Fig. 2. Reliability structure of system 2: P2.1, P2.2 – subsystems of system 2, 2.1) wagon bogies of the 4RS/N type with track gauge changing sets, 2.2) track gauge changing stand

3.2. Wskaźniki zastosowane do analizy niezawodnościowej

Ilościowo niezawodność systemu wyraża się za pomocą wskaźników niezawodnościowych. Kolejowe systemy przestawcze, będące przedmiotem analizy w niniejszej pracy, składają się z elementów nieodnawialnych i odnawialnych. Jako całość systemy te należą do grupy obiektów odnawialnych, gdyż po wymianie uszkodzonego elementu nieodnawialnego lub naprawie elementu odnawialnego system odzyskuje utracony przejściowo stan zdatności. Przy analizie niezawodności nie jest istotne, w jaki sposób zachodzi odnowa, czy poprzez wymianę uszkodzonego elementu na nowy, czy poprzez jego naprawę. Również czas odnowy, na który składa się między innymi: czas diagnozowania uszkodzenia, czas niezbędny na gromadzenie materiałów i części zamiennych do naprawy oraz czas czynności naprawczych, traktuje się jako całość. Podstawową charakterystyką obiektów odnawialnych jest funkcja odnowy $H(t)$. Dla obiektów, których czas trwania odnowy jest pomijalnie mały do czasu poprawnej pracy, $H(t)$ przedstawia oczekiwaną liczbę odnów równoważną z liczbą uszkodzeń do chwili t i definiowana jest następująco [3]:

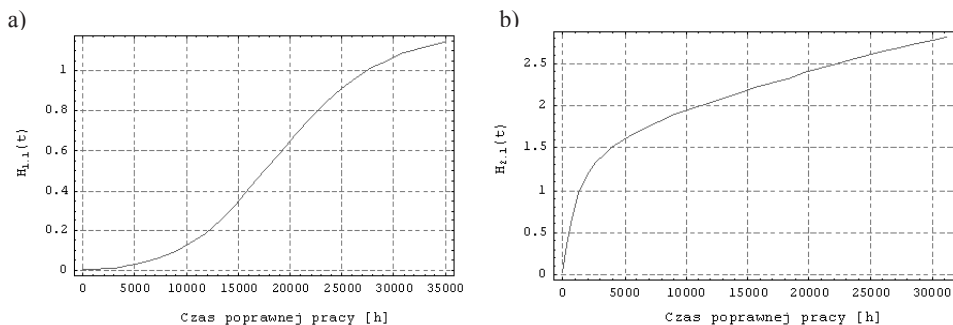
$$H(t) = \sum_{n=1}^{\infty} F_n(t) \quad (1)$$

gdzie:

$F_n(t)$ – dystrybuanta czasu pracy obiektu do wystąpienia n -tego uszkodzenia

$$F_n(t) = \int_0^t F_{n-1}(t-x) dF(x); \quad F_1(t) = F(t) \quad (2)$$

Na rysunkach 3a i 3b przedstawiono funkcje odnowy dla dwóch wybranych elementów analizowanych systemów: standardowego wózka 2XTa wchodzącego w skład systemu 1 i wózka typu 4RS/N z zestawami przestawnymi w systemie 2.



Rys. 3a) Funkcja odnowy wózka typu 2XTa, b) Funkcja odnowy wózka typu 4RS/N [10]

Fig. 3a) Renewal function of 2XTa bogie, b) Renewal function of 4RS/N bogie

Poza funkcją odnowy w zastosowanej metodzie oceny niezawodności w odniesieniu do elementów systemu zastosowano następujący zestaw wskaźników:

- intensywność (parametr) strumienia uszkodzeń $z(t)$;
- oczekiwany czas do pierwszego uszkodzenia MTTF;
- oczekiwany czas poprawnej pracy od chwili zakończenia $k-1$ odnowy do uszkodzenia o numerze k MTBF $_k$;
- dystrybuantę czasu usuwania uszkodzenia $G(t)$;
- oczekiwany czas usuwania uszkodzenia MTTR;
- stacjonarny wskaźnik gotowości operacyjnej A_O i gotowości rzeczywistej A_R .

Definicje powyższych wskaźników są dostępne w normach oraz obszernej literaturze z zakresu trwałości i niezawodności, m.in.: [1–4, 6, 7].

Podstawowe charakterystyki niezawodnościowe odnoszące się do systemu składającego się z n elementów, z których każdy pracuje i jest odnawiany niezależnie od pozostałych, połączonych szeregowo, można przedstawić następująco:

- zmienna losowa przedstawiająca liczbę uszkodzeń systemu $N_S(t)$ do chwili t :

$$N_S(t) = N_1(t) + N_2(t) + \dots + N_i(t) + \dots + N_n(t) \quad (3)$$

gdzie:

$N_i(t)$ – zmienna losowa oznaczająca liczbę uszkodzeń i -tego elementu do chwili t

- średnia liczba uszkodzeń systemu do chwili t (funkcja odnowy) $H_S(t)$:

$$H_S(t) = E[N(t)] = \sum_{i=1}^n E[N_i(t)] = \sum_{i=1}^n H_i(t) \quad (4)$$

gdzie:

$H_i(t)$ – funkcja odnowy i -tego elementu systemu

– gotowość techniczna systemu A_S :

$$A_S = A_1 \cdot A_2 \cdot \dots \cdot A_n = \prod_{i=1}^n A_i \quad (5)$$

gdzie:

A_i – gotowość techniczna i -tego elementu systemu.

Ze względu ograniczenia co do objętości artykułu obliczenia powyższych wskaźników i funkcji są zamieszczone w pracach naukowych [5, 10].

3.3. Porównanie niezawodności systemów

W tabeli 3 za pomocą wybranych wskaźników porównano nieuszkodzalność, trwałość, obsługiwalność oraz gotowość analizowanych systemów. Do porównania nieuszkodzalności zastosowano wskaźnik średniej liczby uszkodzeń systemu w jednym roku eksploatacji (FR), który zdefiniowano następująco:

$$FR_i = \left(\frac{H_i(t)}{T_i} \right) \cdot 8.760,0 \left[\text{uszk.} / \text{rok} \right] \quad (6)$$

gdzie:

FR_i – średnia liczba uszkodzeń i -tego elementu w jednym roku eksploatacji,

$H_i(t)$ – funkcja odnowy i -tego elementu w cyklu utrzymania,

T_i – czas eksploatacji i -tego elementu w cyklu utrzymania (w godz.).

Do porównania trwałości systemów zastosowano dwa wskaźniki: oczekiwany czas pracy do pierwszego uszkodzenia (MTTF) i oczekiwany czas pracy między uszkodzeniami (MTBF). Do porównania obsługiwalności zastosowano wskaźnik średniego, skumulowanego czasu obsługi technicznych systemu w jednym roku eksploatacji (MR), który uwzględnił łączny czas poświęcony na obsługi bieżące i profilaktyczne systemów. W odniesieniu do pojedynczego elementu wskaźnik ten zdefiniowano następująco:

$$MR_i = \left(\frac{TN_i + TO_i}{T_i} \right) \cdot 8.760,0 \left[\text{h} / \text{rok} \right] \quad (7)$$

gdzie:

MR_i – średni, skumulowany czas obsługi technicznych i -tego elementu w roku eksploatacji,

TN_i – średni czas napraw bieżących w cyklu utrzymania i -tego elementu,

TO_i – średni czas obsługi profilaktycznych w cyklu utrzymania i -tego elementu,

T_i – czas eksploatacji i -tego elementu w cyklu utrzymania (w godz.).

Do porównania gotowości technicznej zastosowano wskaźniki gotowości rzeczywistej (A_R) i skumulowanego czasu przestoju systemu (MADT) w jednym roku eksploatacji.

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że system 2 charakteryzuje się wyższą uszkadzalnością w porównaniu z systemem 1. Z uwzględnieniem uszkodzeń elementów podstawowych i rezerwowych średnia liczba uszkodzeń systemu 2 (FR_2) jest 2,8 raza większa w porównaniu z systemem 1. Stąd pośrednio wynika niższa trwałość systemu 2. Przy założeniu 10% rezerwy nieobciążonej dla wózków 4RS/N, uszkodzenia w systemie występują średnio po 330 godzinach pracy, podczas gdy w systemie 1 średni czas między uszkodzeniami (MTBF₁)

jest ponad dwukrotnie większy. Średnia liczba uszkodzeń jest jednak niewystarczająca do kompleksowej oceny niezawodności kolejowych systemów przestawczych. Ważna jest nie tylko ilość i częstość występowania uszkodzeń, ale również ich rodzaj, i co za tym idzie, czas poświęcony na ich usunięcie. W tabeli 3 przedstawiono, że pomimo wyższej uszkadzalności, skumulowany czas obsługi technicznych w systemie 2 (MR_2), jest o 40% mniejszy jak dla systemu 1. Z porównania gotowości wynika, że system 2 charakteryzuje się wyższym wskaźnikiem gotowości technicznej (AR_2) i ponad 30-krotnie krótszym czasem przestojów technicznych ($MADT_2$) w porównaniu z systemem 1 (tabela 3).

Tabela 3

Porównanie niezawodności systemów w zakresie nieuszkadzalności, trwałości, obsługiwalności i gotowości technicznej [10]

WSKAŹNIK	SYSTEM 1	SYSTEM 2
Nieuszkadzalność – średnia liczba uszkodzeń w roku eksploatacji (FR) [uszk./rok]	131,8	370,9
Trwałość – czas pracy do pierwszego uszkodzenia (MTTF) [godz.] – czas pracy między uszkodzeniami (MTBF) [godz.]	442,1 770,3	99,1 330,1
Obsługiwalność – skumulowany czas obsługi technicznych w roku eksploatacji (MR) [godz./rok]	9442,3	5599,2
Gotowość techniczna – wskaźnik gotowości rzeczywistej (A_r) – czas przestoju systemu w roku ekspl. ($MADT$) [godz./rok]	0,9259 649,1	0,9997 20,2

4. Wnioski

Niezawodny oraz efektywny system transportu kolejowego jest podstawą rozwoju gospodarczego i wymiany handlowej pomiędzy krajami Europy i Azji. Prace nad nowymi bardziej efektywnymi, niż dotychczas stosowane, metodami pokonywania różnic szerokości toru wydają się konieczne. W artykule przedstawiono zwięzłe porównanie niezawodności dwóch wybranych systemów ze zmianą szerokości torów w transporcie materiałów niebezpiecznych. Analiza niezawodności systemu samoczynnie rozsuwanych zestawów kołowych SUW 2000, oparta na rzeczywistych danych z eksploatacji nadzorowanej, wykazała, że poziom niezawodności systemu jest zadowalający. W przyszłości system SUW 2000 może stanowić alternatywną metodę pokonania bariery różnej szerokości toru 1435/1520 mm w stosunku do wymiany wózków wagonowych.

Literatura

- [1] Adamkiewicz W., Hempel L., Podsiadło A., Śliwiński R., *Badania i ocena niezawodności maszyny w systemie transportowym*, WKiŁ, Warszawa 1983.
- [2] Bucior J., *Podstawy teorii i inżynierii niezawodności*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2004.
- [3] Gniedenko B.W., Bielajew J.K., Sołowiew A.D., *Metody matematyczne w teorii niezawodności*, WNT, Warszawa 1968.
- [4] Hebda M., Janicki D., *Trwałość i niezawodność samochodów w eksploatacji*, WKiŁ, Warszawa 1977.
- [5] *Kryterialna ocena kolejowych systemów przestawczych z zastosowaniem analizy LCC*, projekt badawczy nr M8/14/2008, Instytut Pojazdów Szynowych, Politechnika Krakowska, Kraków 2008.
- [6] Oprządkiewicz J., *Wspomaganie komputerowe w niezawodności maszyn*, WNT, Warszawa 1993.
- [7] PN-EN 61703:2002 *Wyrażenia matematyczne dotyczące nieuszkodzalności, gotowości, obsługiwalności i zapewnienia środków obsługi*.
- [8] Szkoda M., Tułeckie A., *Decision models in effectiveness evaluation of Europe-Asia transportation systems*, materiały konferencyjne: The 8-th World Congress on Railway Research WCRR 2008, Korea 2008.
- [9] Szkoda M., *Analiza organizacyjno-ekonomiczna możliwości zastosowania systemu automatycznej zmiany rozstawu kół w przewozach towarowych Wschód-Zachód*, Problemy Eksploatacji, nr 2/2003.
- [10] Szkoda M., *Metoda oceny trwałości i niezawodności kolejowych systemów przestawczych*, rozprawa doktorska, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska, Kraków 2008.

JERZY TARNOWSKI*, WAĆLAW GAWĘDZKI**, JAN SZYBKĄ*

BADANIA DYNAMICZNYCH ODKSZTAŁCEŃ RUROCIĄGÓW EKSPLOATOWANYCH NA TERENACH GÓRNICZYCH

INVESTIGATION OF DYNAMIC DEFORMATION OF PIPELINES IN MINING EXPLOITATION AREA

Streszczenie

W artykule przedstawiono fragment terenowych badań odkształceń gazociągu eksploatowanego na terenach górniczych. Sformułowano cel przeprowadzonych badań i zamieszczono charakterystykę techniczną badanego obiektu. Sprecyzowano założenia badawcze oraz scharakteryzowano zaprojektowane stanowisko i zastosowany system pomiarowy. Zbudowane tory pomiarowe zilustrowano na załączonym schemacie stanowiska badawczego. Badany gazociąg poddano statycznemu naciągowi stabilizowanemu o wartościach od 0 do 13 T, z udziałem generowanych impulsów dynamicznych. Zamieszczono przykładowe wyniki z kolejnych prób i podjęto próbę ich interpretacji. Ze względu na niestacjonarny charakter zarejestrowanych sygnałów odkształceń i przyspieszeń drgań wyznaczono widma częstotliwościowe za pomocą krótkoczasowej transformaty Fouriera *STFT*, wykorzystując w tym celu oprogramowanie Matlab.

Słowa kluczowe: gazociąg, niestabilny grunt, drgania, odkształcenia dynamiczne

Abstract

A part of the field investigation of a gas pipelines situated in mining exploitation area are presented in the paper. The objectives of tests have been formulated together with technological characteristics of the object. Test assumptions were defined and the test stand with measurement system were described. Measurement lines are illustrated in enclosed scheme of the test stand. The gas pipeline in tests have been statically tensioned with stabilised values in the range from 0 to 13T with partial action of dynamic pulses. The exemplary results of subsequent tests were included and an effort to interpret these results was undertaken. Owing to nonstationary course of recorded deformation and acceleration signals, the frequency spectrum was determined with the use of Short-Time Fourier Transform *STFT* with application of Matlab programme.

Keywords: gas pipeline, unstable terrain, vibrations, dynamic deformations

* Dr inż. Jerzy Tarnowski, dr hab. inż. Jan Szybka, prof. AGH, Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie.

** Dr inż. Waćław Gawędzki, Katedra Metrologii, Wydział Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Elektroniki, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie.

Oznaczenia

$\varepsilon_x(t), \varepsilon_y(t), \varepsilon_z(t)$	– wartości kierunkowych odkształceń w kierunku osi x, y, z
$a_x(t), a_y(t), a_z(t)$	– wartości przyspieszeń drgań rurociągu w kierunku osi x, y, z
$a_{gx}(t), a_{gy}(t), a_{gz}(t)$	– wartości przyspieszeń drgań gruntu w kierunku osi x, y, z
F	– siła naciągu wstępnego rurociągu
$E_x(t, f) = STFT\{\varepsilon_x(t)\} $	– moduł transformaty odkształcenia w kierunku osi x
$A_x(t, f) = STFT\{a_x(t)\} $	– moduł transformaty przyspieszenia rurociągu w kierunku osi x
$A_{gx}(t, f) = STFT\{a_{gx}(t)\} $	– moduł transformaty przyspieszenia gruntu w kierunku osi x
$(f_{\max}, t_{\max}) = \arg\{\max_f \max_t STFT\{\}\} $	– wartości częstotliwości i czasu, dla których osiągnięta jest maksymalna wartość modułu transformaty $STFT$

1. Wstęp

Postępująca gazyfikacja kraju wymaga wielokrotnie budowy gazociągów na terenach niestabilnych. Do takich przypadków dochodzi przy lokalizacji sieci gazowych na terenach górniczych, charakteryzujących się różnymi kategoriami górnictwami. Wskutek prowadzonej eksploatacji górnictwa (górnictwo węglowe, rudne, solne i skalne) dochodzi do kilkumetrowych obniżen terenu, powodujących powstanie dodatkowych obciążeń w zagłębionych w gruncie budowach liniowych. Należą do nich gazociągi, na pobocznicach których powstają siły tarcia generujące dodatkowe naprężenia w przekrojach rur. Dodatkowym czynnikiem zmieniającym bilans obciążeń w założeniach projektowanych rurociągów jest występowanie drgań gruntu, towarzyszące eksploatacji pokładów tąpniących lub powstałych na skutek prowadzonych prac strzelniczych, drgań pochodzenia komunikacyjnego itp. Określenie dodatkowych obciążeń gazociągów zagłębionych w niestabilnym podłożu należy do bardzo skomplikowanych i trudnych problemów inżynierskich. Stosowane obliczenia mają charakter przybliżony, a próbę ich uściślenia można uzyskać w wyniku doświadczeń empirycznych. Takie próby podjęto, przeprowadzając terenowe badania gazociągów eksploatowanych na terenie górnictw kopalni KWK JAS-MOS, należącym do drugiej kategorii górnictwa.

2. Cel badań

Głównym celem badań było określenie zmian odkształceń dynamicznych rurociągu eksploatowanego w niestabilnym środowisku. Jako niestabilny teren przyjęto ośrodek gruntowy górnictwo-odkształcalny, charakteryzujący się znacznymi obniżeniami i występującymi drganiami o genezie wstrząsów i tąpnięć górnictw.

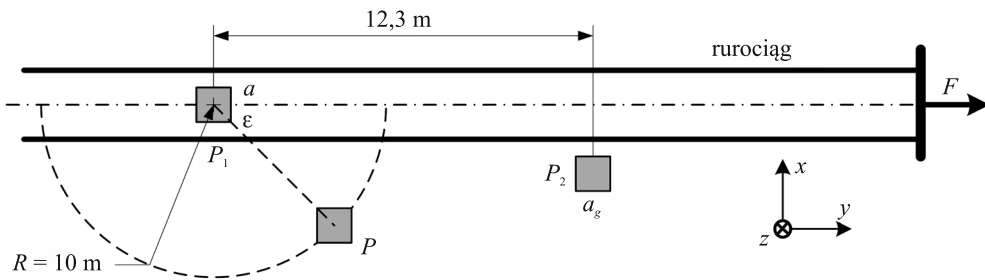
Dodatkowym celem przeprowadzonych badań było uzyskanie charakterystyk wymuszającego procesu parasejsmicznego (głównie gęstości widmowych) w celu późniejszego wykorzystania tego procesu do symulacji zjawiska oddziaływania drgań na poddany stabilizowanym obciążeniami statycznym rurociąg.

3. Lokalizacja i charakterystyka obiektu badań

Wybór miejsca badań gazociągu poprzedzono analizą poziomu awaryjności sieci gazowych oraz prognozowanych odkształceń terenów górniczych. Podwyższona liczba uszkodzeń sieci gazowych w rejonie Gogołowej (Rybnicki Okręg Węglowy) oraz tragiczny wypadek spowodowany pęknięciem rur były bezpośrednią przyczyną wyboru miejsca badań na gazociągu należącym do Zakładu Gazowniczego w Świerklanach. Pod wybranym do badań odcinkiem gazociągu kontynuowano eksploatację węgla kamiennego przez KWK Jastrzębie–Moszczenica, a deformowany grunt na powierzchni był kwalifikowany do terenów drugiej kategorii górniczej. Według danych z KWK JAS-MOS wartości odkształceń poziomych gruntu wynosiły $\varepsilon = 1,52$ mm/m, nachylenie terenu $T = 2,54$ mm/m oraz promień krzywizny terenu $R \gg 12$ km. Maksymalne obniżenie terenu wynosiło 1106 mm. W ciągu ostatnich dwóch lat obszar poligonu poddany był dodatkowo oddziaływaniom wstrząsów pochodzenia górniczego, których energia osiągała wartości $E = 5,7 \times 10^5$ J.

Eksploatacja węgla prowadzona jest na głębokości 793 m, systemem na zawał, a miąższość wybieranych pokładów mieści się w granicach od 1,6 do 3,5 m. Położenie gazociągu dobrano jako prostopadłe do izolinii osiadań powstającej niecki, powodujące powstanie maksymalnych wartości odkształceń gazociągu. Gazociąg zbudowany był z rur stalowych R350 o średnicy 50 mm i grubości ścianki około 3,8 mm. Zagłębienie gazociągu wynosiło około 0,8 m. Głębokość wykopu pod budowany gazociąg wynosiła 1,0 m, a szerokość około 0,25 m. Gazociąg nie posiadał systemu kompensacji ruchów podłoża i zgodnie z obowiązującymi normami znajdował się w obrysie piaskowej o średniej grubości 0,1 m. Wiek gazociągu można określić na około sześć lat, a długość prostego odcinka badanego gazociągu (od załomu do załomu) wynosiła około 28 m. Podłoże gazociągu stanowił piasek gliniasty, którego ciężar właściwy wynosił $\gamma = 1,82 \times 10^{-2}$ MN/m³. Badany gazociąg wchodzi w skład sieci gazowej, na której w ciągu ostatnich trzech lat zarejestrowano około 30 awarii, w tym były to pęknięcia gazociągu, awarie przyłączy domowych oraz rozszczelnień kompensatorów.

W pomiarach odkształceń statycznych gazociągu punkt pomiarowy stanowił układ czujników tensometrycznych, umożliwiający pomiar składowych obciążenia w postaci sił osiowych, momentów gnących i skręcających oraz temperatury rury. Punkt pomiarowy P_1 w badaniach dynamicznych gazociągu stanowiły naklejone na rurze czujniki tensometryczne do pomiaru składowych odkształceń oraz bezpośrednio przy nich umocowane akcelerometry mierzące składowe przyspieszenia kierunkowe gazociągu. Bezpośrednio nad odkrytym gazociągiem, na krawędzi wykopu, umiejscowiono akcelerometr do pomiaru składowych przyspieszenia kierunkowego gruntu. Schemat stanowiska badawczego oraz rozmieszczenie aparatury badawczej na odkrytym gazociągu przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego i rozmieszczenia czujników na gazociągu (układ osi kierunkowych odpowiedni dla rzutu z góry)

Fig. 1. The scheme of the test stand and dislocation of sensors over the gas pipeline (arrangement of direction axes the proper upper view)

4. Charakterystyka metodyki badań i systemu pomiarowego

W celu określenia wpływu dynamicznych oddziaływań gruntu na odkształcenia rurociągów zbudowano terenowe stanowisko badawcze umożliwiające pomiar odkształceń i drgań posadowionego w gruncie rurociągu gazowego o średnicy $\Phi 50$ poddanego działaniu wymuszonych drgań gruntu. Założono, że fale parasejsmiczne pochodzenia górniczego symulowane będą na stanowisku poprzez wywoływanie uderów gruntu za pomocą zrzucanych ciężarów z określonej wysokości i w ustalonej odległości od rurociągu. Taki sposób zadawania uderów umożliwia również w miarę prosty sposób określanie ich energii, przy założeniu, że energia kinetyczna w chwili uderzenia o ziemię jest równa energii potencjalnej ciężaru umieszczonego na znanej wysokości. Na stanowisku przewidziano dodatkowo możliwość wywoływania statycznego, osiowego obciążenia rurociągu przez mechanizm zadawania siły rozciągającej F . Umożliwia on symulację zmian obciążenia rurociągu wskutek obniżen i drgań terenu o określonej kategorii górniczej.

Do badań zaprojektowano system pomiarowy umożliwiający trójosiowy pomiar odkształceń i przyspieszeń drgań rurociągu, przyspieszeń drgań gruntu, a także siły F naciągu rurociągu. Na rys. 1 zdefiniowano położenie układu współrzędnych w odniesieniu do osi rurociągu, oś z skierowana jest prostopadle do osi rurociągu i prostopadle do powierzchni ziemi, oś x skierowana jest prostopadle do osi rurociągu i równoległe do powierzchni ziemi, natomiast oś y skierowana jest zgodnie z osią rurociągu.

Pomiar odkształceń realizowany jest za pomocą czujników tensometrycznych, naklepanych na gazociąg w punkcie pomiarowym P_1 i połączonych w zespoły mostków tensometrycznych w celu wyznaczania wartości kierunkowych odkształceń $\epsilon_x(t)$, $\epsilon_y(t)$, $\epsilon_z(t)$, powstających w przekroju rurociągu. Do pomiaru odkształceń w każdej z osi zastosowano pełny mostek tensometryczny [4], w którym umieszczono po 4 tensometry w taki sposób, aby sygnał napięciowy mostka był wrażliwy na mierzoną składową odkształcenia, a eliminował wpływ niemierzonych składowych sił i momentów oraz temperatury. Mostki tensometryczne podłączone zostały do aparatury pomiarowej działającej na zasadzie modulacji amplitudy, co zapewnia eliminację zakłóceń pochodzenia przemysłowego i umożliwia pomiar odkształceń

statycznych i dynamicznych w zakresie częstotliwościowym do 1,5 kHz oraz ich rejestrację na dysku komputera.

Pomiar przyspieszeń drgań rurociągu $a_x(t)$, $a_y(t)$, $a_z(t)$ oraz gruntu $a_{gx}(t)$, $a_{gy}(t)$, $a_{gz}(t)$ realizowany jest za pomocą akcelerometrów z przetwornikiem pojemnościowym przyspieszenia na sygnał napięcia. Jeden trójosiowy akcelerometr umieszczony jest na rurociągu w punkcie P_1 pomiaru odkształceń, natomiast drugi akcelerometr trójosiowy zamontowano w punkcie pomiarowym P_2 w pobliżu rurociągu i służy on do pomiaru przyspieszeń kierunkowych drgań gruntu. Wyjściowe sygnały napięciowe z czujników rejestrowane są w kanałach przeznaczonych do pomiarów napięć tej samej aparatury, która współpracuje z mostkami tensometrycznymi, dzięki czemu uzyskano pełną synchronizację czasową zapisu mierzonych odkształceń i przyspieszeń we wszystkich kanałach.

Ze względu na nieprzewidywalne w czasie występowanie wstrząsów górniczych, wywoływano w trakcie eksperymentu drgania gruntu o charakterze impulsowym, które można interpretować jako fale parasejsmiczne pochodzenia górniczego. Tak postawione zadanie zrealizowano, zrzucając w zadanej odległości od osi rurociągu, z wysokości 3 m ciężar 12 kN. Eksperymenty przeprowadzono, uwzględniając występujący wskutek obniżenia terenu drugiej kategorii górniczej, quasi-statyczny charakter obciążenia gazociągu w warunkach naturalnych, symulując obciążenia statyczne rurociągu przez osiowy naciąg rurociągu siłą F , o różnie ustalonej wartości, z jednoczesnym zadawaniem zewnętrznych wymuszeń dynamicznych [1].

W trakcie eksperymentu w punkcie P zadawane były wymuszenia udarowe, przy czym położenie tego punktu ulegało zmianie wzdłuż okręgu o promieniu 10 m i o środku w punkcie pomiarowym P_1 (rys. 1). Zmiana położenia punktu P umożliwia zmianę miejsca oddziaływania udaru względem osi rurociągu, jak również odległości punktu P_2 względem punktu P przy niezmienniej odległości punktu P_1 względem P . W wyniku oddziaływania wymuszonych drgań na podłoże otaczające rurociąg na tle obciążeń statycznych rurociągu zmierzono i zarejestrowano sygnały dynamicznych odkształceń rurociągu oraz przyspieszeń drgań gruntu i gazociągu. Na rys. 2a i 3a pokazano przykładowe sygnały odkształcenia rurociągu $\varepsilon_x(t)$, przyspieszenia drgań rurociągu $a_x(t)$ oraz przyspieszenia drgań gruntu $a_{gx}(t)$ zarejestrowane w osi x dla przypadków: bez naciągu statycznego rurociągu $F = 0T$ oraz dla siły naciągu statycznego rurociągu $F = 10T$.

5. Analiza zarejestrowanych sygnałów

Ze względu na niestacjonarny charakter zarejestrowanych sygnałów odkształceń i przyspieszeń drgań wyznaczono widma częstotliwościowe za pomocą krótkoczasowej transformaty Fouriera $STFT$ ze standardowym oknem Hanninga, wykorzystując w tym celu oprogramowanie Matlab & Simulink [5, 6]. Sygnały zostały wstępnie poddane operacji odfiltrowania zakłóceń i usunięcia składowej stałej. Przyjęto następujący sposób oznaczeń modułów transformat sygnałów odkształceń $\varepsilon_x(t)$ i przyspieszeń $a_x(t)$ rurociągu oraz przyspieszeń drgań gruntu $a_{gx}(t)$ w kierunku osi x :

$$E_x(t, f) = |STFT\{\varepsilon_x(t)\}| \quad A_x(t, f) = |STFT\{a_x(t)\}| \quad A_{gx}(t, f) = |STFT\{a_{gx}(t)\}| \quad (1)$$

W tabeli 1 zestawiono wartości częstotliwości f_{\max} oraz czasu t_{\max} , dla których osiągnięta jest maksymalna wartość modułu transformaty $STFT$ sygnałów $\epsilon(t)$, $a(t)$ oraz $a_g(t)$ zgodnie z oznaczeniami (1), z uwzględnieniem indeksów x , y i z , zgodnie z kierunkami przyjętego układu współrzędnych zdefiniowanym na rys. 1:

$$(f_{\max}, t_{\max}) = \arg \{ \max_f \max_t |STFT\{\cdot\}| \} \quad (2)$$

Tabela 1

Zestawienie wartości częstotliwości f_{\max} oraz czasu t_{\max} , dla których osiągnięte są maksymalne wartości modułu transformat $STFT$ zgodnie z (2) z uwzględnieniem (1).

Sygnał	$F = 0T$			$F = 2T$			$F = 10T$			$F = 13T$		
	f_{\max} [Hz]	t_{\max} [s]	max	f_{\max} [Hz]	t_{\max} [s]	max	f_{\max} [Hz]	t_{\max} [s]	max	f_{\max} [Hz]	t_{\max} [s]	max
E_x [ppm]	29,0	1,71	0,64	29,3	2,21	1,30	31,9	1,67	0,19	32,1	1,27	0,34
A_x [m/s^2]	28,9	1,71	0,44	29,3	2,23	0,92	32,0	1,67	0,20	31,7	1,27	0,33
A_{gx} [m/s^2]	18,2	1,61	0,16	19,4	2,17	0,12	18,9	1,57	0,09	17,0	1,25	0,16
E_y [ppm]	16,6	1,63	0,83	16,8	2,15	1,0	10,6	1,59	0,64	16,2	1,25	1,0
A_y [m/s^2]	27,7	1,59	0,026	30,2	2,21	0,064	13,1	1,65	0,026	32,7	1,31	0,028
A_{gy} [m/s^2]	20,9	1,59	0,18	21,7	2,17	0,17	17,7	1,63	0,070	17,3	1,27	0,20
E_z [ppm]	16,7	1,63	0,47	30,6	2,31	0,70	20,1	1,55	0,15	33,5	1,37	0,41
A_z [m/s^2]	29,8	1,73	0,26	30,5	2,29	0,63	20,5	1,55	0,077	33,5	1,37	0,46
A_{gz} [m/s^2]	18,5	1,61	0,14	15,1	2,15	0,10	19,2	1,55	0,070	18,8	1,25	0,10

Na podstawie wyników symulacji zestawionych w tab. 1 można zauważyć, że maksymalne wartości modułów transformat przyspieszeń drgań gruntu A_{gx} , A_{gy} , i A_{gz} dla wyróżnionych kierunków x , y i z zawierają się w zakresie:

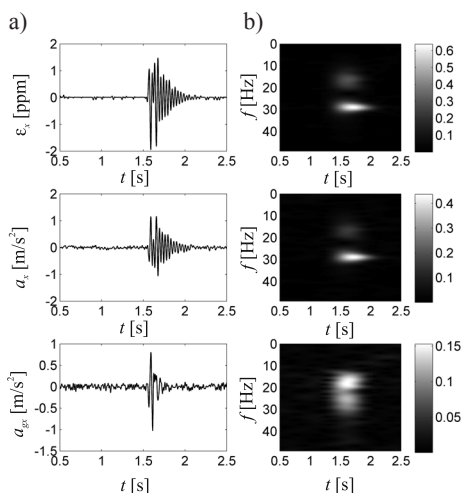
- $A_{gx} \in (0,09-0,16)$ i są osiągnięte dla $f_{\max} \in (17,0\text{Hz}-19,4\text{Hz})$,
- $A_{gy} \in (0,07-0,20)$ i są osiągnięte dla $f_{\max} \in (17,3\text{Hz}-21,7\text{Hz})$,
- $A_{gz} \in (0,07-0,14)$ i są osiągnięte dla $f_{\max} \in (15,1\text{Hz}-19,2\text{Hz})$,

Przedziały zmienności maksymalnych wartości przyspieszeń drgań gruntu A_g i częstotliwości f_{\max} uwarunkowane są kierunkiem jego działania względem osi rurociągu oraz zmianą warunków dla przeprowadzanych doświadczeń. W trakcie przeprowadzania kolejnych eksperymentów dla różnych wartości sił naciągu statycznego F rurociągu z impulsowo wymu-

szanymi drganiami parasejsmicznymi gruntu, sposób zrzucania ciężaru oraz jego ułożenie względem gruntu w trakcie uderzenia ma charakter losowy. Dodatkowo pojawia się również efekt „utwardzania” gruntu w miejscu upadku ciężaru, a warunki badań wymagają zachowania stałego miejsca działania wymuszenia drgań w trakcie serii pomiarów. Ponieważ wywoływane podczas eksperymentów przyspieszenia drgań gruntu stanowią wymuszenie dla rurociągu, to niewielka zmiana wartości jego parametrów (amplitudy A_g oraz częstotliwości f_{max}) dla kolejnych doświadczeń nie ma istotnego znaczenia, gdyż i tak wyrażona poprzez sygnały odkształceń $\varepsilon(t)$ i przyspieszeń drgań $a(t)$ reakcja rurociągu (z uwzględnieniem indeksów dla kierunków x , y i z (rys. 1)) odnoszona jest do aktualnych, mierzonych w trakcie doświadczenia wartości parametrów drgań wymuszających gruntu.

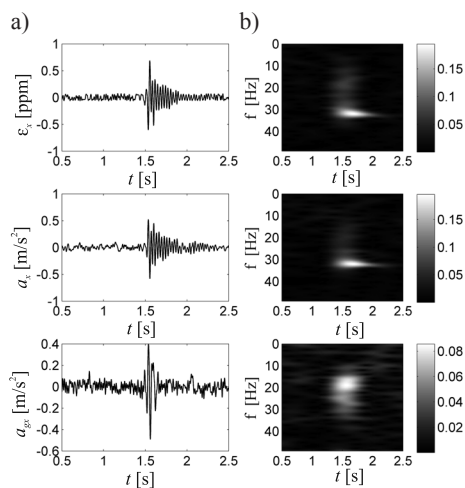
Przykłady czasowych przebiegów odkształceń rurociągu ε_x , przyspieszeń drgań rurociągu a_x oraz przyspieszeń drgań gruntu a_{gx} zarejestrowanych przy wartości siły naciągu $F = 0$ w kierunku osi x , przedstawiono na rys. 2a i odpowiadające im moduły transformat *STFT* przedstawiono odpowiednio na rys. 2b, natomiast przy wartości siły naciągu $F = 10T$ odpowiednio na rys. 3a i 3b.

Obrazy modułów transformat *STFT* w postaci trójwymiarowej przy wartości siły naciągu $F = 0$ w kierunku osi x , przedstawiono na rys. 4, a przy wartości siły naciągu $F = 10T$ w kierunku osi x , przedstawiono na rys. 5.



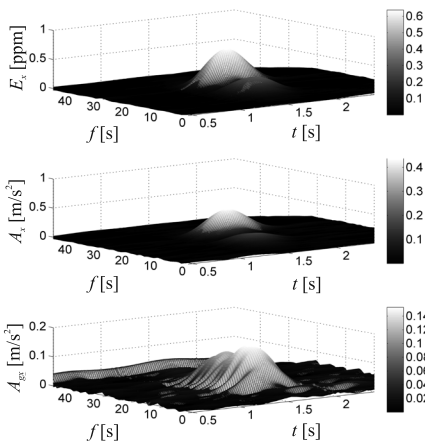
Rys. 2. Przykładowe sygnały zarejestrowane w kierunku osi x bez statycznego naciągu rurociągu $F = 0T$: a) przebiegi czasowe b) moduły transformat *STFT*

Fig. 2. Exemplary signals recorded in x direction without static tension of the pipeline $F = 0T$: a) time variation, b) modules of *STFT* transforms



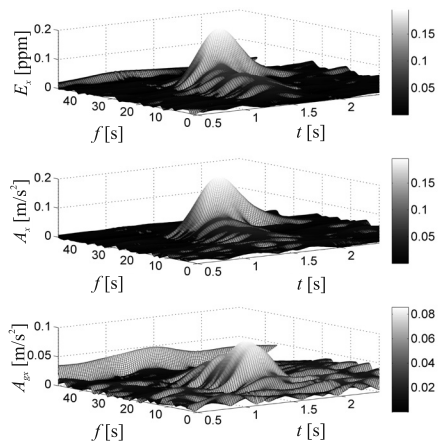
Rys. 3. Przykładowe sygnały zarejestrowane w kierunku osi x dla siły naciągu statycznego rurociągu $F = 10T$: a) przebiegi czasowe, b) moduły transformat *STFT* sygnałów

Fig. 3. Exemplary signals recorded in x direction with static tension of the pipeline $F = 10T$: a) time variation, b) modules of *STFT* transforms



Rys. 4. Moduły transformat *STFT* bez naciągu statycznego rurociągu $F = 0T$

Fig. 4. Modules of *STFT* transforms without static tension of the pipeline $F = 0T$



Rys. 5. Moduły transformat *STFT* dla siły naciągu statycznego rurociągu $F = 10T$

Fig. 5. Modules of *STFT* transforms with static tension of the pipeline $F = 10T$

Jak można zaobserwować na rys. 2–5 widmo częstotliwościowe wymuszających drgań gruntu jest stosunkowo szerokie, obejmuje zakres od 15 Hz do 32 Hz, szczególnie dobrze jest to widoczne na rys. 2b i 3b w postaci „rozmycia” obrazu modułu transformaty A_{gx} sygnału w podanym zakresie częstotliwości. Na obrazach tych można wyraźnie zaobserwować występujące maksima w otoczeniu dwóch częstotliwości, 18 Hz i 28 Hz, przy czym większe wartości modułów transformat występują dla niższej z częstotliwości. Natomiast w tab. 1 zestawiono jedynie wartości częstotliwości f_{max} , dla których osiągnięte są maksymalne wartości modułów transformaty *STFT* mierzonych sygnałów zgodnie z (1) i (2). Jak łatwo można zauważyć, reakcja rurociągu wyrażona poprzez wartości częstotliwości f_{max} dla maksymalnych wartości modułów transformat sygnałów odkształceń E_x i przyspieszeń drgań A_x nie zawsze pokrywa się z wartościami f_{max} dla sygnałów wymuszających A_{gx} . Przykładowo dla osi x , niezależnie od wartości siły F naciągu statycznego rurociągu, maksymalne wartości modułów transformat sygnałów odkształcenia E_x i przyspieszeń drgań A_x osiągnięte są dla częstotliwości f_{max} przyjmujących wartości w zakresie $f_{max} \in (28,9 \text{ Hz} - 31,9 \text{ Hz})$, podczas gdy maksymalne wartości modułów transformaty wymuszającego sygnału drgań gruntu A_{gx} są osiągnięte dla $f_{max} \in (17,0 \text{ Hz} - 19,4 \text{ Hz})$. Podobny efekt występuje również dla osi z i dla sił naciągu statycznego $F = 2T$ i $F = 13T$. Taki sposób reakcji rurociągu należy tłumaczyć właściwościami rezonansowymi układu mechanicznego rurociąg posadowiony w gruncie–grunt, bowiem maksymalne wartości odkształceń E_x i przyspieszeń drgań rurociągu A_x występują dla częstotliwości wymuszających drgań gruntu, dla których wcale nie są osiągnięte maksymalne wartości jego przyspieszeń A_{gx} .

Występowaniem zjawiska rezonansu można również tłumaczyć wyrażoną przez przyspieszenia drgań A_x i A_z reakcję rurociągu, których wartości są większe niż wartości wywołujących je przyspieszeń drgań gruntu A_{gx} i A_{gz} , niezależnie od wartości siły naciągu statycznego F . Efekt ten występuje dla osi x i z z prostopadłych względem osi rurociągu, natomiast nie

występuje dla osi y , zgodnej z osią rurociągu, gdyż wytrzymałość na zginanie rurociągu jest wielokrotnie mniejsza niż wytrzymałość rurociągu na rozciąganie i ściskanie.

6. Wnioski

Zastosowanie czasowo-częstotliwościowej transformaty Fouriera *STFT* stwarza możliwość analizy niestacjonarnych sygnałów opisujących parasejsmiczne oddziaływanie drgań gruntu na posadowiony w nim rurociąg. Jest to szczególnie istotne ze względu na możliwość wyznaczania częstotliwości rezonansowych liniowego obiektu budowlanego, jaki stanowi rurociąg ułożony w gruncie. Rezonansowe właściwości budowli decydują o sposobie przenoszenia energii na konstrukcje rurociągów, wzmacnianiu lub osłabianiu efektów szkodliwych oddziaływań parasejsmicznych. Dodatkowym czynnikiem jest statyczny naciąg rurociągu spowodowany powstającymi w wyniku ruchów podłoża siłami tarcia, w istotny sposób zaburzającymi sumaryczny bilans jego obciążeń.

Przedstawione w artykule wyniki eksperymentów symulacyjnych potwierdzają poprawność zaproponowanej metody analizy odkształceń i drgań rurociągu wywołanych drganiami parasejsmicznymi gruntu. Umożliwia ona wyznaczanie wartości maksymalnych w sygnałach drgań i odkształceń rurociągu wywołanych falami parasejsmicznymi.

Literatura

- [1] Tarnowski J. i in., *Optymalizacja metod obliczeniowych oraz modernizacja technologii budowy i systemu eksploatacji sieci gazowych na terenach szkód górniczych w aspekcie bezpieczeństwa użytkowania*, Sprawozdanie z Projektu Badawczego KBN Nr 9T12A04812, AGH, Kraków 2000.
- [2] Dulińska J., *Odpowiedź dynamiczna budowli wielopodporowych na nierównomierne wymuszenie parasejsmiczne pochodzenia górniczego*, Monografia 338, seria: Inżynieria Łądowa, Politechnika Krakowska, 2006, 178.
- [3] Gawędzki W., *Analiza wpływu drgań gruntu na odkształcenia rurociągów w warunkach ich dodatkowego obciążenia statycznego*, *Pomiary, Automatyka, Kontrola*, vol. 56, nr 8, 2010, 879-882.
- [4] Gawędzki W., Tarnowski J., *Badania wpływu drgań komunikacyjnych na obciążony gazociąg stalowy*, *Problemy Eksploatacji*, nr 3, 2009, 65-74.
- [5] Zieliński T.P., *Cyfrowe przetwarzanie sygnałów, Od teorii do zastosowań*, WKiŁ, Warszawa 2005.
- [6] MATLAB & SIMULINK for Windows – *User's Guide* The MathWorks, Inc.

FRANCISZEK TOMASZEWSKI, WOJCIECH MISZTAŁ*

ODDZIAŁYWANIE HAŁASU LOTNICZEGO NA ŚRODOWISKO

INFLUENCE OF THE AIR NOISE ON THE ENVIRONMENT

Streszczenie

Artykuł dotyczy podstawowych zagadnień związanych z hałasem lotniczym. Przedstawiono charakterystyki hałasu słyszalnego i infradźwiękowego, które ze względu na charakter źródła dźwięku pochodzącego od statków powietrznych bezpośrednio oddziałują na otoczenie lotnisk. Zaprezentowano propozycję klasyfikacji źródeł hałasu na przykładzie samolotu z napędem odrzutowym. Omówiono również wpływ hałasu lotniczego na otoczenie bliskie i dalsze.

Słowa kluczowe: transport lotniczy, hałas lotniczy, środowisko

Abstract

The paper is dealing with air noise and the characteristics of audible and infrasonic noise associated with it. Characteristics of the audible and infrasonic noise were described. These sounds directly have an influence for surrounding airports. A ranking of noise sources was presented using the example of turbo and fan jet engines. The influence of air noise on the immediate environment and more distant airfields were also discussed.

Keywords: aerial transport, air noise, environment

* Dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski, prof. PP, mgr inż. Wojciech Miształ, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Wstęp

Hałas towarzyszył społecznościom od zarania dziejów. Wraz z nastaniem rewolucji przemysłowej jego skala zdecydowanie wzrastała, a zjawisko to, towarzyszące postępowi technicznemu i technologicznemu, obserwujemy do dnia dzisiejszego. Z uciążliwym oddziaływaniem hałasu współczesny człowiek, zwłaszcza mieszkaniec dużych aglomeracji miejskich, spotyka się niemal bez przerwy w pracy, szkole i bardzo często również w domu.

W wieku XX znacznie zwiększyły się zagrożenia związane ze wzrostem natężenia hałasu, zwłaszcza w ostatnich dziesięcioleciach, po lawinowym rozwoju środków komunikacji lądowej i lotniczej, które razem z przemysłem zaczęły kształtować szeroko rozumiane środowisko człowieka. Uciążliwość hałasu odczuwa już większość społeczeństwa [2, 8]. Hałas wpływa na zakłócenie wielu procesów fizjologicznych. Badania potwierdziły, że hałas powoduje zwiększenie częstotliwości tętna, ciśnienia krwi, aktywności mięśniowej, a także nieprawidłowości przemiany materii. Nieoczekiwane i silne impulsy dźwiękowe mogą generować zaburzenia w wydzielaniu enzymów trawiennych, wywołując schorzenia układu pokarmowego. Te zmiany, w połączeniu z zaburzeniami oddychania, są jedną z wielu przyczyn stresu wywołanego przez hałas.

2. Dopuszczalne poziomy hałasu w środowisku

Dopuszczalne poziomy hałasu, ze względu na częstotliwość dźwięków sprecyzowano w następujących aktach prawnych:

- Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 14 czerwca 2007 r. w sprawie dopuszczalnych poziomów hałasu w środowisku (Dz.U. Nr 120, poz. 826),
- Rozporządzenie Ministra Pracy i Polityki Społecznej z dnia 29 listopada 2002 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy (Dz.U. z 2002 r. Nr 217, poz. 1833).

Na potrzeby określenia dopuszczalnych poziomów hałasu zróżnicowano tereny objęte ochroną przed hałasem, tj.:

- a) pod zabudowę mieszkaniową,
- b) pod szpitale i domy opieki społecznej,
- c) pod budynki związane ze stałym lub czasowym pobytem dzieci i młodzieży,
- d) na cele uzdrowiskowe,
- e) na cele rekreacyjno-wypoczynkowe,
- f) na cele mieszkaniowo-usługowe.

Poziomy hałasu określono za pomocą wskaźników L_{DWN} , L_N . Oznaczają one długookresowy średni poziom dźwięku A , wyrażony w decybelach, wyznaczony odpowiednio:

- w ciągu wszystkich dób w roku z uwzględnieniem pory dnia, pory wieczoru i pory nocy (L_{DWN}),
- w ciągu wszystkich nocy (L_N).

Powyższe wskaźniki zostały wprowadzone do polskiego ustawodawstwa w związku z obowiązkiem implementacji dyrektywy Parlamentu Europejskiego 2002/49/WE z dnia 25 czerwca 2002 r. odnoszącej się do oceny i zarządzania poziomem hałasu w środowisku, jaki zaistniał w wyniku przystąpienia Polski do Unii Europejskiej.

Kolejne wskaźniki poziomu hałasu ($A_{eq D}$ i $L_{Aeq N}$) mają zastosowanie do ustalania i kontroli warunków korzystania ze środowiska w odniesieniu do jednej doby. Określają one równoważny poziom dźwięku A , wyrażony w decybelach, odpowiednio dla pory dnia i pory nocy. Ze względu na specyfikę hałasu lotniczego racjonalne jest używanie wskaźników $A_{eq D}$ i $L_{Aeq N}$, których dopuszczalne poziomy zostały przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1

Dopuszczalne poziomy hałasu w środowisku powodowanego przez starty, lądowania i przeloty statków powietrznych ($L_{Aeq D}$ i $L_{Aeq N}$) w odniesieniu do jednej doby

Lp.	Rodzaj terenu	Dopuszczalny poziom hałasu w [dB]	
		$L_{Aeq D}$ przedział czasu odniesienia równy 16 godzinom	$L_{Aeq N}$ przedział czasu odniesienia równy 8 godzinom
1	a) strefa ochronna „A” uzdrowiska b) tereny szpitali, domów opieki społecznej c) tereny zabudowy związanej ze stałym lub czasowym pobytem dzieci i młodzieży	55	45
2	a) tereny zabudowy mieszkaniowej jedno- i wielorodzinnej oraz zabudowy zagrodowej i zamieszkania zbiorowego b) tereny rekreacyjno-wypoczynkowe c) tereny mieszkaniowo-usługowe d) tereny w strefie śródmiejskiej miast powyżej 100 tys. mieszkańców	60	50

Oprócz dźwięków słyszalnych w badaniu hałasu lotniczego uzasadnione jest również badanie infradźwięków, tj. dźwięków o częstotliwości poniżej 20 Hz [9]. Dotychczas w polskim ustawodawstwie nie określono norm dotyczących bezpiecznych wartości infradźwięków w otoczeniu portów lotniczych (analogicznie do dźwięków słyszalnych). Wartości te można odnieść do regulacji Rozporządzenia Ministra Pracy i Polityki Społecznej z dnia 29 listopada 2002 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy [11]. Hałas infradźwiękowy charakteryzowany jest przez:

- równoważny poziom ciśnienia akustycznego skorygowany charakterystyką częstotliwościową G, odniesiony do 8-godzinnego dnia pracy lub równoważny poziom ciśnienia akustycznego skorygowany charakterystyką częstotliwościową G, odniesiony do tygodnia pracy (wyjątkowo, w przypadku oddziaływania hałasu infradźwiękowego na organizm człowieka w sposób nierównomierny, w poszczególnych dniach w tygodniu),
- szczytowy nieskorygowany poziom ciśnienia akustycznego.

Wartości hałasu infradźwiękowego dopuszczalne na stanowiskach pracy ze względu na ochronę zdrowia w formie wskaźnika *Najwyższego Dopuszczalnego Natężenia* (NDN) podano w tabeli 2.

Tabela 2

Najwyższe dopuszczalne natężenia (NDN) hałasu infradźwiękowego [11]

Oceniana wielkość	Wartość dopuszczalna [dB]
Równoważny poziom ciśnienia akustycznego skorygowany charakterystyką częstotliwościową G , odniesiony do 8-godzinnego dnia pracy/tygodnia pracy, $L_{G eq}^{8h}/L_{G eq}$	102
Szczytowy nieskorygowany poziom ciśnienia akustycznego, $L_{LIN, peak}$	145

Poziom 102 dB, skorygowany charakterystyką częstotliwościową G , powiązany z krzywą $G102$, której przebieg odpowiada szwedzkim kryteriom oceny i nie odbiega znacznie od poprzednio obowiązujących polskich kryteriów oceny hałasu infradźwiękowego ze względu na ochronę zdrowia. Dopuszczalna wartość szczytowa nieskorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego jest wzorowana na zaleceniach amerykańskich ACGIH 1998–2000 [1].

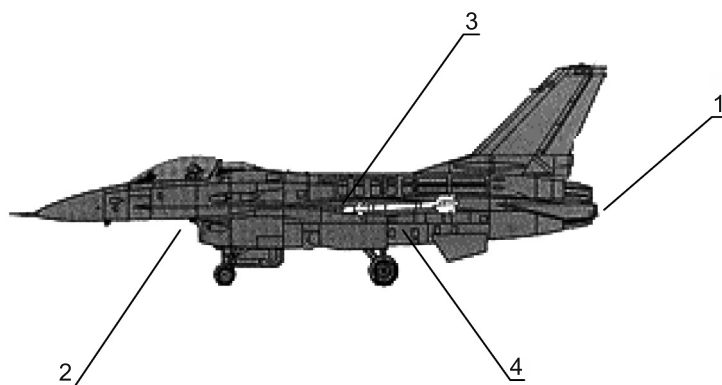
3. Źródła hałasu lotniczego

W przypadku hałasu lotniczego miarą dopuszczalnego poziomu hałasu w środowisku dla startów, lądowań i przelotów statków powietrznych jest wartość długotrwałego średniego poziomu dźwięku A (L_A) określonego dla długotrwałego przedziału czasu trwającego 6 kolejnych miesięcy, najmniej korzystnych pod względem akustycznym [10]. Drugim wskaźnikiem oceny uciążliwości hałasu, ale odnoszącym się do pojedynczej operacji lotniczej w porze nocnej, jest ekspozycyjny poziom dźwięku A (L_{AE}), przy czym należy zauważyć, że ustawa Prawo ochrony środowiska z 27 kwietnia 2001 r. (Dz.U. Nr 62, poz. 627) ustala do oceny uciążliwości hałasu tylko równoważny poziom dźwięku A . W samolotach odrzutowych źródłem hałasu zewnętrznego są:

- strumienie gazów spalinowych (poz. 1 na rysunku 1),
- strumienie powietrza (na wlotach powietrza silników) pobieranego z otoczenia (poz. 2 na rysunku 1),
- hałas powstający w wyniku drgań mechanicznych skrzydeł, kadłuba i innych elementów pokrycia oraz różnych elementów i urządzeń konstrukcji samolotu i zespołu napędowego (poz. 3 na rysunku 1),
- hałas generowany podczas pracy wentylatora, kompresora i turbiny, agregatów i urządzeń pomocniczych oraz wtrysku paliwa i spalania paliwa w komorze spalania, (poz. 4 na rysunku 1).

Rozpatrując wpływ zewnętrznego hałasu lotniczego na środowisko, nie można pominąć oddziaływania ciśnienia akustycznego. Począwszy od wprowadzenia do eksploatacji samolotów o napędzie odrzutowym, przeprowadzono wiele badań związanych z wpływem ciśnienia akustycznego na konstrukcję samolotu. Wielkości powstających ciśnień akustycznych

oraz skala częstotliwości widma akustycznego, odpowiadające maksymalnej energii pola akustycznego, zależą od parametrów dyszy wyjściowej, parametrów strumienia gazów spalinyowych, parametrów ośrodka otaczającego i od położenia stanowiska pomiarowego w stosunku do dyszy wylotowej.



Rys. 1. Źródła hałasu zewnętrznego samolotu z napędem odrzutowym (opracowanie własne)

Fig. 1. Sources of the aircraft noise with jet propulsion (own preparation)

Charakterystyka widmowa i poziom hałasu zewnętrznego emitowanego przez samolot o napędzie odrzutowym, turbośmigłowym lub tłokowym, znajdującym się w ruchu w czasie wykonywania operacji startu i lądowania względnie kołowania, zależy m.in. od [5]:

- przeznaczenia samolotu i jego charakterystyk techniczno-eksploatacyjnych, rodzaju napędu, liczby i parametrów technicznych silników zespołu napędowego, ich mocy, względnie ciągu,
- maksymalnej masy startowej,
- prędkości i kierunku wiatru, temperatury, ciśnienia i wilgotności względnej powietrza,
- rodzaju wykonywanej operacji lotniczej (start, lądowanie, lot poziomy, kołowanie),
- położenia samolotu na ścieżce wznoszenia lub na ścieżce schodzenia oraz położenia stanowiska pomiarowego względem drogi startowej – DS (lub drogi kołowania – DK),
- wysokości portu lotniczego nad poziomem morza, rodzaju i stanu powierzchni nawierzchni DS, przekroju podłużnego DS,
- przeznaczenia portu lotniczego, układu DS i DK, tras dolotowych i odlotowych z portu lotniczego, naziemnego wyposażenia portu lotniczego,
- ukształtowania terenu, sposobu przestrzennego zagospodarowania terenu portu lotniczego i terenów przyległych oraz terenów, nad którymi odbywa się ruch lotniczy,
- umiejętności i nawyków pilota.

Poziom natężenia dźwięku zewnętrznego na stanowisku pomiarowym w polu akustycznym nie zależy wyłącznie od mocy akustycznej źródła hałasu (samolotu), lecz również od współczynnika kierunkowości źródła. Kierunkowość źródła hałasu zewnętrznego występuje bardzo wyraźnie, szczególnie w przypadku samolotu znajdującego się w stanie stacjonarnym z pracującymi silnikami zespołu napędowego.

W odniesieniu do dowolnego kierunkowego źródła dźwięku zewnętrznego (w tym również i samolotu), znajdującego się w otwartej przestrzeni, poziom natężenia dźwięku na stanowisku pomiarowym w polu akustycznym wylicza się z wyrażenia [5]:

$$L_{r'} = L_N + 10 \log \frac{G}{4\pi r^2} \quad (1)$$

gdzie:

- $L_{r'}$ – poziom natężenia dźwięku hałasu zewnętrznego w odległości r od źródła [dB],
- L_N – poziom mocy akustycznej źródła [dB],
- G – współczynnik kierunkowości,
- r – odległość od źródła [m].

Poziom natężenia dźwięku emitowanego przez kierunkowe źródło w przestrzeni zamkniętej różni się od poziomu przedstawionego we wzorze (1) i oblicza się z wyrażenia:

$$L_{r'} = L_N + 10 \log \left(\frac{G}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (2)$$

gdzie:

- R – stała pomieszczenia.

4. Wpływ hałasu lotniczego na środowisko

Hałas lotniczy zewnętrzny swym oddziaływaniem obejmuje tereny o dużych powierzchniach, na których przeważnie przebywa dużo ludzi (pracownicy portu lotniczego, pasażerowie, goście odwiedzający port lotniczy i mieszkańcy terenów sąsiadujących z portem oraz terenów, nad którymi odbywa się ruch lotniczy). Dla wielu osób, zwłaszcza pracowników portu lotniczego, zewnętrzny hałas lotniczy związany jest ze środowiskiem pracy.

Otoczenie bliskie lotniska rozumiane jest jako obszar portu lotniczego. Związany jest z dwoma rodzajami hałasu wywoływanymi przez:

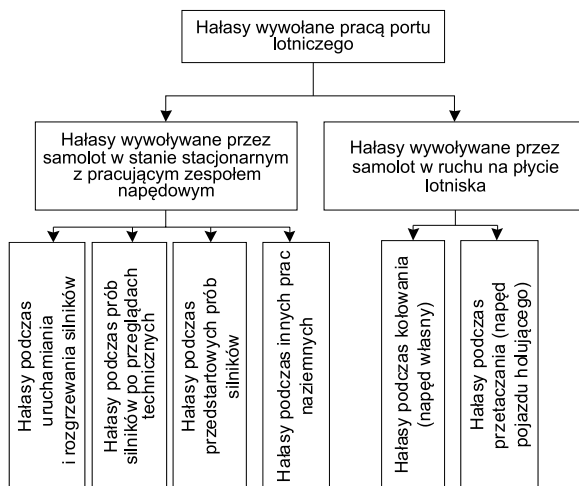
- czynności związane z samolotem w stanie stacjonarnym,
- ruch samolotu po płycie lotniska.

Szczegółowe rodzaje hałasów związanych z powyższymi operacjami zostały przedstawione na rysunku 2.

Hałas wywoływany pracą portu lotniczego oddziałuje na wiele osób znajdujących się w obrębie lotniska i pomieszczeniach lotniska i obejmuje on [5]:

- personel naziemnej obsługi lotów,
- naziemny personel portu lotniczego,
- administracyjny personel portu lotniczego,
- pasażerowie portu lotniczego,
- osoby wizytujące bądź odprowadzające pasażerów.

Podział hałasu lotniczego przedstawiony na rysunku 2 wskazuje, że różne czynności i operacje oddziałują na te same grupy osób z różnym nasileniem.



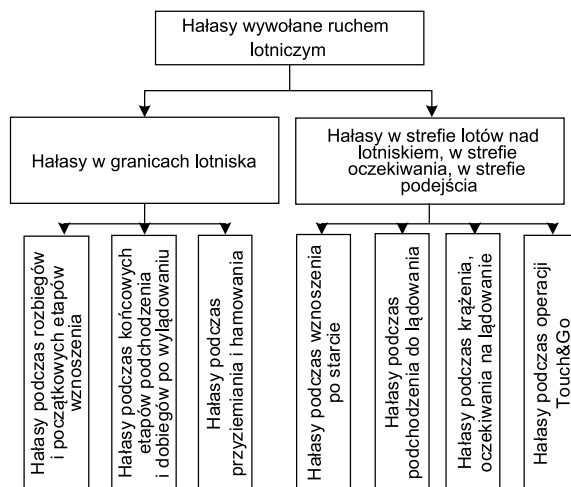
Rys. 2. Klasyfikacja hałasów wywołanych pracą portu lotniczego (opracowanie własne na podstawie [5])

Fig. 2. Noise classification at airport (own preparation on the [5])

Otoczenie dalsze lotniska pojmowane jest jako obszar bezpośrednio przylegający do terenu portu lotniczego, ale niestanowiący jego integralnej części. Związany jest z dwoma rodzajami hałasu wywołanymi przez:

- ruch samolotu w granicach lotniska,
- ruch samolotu wokół terenu lotniska.

Podział hałasu związanego z powyższymi operacjami został przedstawiony na rysunku 3.



Rys. 3. Klasyfikacja hałasów wywołanych ruchem lotniczym (opracowanie własne na podstawie [5])

Fig. 3. Noise classification during air traffic (own preparation on the [5])

Hałas związany z ruchem lotniczym oddziałuje głównie na mieszkańców stref podejścia, wznoszenia, stref krążenia nad lotniskiem bądź stref oczekiwania. Uciążliwość hałasu w konkretnym punkcie otoczenia zależy od intensywności ruchu lotniczego (częstości startów lub lądowań). Sposób odbioru uciążliwości również jest złożony i zależy od indywidualnej wrażliwości mieszkańców na hałas [7].

Jednym z głównych źródeł hałasu na terenie miasta Poznania jest lotnisko wojskowe Krzesiny, gdzie stacjonują samoloty wielozadaniowe F-16. Tereny zagrożone ponadnormatywnym oddziaływaniem hałasu lotniczego znajdują się w bezpośrednim sąsiedztwie lotniska (w nie-dużej odległości od płyty lotniska) oraz pod korytarzami dolotów i odlotów. W obszarze tych operacji znajdują się tereny zabudowy mieszkaniowej jednorodzinnej oraz tereny mieszkaniowo-usługowe. Dla tego typu terenów wartość dopuszczalna L_{DWN} wynosi 60 dB. Na rysunku 4 przedstawiono równoważny poziom hałasu w bezpośrednim otoczeniu lotniska Krzesiny. Jasna izolinia określa poziom 60 dB, natomiast szara izolinia – 55 dB.



Rys. 4. Poziom równoważny hałasu w otoczeniu lotniska Krzesiny w porze dziennej [3]

Fig. 4. Aircraft noise level near Krzesiny Airport at day time [3]

Na podstawie analiz badawczych w związku z opracowaniem mapy akustycznej miasta Poznania wojewoda wielkopolski, rozporządzeniem nr 40/07 z dnia 31 grudnia 2007 roku, ustanowił nowe rozporządzenie w sprawie utworzenia obszaru ograniczonego użytkowania dla lotniska wojskowego Poznań–Krzesiny w Poznaniu, zmieniające dotychczas obowiązujące rozporządzenie nr 82/03 wojewody wielkopolskiego z dnia 17 grudnia 2003 r. (Dz. Urz. Woj. Wlkp. 2008, No. 1/1).

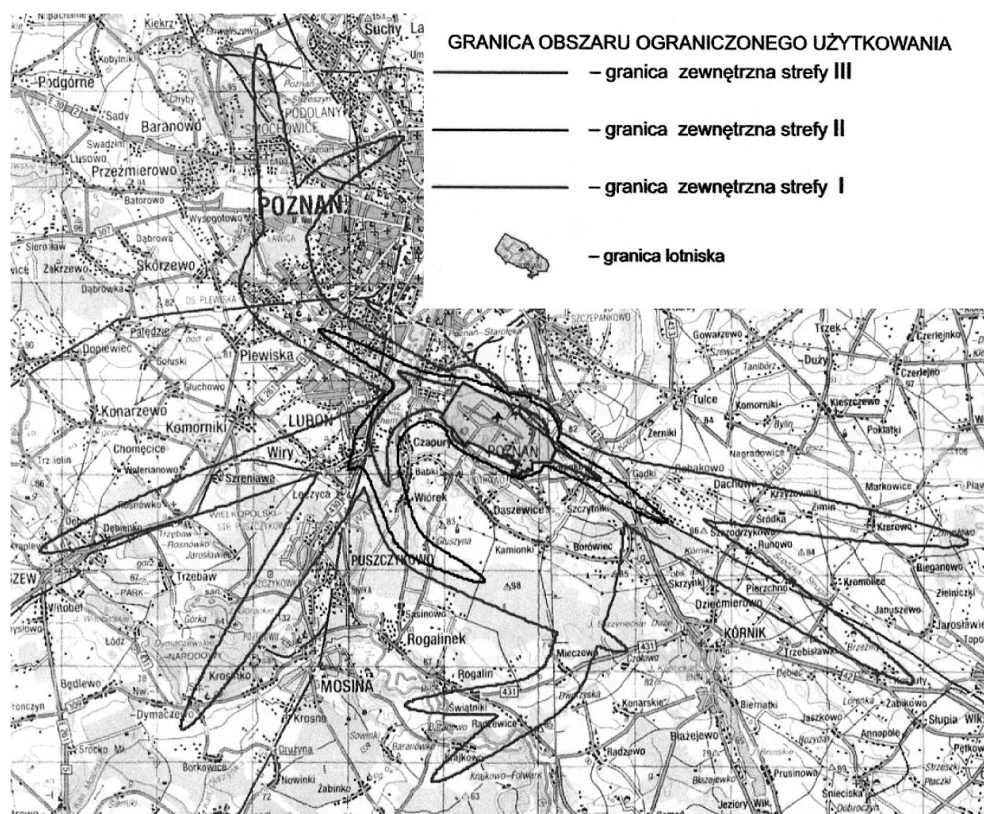
W rozporządzeniu z 2007 roku – obszar ograniczonego użytkowania dla lotniska wojskowego Poznań–Krzesiny stanowi teren ograniczony linią, zwaną dalej „granicą obszaru ograniczonego użytkowania, na której dopuszczalny poziom hałasu od startów, lądowań i przelotów statków powietrznych jest równy 55 dB w porze dziennej i 45 dB w porze nocnej”.

W obszarze ograniczonego użytkowania wyodrębnia się trzy strefy:

- strefę I, w której dopuszczalny długookresowy średni poziom dźwięku A od startów, lądowań i przelotów statków powietrznych oraz od operacji naziemnych i pozostałych źródeł hałasu związanych z funkcjonowaniem lotniska mieści się w przedziale 55–60 dB,

- strefę II, w której dopuszczalny długookresowy średni poziom dźwięku A od startów, lądowań i przelotów statków powietrznych oraz od operacji naziemnych i pozostałych źródeł hałasu związanych z funkcjonowaniem lotniska mieści się w przedziale 50–55 dB,
- strefę III, pomiędzy zewnętrzną granicą strefy II oraz granicą obszaru ograniczonego użytkowania.

Rozmieszczenie stref ograniczonego użytkowania wokół lotniska wojskowego Poznań–Krzesiny, przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Obszar ograniczonego użytkowania lotniska wojskowego Poznań–Krzesiny [13]

Fig. 5. Area of restricted use of military airport Poznań–Krzesiny [13]

W obszarze ograniczonego użytkowania wprowadzono ograniczenia w zakresie przeznaczenia terenu, wymagań technicznych dotyczących budynków oraz sposobu korzystania z terenów, określone w załączniku nr 3 do rozporządzenia. I tak na przykład ograniczenia w zakresie przeznaczenia terenu obejmują [4, 6]:

- w strefie I – zakazano przeznaczania terenu pod budowę budynków mieszkalnych, szpitali, domów opieki społecznej i budynków związanych ze stałym pobytem dzieci i młodzieży, takich jak szkoły, przedszkola, internaty, domy dziecka itp.,

- w strefie II – zakazano przeznaczania terenu pod budowę szpitali, domów opieki społecznej i zabudowy związanej ze stałym pobytom dzieci i młodzieży, takich jak internaty, domy dziecka itp.,
- w strefie III – nie wprowadzono ograniczeń w zakresie przeznaczenia terenu.

5. Wnioski

Przedstawione podstawowe problemy związane z hałasem lotniczym wskazują, że zadania oceny hałasu lotniczego są bardzo złożone. Wpływa na to duży obszar objęty tym hałasem, jego wysoki poziom, krótki charakter oddziaływania oraz szeroki zakres częstotliwości. Rozwój portów lotnictwa cywilnego oraz wprowadzania do lotnictwa wojskowego nowych samolotów charakteryzujących się wysokim poziomem dźwięku wymaga jego dokładnej oceny w pasmach infradźwiękowym i słyszalnym na lotnisku i w jego otoczeniu. Kolejne prace z tego zakresu dotyczyć będą oceny hałasu lotniczego oraz badań symulacyjnych związanych z jego propagacją.

Literatura

- [1] ACGIH, *Threshold limit values for chemical substances and physical agents*, Biological Exposure Indices, ACGIH, Cincinnati 1998.
- [2] Jaśkowski J. (red.), *Wpływ wybranych czynników fizykochemicznych na człowieka*, Gdańsk 1991.
- [3] Kijewski T., *Samolot a środowisko – hałas i emisja spalin*, Seminarium Dyplomowe 2001/2002, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2002.
- [4] Makarewicz R. (red.), *Mapa akustyczna miasta Poznania wraz z programem ochrony środowiska przed hałasem*, Centrum Badań Akustycznych. Fundacja Uniwersytetu im. Adama Mickiewicza, Poznań 2008.
- [5] Rajpert T., *Hałas lotniczy i sposoby jego zwalczania*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1980.
- [6] Ratajczak J., *Obszar ograniczonego użytkowania dla lotniska wojskowego Poznań–Krzesiny w Poznaniu*, Materiały konferencyjne „Problem hałasu w mieście”, Poznań 2008.
- [7] Schreckenber g D., Meis M., Kahl C., Peschel Ch., Eikmann T., *Aircraft Noise and Quality of Life around Frankfurt Airport*, International Journal of Environmental Research and Public Health, 7/2010.
- [8] Tomaszewski F., Wojciechowska E., *Ocena poziomu hałasu generowanego przez wybrane pojazdy szynowe*, Pojazdy Szynowe, nr 3–4, Warszawa 2004.
- [9] Vercammen M.L.S., *Setting limits for low frequency noise*, Journal of Low Frequency Noise and Vibration, Vol. 8, No. 4, 1980.
- [10] Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 14 czerwca 2007 r. w sprawie dopuszczalnych poziomów hałasu w środowisku (Dz.U. Nr 120, poz. 826).
- [11] Rozporządzenie Ministra Pracy i Polityki Społecznej z dnia 29 listopada 2002 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy (Dz.U. z 2002 r. Nr 217, poz. 1833).

PAWEŁ URBAŃCZYK, KRZYSZTOF PLEWNIAK*

HAMULEC WAGONÓW TOWAROWYCH – PERSPEKTYWY ROZWOJU

FREIGHT CARS BRAKE – FUTURE DEVELOPMENT

Streszczenie

W artykule opisano konstrukcje obecnie stosowanych układów hamulcowych wagonów towarowych oraz perspektywy rozwoju.

Słowa kluczowe: wagony towarowe, hamulec klockowy, hamulec tarczowy

Abstract

In the present brake systems in freight cars and future of freight car brakes have been shown.

Keywords: freight cars, shoe brake, disc brake

* Dr inż. Paweł Urbańczyk, mgr inż. Krzysztof Plewniak, Laboratorium Badań Taboru, Pracownia Hamulców, Instytut Kolejnictwa.

1. Wstęp

Z rozwojem kolejnictwa nierozzerwalnie wiąże się rozwój kolejowych systemów hamulcowych. Rozwój ten przebiega na wielu płaszczyznach i dotyczy przede wszystkim: udoskonalania systemów sterowania hamulcem, zwiększania skuteczności i niezawodności pracy hamulca oraz poszukiwania nowych rozwiązań zapewniających ekonomiczną i niezawodną pracę hamulca, szczególnie w sytuacjach awaryjnych.

Początkowe lata historii kolei związane są z hamulcem klockowym. W hamulec tego typu wyposażone były zarówno pojazdy trakcyjne, jak również wagony pasażerskie i towarowe. Stopniowe zwiększanie prędkości i mas poszczególnych pojazdów kolejowych oraz pociągów wymogło na konstruktorach wprowadzenie wielu udoskonaleń. Zmianom ulegała konstrukcja części pneumatycznej i mechanicznej hamulca, a także materiały cierne. W końcu zaczęły się pojawiać nowe typy hamulca, jak np. hamulec tarczowy oraz hamulce beztarciove i niezależne od przyczepności koło–szyna.

Obecnie możemy zaobserwować niezwykłą sytuację – z jednej strony hamulce taboru pasażerskiego, szczególnie zespołów trakcyjnych, dynamicznie się rozwijają, wykorzystując nawet rozwiązania znane z lotnictwa (jak hamulec aerodynamiczny), natomiast z drugiej strony w rozwoju hamulców taboru towarowego obserwujemy wręcz stagnację. Stosowane obecnie rozwiązania w swojej istocie niewiele różnią się od konstrukcji znanych sprzed 100 i więcej lat.

2. Stan obecny

Obecnie w taborze towarowym dominującym typem hamulca jest hamulec klockowy. Dla przykładu w Polsce jest w niego wyposażone niemal 100% wagonów towarowych. W innych krajach sytuacja jest bardzo zbliżona i można przyjąć, że nawet w najbardziej rozwiniętych technologicznie zarządach kolejowych odsetek wagonów z hamulcem klockowym to około 97%. Jediną istotną różnicą jest to, że w Polsce 99% wagonów towarowych z hamulcem klockowym wyposażonych jest we wstawki hamulcowe wykonane z żeliwa, natomiast w krajach z młodszym taborem jest to około 95%.

Po zakończeniu epoki pary i rozpowszechnieniu się trakcji spalinowej oraz elektrycznej możliwe stało się zwiększenie prędkości pociągów oraz ich mas brutto. To z kolei spowodowało konieczność unowocześnienia infrastruktury kolejowej oraz taboru, a zwłaszcza układów biegowych i hamulcowych. Ze względu na coraz większe energie hamowania oraz dzięki coraz lepszemu poznawaniu procesów związanych z hamowaniem hamulec ten zmienił się. Najważniejsze punkty zwrotne w jego historii to:

- wprowadzenie podziału jednolitego klocka na obsadę i wymienną wstawkę hamulcową,
- wprowadzenie klocków wielowstawkowych,
- zastosowanie tworzyw sztucznych na materiał cierny wstawek hamulcowych.

Dla taboru towarowego w Europie szczególnie ważnym momentem było wprowadzenie do eksploatacji wózków typu Y25 (rys. 1), co stało się w połowie ubiegłego wieku. Na owe czasy była to udana konstrukcja łącząca prostotę, nowe rozwiązania i dobre właściwości biegowe. Wózek ten stał się standardowym wózkiem UIC i do dzisiaj jest wytwarzany w Europie przez wielu producentów.



Rys. 1. Wózek typu Y25 z klasycznym układem hamulca klockowego [2]

Fig. 1. Y25 bogie with traditional shoe-brake [2]

Od tego momentu zauważyć można jednak zastój i niechęć do wprowadzania nowych rozwiązań w wagonach towarowych, szczególnie wózkowych. Standardowym wagonem towarowym w Europie stał się obecnie 4-osiowy, 2-wózkowy wagon na wózkach typu Y25, wyposażony w klasyczny układ hamulca klockowego. Jedyną nowinką w najnowszych konstrukcjach jest stosowanie wstawek z materiałów kompozytowych w miejsce wstawek żelwnych.

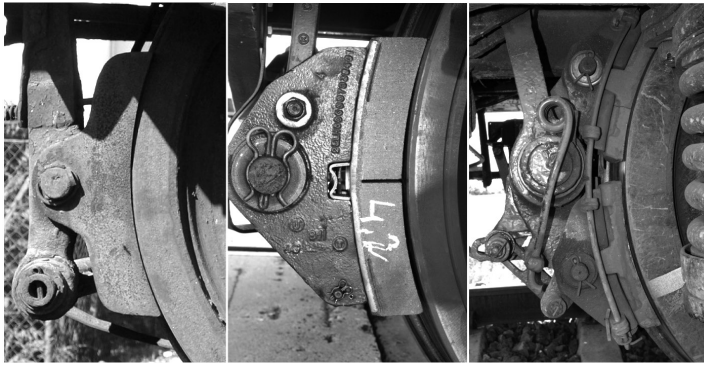
Mimo iż pojawiło się wiele nowych konstrukcji wózków, np. wózek LEILA lub Axiom Rail AMIII, to nadal dominuje, i to w konstrukcji nowych wagonów, wózek Y25 w wielu odmianach.

Podsumowując, można stwierdzić, że tabor towarowy tkwi obecnie w „kolejowym średniowieczu”.

3. Rozwój hamulca klockowego i powrót do przeszłości

Para cierna hamulca klockowego w pierwotnej formie składała się z koła i dociskanego do niego klocka hamulcowego, który był jednolitym elementem wykonanym z żeliwa (rys. 2, pierwsze zdjęcie od lewej). Zwiększanie mocy hamowania i konieczność minimalizacji negatywnych skutków procesu hamowania doprowadziły do podzielenia jednolitego klocka na obsadę i wymienne wstawki hamulcowe (jedna do trzech w jednej obsadzie) – rys. 2 (klocek jednowstawkowy pośrodku i dwuwstawkowy po prawej).

Początkowo dużą popularnością cieszyły się wózki typu Diamond (rys. 3), które stosowane były już przed II wojną światową, a po niej i do dziś powszechnie stosowane są w wagonach towarowych kolei amerykańskich, jak też w krajach byłego ZSRR. Z punktu widzenia hamulca istotny jest fakt, że koła w tych wózkach hamowane są jednostronnie, co nie zapewnia dużej skuteczności hamowania, lecz we wspomnianych wyżej krajach wymagane minimalne drogi hamowania są dłuższe niż w Europie. Z tego właśnie względu w europejskich zarządach kolejowych najpopularniejszymi wózkami były wózki znane w Polsce pod oznaczeniem 1XT, a następnie francuskiego pochodzenia wózki Y25. Obydwa typy wózków z reguły wyposażone były w hamulec umożliwiający obustronne hamowanie kół.



Rys. 2. Klocki hamulcowe – fazy rozwoju

Fig. 2. Brake blocks – development phases



Rys. 3. Wózek typu „Diamond” [3]

Fig. 3. Diamond-type bogie [3]

Jak już wcześniej wspomniano, obecnie dominuje wózek Y25, którego właściwości bieżowe nie są już dziś uznawane za zadowalające. Z kolei również hamulec klockowy osiągnął kres swoich możliwości, który wyznaczają dopuszczalne obciążenia cieplne pary ciernej wstawka–koło. W praktyce oznacza to, że hamulec ten nie może być stosowany w wagonach, które kursować mogą z prędkościami powyżej 120 km/h lub których masa hamująca przypadająca na oś wynosi powyżej 18 t.

Pomimo powyższych ograniczeń hamulec klockowy jest nadal rozpowszechniony ze względu na bardzo prostą budowę układu mechanicznego przekładni, niezawodność działania i opanowaną technologię obsługi.

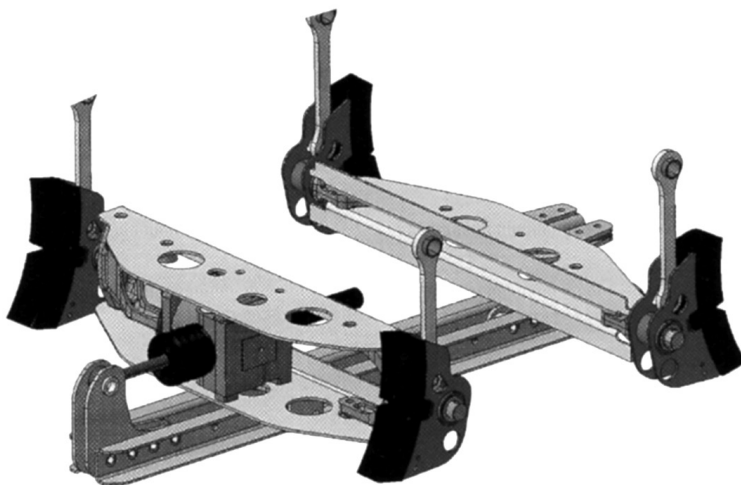
Coraz wyższe wymagania stawiane współcześnie taborowi kolejowemu dotyczą m.in. hałasu, który emitowany jest przez wagony towarowe podczas ruchu. Niestety wagony z klasycznym układem hamulca klockowego wyposażone we wstawki żeliwne nie spełniają obowiązujących dziś norm. Z tego właśnie względu podjęto próby wyeliminowania jednego z najistotniejszych źródeł hałasu – wysokiej chropowatości i uszkodzeń powierzchni tocznej kół współpracujących ze wstawkami żeliwnymi.

Jedną z metod okazało się zastosowanie w miejsce wstawek żeliwnych – wstawek wykonanych z tworzywa sztucznego. Powierzchnia współpracujących z nimi kół rzeczywiście cechuje się dużo wyższą jakością, a dodatkowo wstawki te zużywają się znacznie wolniej niż żeliwne. Jednak nie wyeliminowano innych źródeł hałasu, jakimi są np. luźne elementy przekładni hamulcowej. Dodatkowo pojawiło się wiele nowych problemów: zwiększone obciążenia cieplne kół, wysoka tendencja do oblodzenia wstawek w warunkach zimowych czy też podatność na uszkodzenia wstawek wskutek wysokich obciążeń cieplnych. Nie udało się również opracować takiego materiału ciernego, który byłby w pełni zamienny ze wstawkami żeliwnymi w dotychczas eksploatowanych wagonach, na skutek czego wstawki z tworzywa sztucznego stosowane są wyłącznie w wagonach nowych lub głęboko modernizowanych.

Dalsze prace nad sprostaniem obowiązującym wymaganiom doprowadziły producentów układów hamulcowych do pomysłu zabudowy całej przekładni hamulcowej na wózku. Tak powstały m.in. rozwiązania zaprezentowane na rys. 4–5. Rozwiązania te proponowane są najczęściej w wersji zabudowanej na wózku Y25. Powstało też kilka nowych typów wózków, jednak w znacznej części opierają się one na przestarzałej konstrukcji wózków Y25.

Opisane wyżej rozwiązania bez wątpienia przyczyniają się do eliminacji części wad klasycznego układu hamulca klockowego, jednak eliminują również podstawową jego zaletę, dla której tak trudno rozstać się z nim w taborze towarowym – prostotę budowy. Dodatkowo należy pamiętać, że zredukowanie o połowę liczby klocków hamulcowych powoduje konieczność ponad dwukrotnego zwiększenia sił docisku wstawek hamulcowych do kół, a to może jeszcze spotęgować problemy, które dla wstawek kompozytowych nie zostały dotychczas w pełni rozwiązane – wrażliwość na wysokie obciążenia cieplne i tendencję do pęknięcia wstawek.

Nasuwa się również wniosek, że zamiast postępu w dziedzinie hamulca dla wagonów towarowych mamy już nie tylko stagnację, lecz wręcz cofamy się do rozwiązań z lat 20. ubiegłego wieku, jakimi były wózki Diamonda z jednostronnie hamowanymi kołami!



Rys. 4. Układ hamulca klockowego jednostronnego na wózku (typ BFCB produkcji Faiveley) [5]

Fig. 4. Single sided shoe-brake on the bogie (type BFCB from Faiveley) [5]



Rys. 5. Układ hamulca klockowego na wózku (typ CFCB produkcji Knorr-Bremse) [1]

Fig. 5. Single sided shoe-brake on the bogie (type CFCB from Knorr-Bremse) [1]

4. Przyszłość hamulca w wagonach towarowych

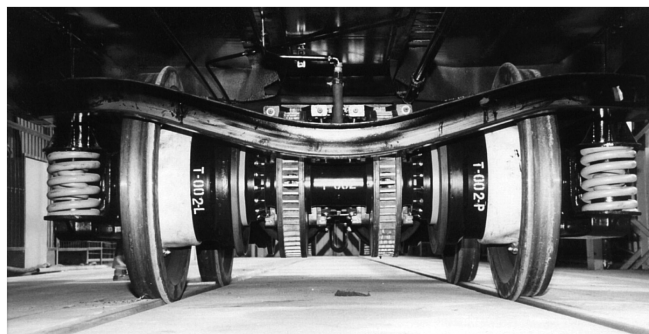
Wobec osiągnięcia kresu możliwości hamulca klockowego, jego wielu ograniczeń oraz coraz nowszych i restrykcyjniejszych wymagań stawianych taborowi towarowemu należy sobie zadać pytanie: jaką drogą podąży jego rozwój?

Śledząc rozwój układów hamulcowych w taborze pasażerskim, można stwierdzić, że po hamulcu klockowym kolejnym krokiem w postępie jest hamulec tarczowy, a następnie hamulce niezależne od przyczepności koło–szyna, jak: hamulec szynowy elektromagnetyczny czy wiropądowy. Ze względu na fakt, że wagony towarowe nie posiadają zasilania w energię elektryczną, najlepszym rozwiązaniem wydaje się zastosowanie hamulca tarczowego.

Zastosowanie hamulca tarczowego umożliwia zwiększenie realizowanej mocy hamowania przy jednocześnie znacznym obniżeniu poziomu emitowanego hałasu nie tylko dzięki poprawieniu jakości powierzchni tocznej kół, ale również dzięki wyeliminowaniu wielu elementów klasycznej przekładni hamulcowej, które ze względu na charakter połączeń są również poważnym źródłem hałasu. Hamulce tarczowe już od dziesiątków lat stosowane są w taborze pasażerskim i w pojazdach trakcyjnych. Konstrukcja poszczególnych elementów i podzespołów tego hamulca jest dopracowana, nowoczesne technologie sprawiają, że koszt produkcji jest niższy niż przed laty, zdobyto też wiele doświadczeń eksploatacyjnych i zgromadzono pokaźne ilości danych zarejestrowanych podczas badań. Zasadniczą wadą hamulca tarczowego jest brak efektu oczyszczania powierzchni tocznej kół przez klocki hamulcowe (szczególnie dla wstawek żeliwnych) oraz zwiększenie masy nieusprężynowanej, natomiast najważniejszą zaletą jest możliwość optymalizacji materiału i konstrukcji kół pod kątem dobrych właściwości biegowych, a tarcz hamulcowych pod kątem dobrych właściwości ciernych i skutecznego odprowadzania ciepła wydzielanego w procesie hamowania. Nie do przecenienia jest fakt, że uszkodzenie tarczy hamulcowej wskutek np. nieprawidłowej pracy lub przeciążenia hamulca nie ma zasadniczo wpływu na prawidłowość biegu wagonu,

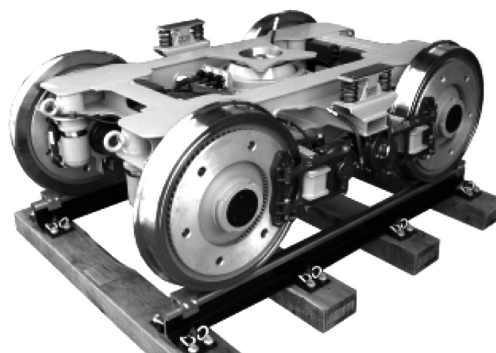
w przeciwieństwie do hamulca klockowego, gdzie uszkodzenie koła, będącego równocześnie elementem pary ciernej hamulca, może doprowadzić do wykolejenia i katastrofy.

W taborze towarowym podejmowano już wielokrotnie próby zastosowania hamulca tarczowego. Wysiłki konstruktorów zmierzały zasadniczo w dwóch kierunkach: zastosowanie nowego typu hamulca w wózkach powszechnie stosowanych (rozumieć przez to należy przede wszystkim nieśmiertelny wózek Y25), jak również opracowanie całkowicie nowych konstrukcji wózków, dzięki czemu można się liczyć nie tylko z poprawą skuteczności i niezawodności pracy hamulca, ale co równie istotne, z poprawą właściwości biegowych i zmniejszeniem szkodliwego oddziaływania pojazdów na tor. Reprezentantem pierwszego kierunku rozwoju jest m.in. polskie rozwiązanie zaprezentowane na rys. 6. Konstrukcja ta, badana przez Instytut Kolejnictwa (wówczas pod nazwą Centrum Naukowo-Techniczne Kolejnictwa), opiera się dalej na wózku Y25, jednak hamulec tarczowy zabudowano na zestawach SUW 2000 umożliwiających zmianę rozstawu kół odpowiednio dla linii normalno- i szerokotorowych. Przykładem drugiego kierunku rozwoju jest np. wózek LEILA, opracowany w Technical University Berlin (rys. 7).



Rys. 6. Hamulec tarczowy i zestawy SUW-2000 na wózku Y25

Fig. 6. Disc brake and SUW 2000 wheelsets on the Y25 bogie



Rys. 7. Wózek LEILA przeznaczony dla wagonów towarowych [4]

Fig. 7. LEILA bogie for freight cars [4]

Oczywiście w specjalistycznych szybkich pociągach towarowych już od kilkunastu lat stosowane są nie tylko hamulce tarczowe, lecz również inne typy hamulców znane z pociągów pasażerskich. W ogólnej liczbie wagonów towarowych stanowią one jednak niewielki procent i sytuacja ta nie zmieni się w najbliższej przyszłości.

Niestety opisane powyżej rozwiązania nie przyjęły się na większą skalę i stanowią one raczej przykład eksperymentu niż praktycznego zastosowania.

5. Przyczyny stagnacji

Analiza sytuacji i rozwiązań opisanych w poprzednich punktach niniejszego artykułu nasuwa wniosek, że wysiłki konstruktorów wagonów towarowych i układów hamulcowych krążą wciąż przede wszystkim wokół hamulca klockowego i wózka Y25.

Wprowadzenie do eksploatacji wstawek hamulcowych wykonanych z tworzywa sztucznego, wbrew początkowym zamierzeniom, nie powoduje obniżenia poziomu hałasu emitowanego przez eksploatowane obecnie pociągi. Wynika to z faktu, że wstawki te nie są zamienne ze wstawkami żeliwnymi i mogą być stosowane jedynie w układach hamulcowych projektowanych do współpracy z tego typu wstawkami. Sprawia to, że cichsze są jedynie wagony nowe, stanowiące niewielki procent ogólnego ilostanu wagonów towarowych.

Nieustanne próby doskonalenia hamulca klockowego jak też konstrukcji wózka typu Y25 w dłuższej perspektywie wydają się ślepym zaułkiem, gdyż obydwie rozwiązania osiągnęły już kres swoich możliwości, a ich kilkudziesięcio (wózek Y25) i ponad stuletnia (hamulec klockowy) historia powinny być powoli kończone. Wprowadzanie dziś do ruchu nowych wagonów na wózkach Y25 wyposażonych w hamulec klockowy, ze względu na przewidywany na około 30–40 lat okres eksploatacji wagonu towarowego, sprawia że rozwiązanie to ma szansę dożyć wspólnych 100 lat na torach! Jakże odległe jest to od rozwoju nie tylko w innych gałęziach transportu, ale również w kolejowym transporcie pasażerskim.

Podstawową do niedawna przyczyną, dla której zarządy kolejowe nie decydowały się stosować w nowych wagonach innych rozwiązań niż tradycyjne wózki Y25 z hamulcem klockowym były oczywiście koszty. Obecnie konkurencja na rynku i rozwój technologii sprawiły, że proporcje cenowe zmieniły się na korzyść hamulca tarczowego, zwłaszcza w porównaniu z propagowanymi ostatnio rozwiązaniami hamulca z jednostronnym hamowaniem kół. Dodatkową, nie mniej istotną przyczyną niechęci do stosowania nowoczesnych rozwiązań jest obawa przed koniecznością rozbudowy zaplecza naprawczego, bazy części zamiennych oraz szkolenia personelu.

Taki tok rozumowania jest uzasadniony ekonomicznie, ale w krótkim okresie. Inwestycja w nowe rozwiązania z pewnością zwróci się z nawiązką po dłuższym okresie eksploatacji taboru, choćby dzięki wyeliminowaniu problemów nierozzerwalnie związanych z hamulcem klockowym, jak np. pękanie i wykruszenia wstawek hamulcowych, które są przyczyną wyłączenia wagonów z eksploatacji.

Dobrą formą rekompensaty dla eksploatujących wagony z nowoczesnym układem biegowym i hamulcowym byłoby wprowadzenie preferencyjnych opłat za korzystanie z linii kolejowych, gdyż rozwiązania te zapewniają nie tylko zmniejszenie emisji hałasu, ale również ograniczenie niekorzystnych oddziaływań pojazdu na tor. Obecnie już są stosowane preferencyjne opłaty dla wagonów z hamulcem innym niż klockowy ze wstawkami żeliwnymi.

6. Wnioski

Od połowy ubiegłego wieku obserwuje się stagnację w rozwoju układów hamulcowych wagonów towarowych – dominującym do dziś rozwiązaniem jest wagon na wózkach typu Y25 z hamulcem klockowym. Nieliczne nowe rozwiązania rzadko, niestety, wykraczają poza fazę eksperymentu. Przyczyną takiego stanu rzeczy jest obawa eksploatujących przed poniesieniem większych kosztów związanych z zakupem nowoczesnego taboru, zróżnicowaniem bazy części zamiennych oraz szkoleniem personelu. Należy jednak przypuszczać, że wprowadzenie nowoczesnego taboru, podniesienie kwalifikacji personelu oraz ogólne podniesienie poziomu technicznego w dłuższym czasie powinny owocować niższymi kosztami eksploatacji i redukcją liczby usterek oraz związanych z nimi wyłączeń wagonów z użytkowania.

Dodatkową formą promowania nowoczesnych, a więc przyjaznych dla toru i otoczenia rozwiązań byłoby wprowadzenie niższych opłat za korzystanie z infrastruktury kolejowej dla wagonów z nowoczesnymi rozwiązaniami.

Literatura

- [1] *Development, Testing and TSI-Certification of the New Bogie Mounted Tread Brake Unit for Freight Cars*, Knorr-Bremse, Graz, 16.09.2008.
- [2] <http://atc.sjf.stuba.sk>, *Autorizované školiace centrum pre MSC.ADAMS*, 2011.
- [3] <http://pl.wikipedia.org>, 2011.
- [4] *LEILA – a new cost-effective and environmentally friendly rail freight bogie*, Berlin University of Technology, 14.06.2005.
- [5] Materiały reklamowe firmy Faiveley, 2010.

GRZEGORZ ZAJĄC, GRZEGORZ KACZOR*

ANALIZA NIEZAWODNOŚCI WTRYSKIWACZY

RELIABILITY ANALYSIS OF INJECTORS

Streszczenie

Wzrost wymagań w zakresie spełniania coraz ostrzejszych norm dotyczących emisji toksycznych substancji oraz zmniejszania zużycia paliwa przez nowoczesne silniki wysokoprężne powoduje, że elementy układów wtryskowych pracują w warunkach zwiększonych obciążeń, temperatur i ciśnień. Ma to istotny wpływ na ich niezawodność i trwałość. W artykule przedstawiono analizę niezawodności wtryskiwaczy metodą największej wiarygodności.

Słowa kluczowe: układy wtryskowe, analiza niezawodności, metoda największej wiarygodności

Abstract

The increase in meeting the requirements of increasingly stringent emission standards for toxic substances and reduce fuel consumption of diesel engines, makes the elements of the injection systems operate under higher loads, temperatures and pressures. It impacts significantly on their reliability and durability. This article contains an analysis of reliability of the injectors based on the maximum likelihood method.

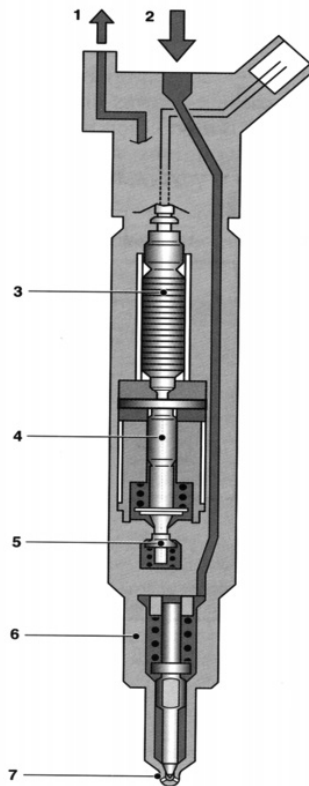
Keywords: injection systems, reliability analysis, maximum likelihood method

* Dr inż. Grzegorz Zajęc, mgr inż. Grzegorz Kaczor, Instytut Pojazdów Szynowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

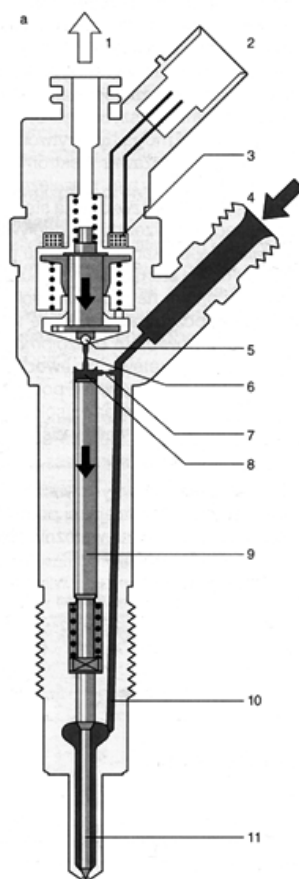
Silniki wysokoprężne od dawna zyskały uznanie wśród ich eksploatorów ze względu na wysoką sprawność w porównaniu z innymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi. Są one powszechnie wykorzystywane w przemyśle, począwszy od niewielkich agregatów prądotwórczych, a skończywszy na środkach transportu, w przypadku których ich zastosowanie nabiera szczególnego znaczenia.

Wzrost wymagań dotyczących ograniczania zużycia paliwa i emisji toksycznych substancji przez silniki wysokoprężne generuje potrzebę poszukiwania nowatorskich rozwiązań w zakresie konstrukcji układów wtryskowych. Największe znaczenie wydaje się mieć obecnie układ bezpośredniego wtrysku paliwa typu Common Rail, wykorzystujący sterowane elektronicznie wtryskiwacze z zaworami elektromagnetycznymi (rys. 1a) bądź piezoelektrycznymi (rys. 1b).



Rys. 1a) Wtryskiwacz z zaworem piezoelektrycznym: 1 – złącze przelewu paliwa, 2 – złącze wysokiego ciśnienia, 3 – siłownik piezoelektryczny, 4 – przetwornik hydrauliczny, 5 – zawór sterujący, 6 – rozpylacz z igłą, 7 – kanalik wtryskowy

Fig. 1a) Injector with piezoelectric valve: 1 – fuel overflow connector, 2 – High pressure connector, 3 – piezoelectric actuator, 4 – hydraulic converter, 5 – control valve, 6 – atomizer with needle, 7 – ejaculatory channel



Rys. 1b) Wtryskiwacz z zaworem elektromagnetycznym: 1 – złącze przelewu paliwa, 2 – złącze elektryczne, 3 – cewka elektromagnesu, 4 – złącze dopływu paliwa, 5 – kulka kotwicy zaworu, 6 – dławik odpływu, 7 – dławik dopływu, 8 – komora sterująca zaworu, 9 – tłoczek sterujący zaworu, 10 – kanałek wtryskowy, 11 – rozpylacz z igłą

Fig. 1b) Injector with electromagnetic valve: 1 – fuel overflow connector, 2 – electric connector, 3 – electromagnetic coil, 4 – fuel supply connector, 5 – anchor ball valve, 6 – outflow choke, 7 – flow choke, 8 – control cell of valve, 9 – control piston of valve, 10 – ejaculatory channel, 11 – atomizer with needle

Wtryskiwacze są elementami, których konstrukcja ma najistotniejszy wpływ na tworzenie jednorodnej mieszaniny paliwowo-powietrznej oraz proces kształtowania przebiegu spalania, co z kolei przekłada się na stężenie toksycznych składników w spalinach oraz zużycie paliwa. Z tego powodu, przy opracowywaniu kolejnych generacji układów wtryskowych wysiłek jest kładziony głównie na udoskonalenie działania wtryskiwaczy. Wymagana jest możliwość realizowania wtrysku wielofazowego, a więc rozdzielenie tego procesu na poszczególne fazy. W początkowej fazie podawana jest dawka wstępna, zwiększająca temperaturę powierzchni cylindrów oraz ścianek tłoków, przygotowująca komorę spalania na

podanie dawki zasadniczej, której objętość w danej chwili czasu jest zależna od parametrów pracy silnika (m.in. wartości obciążenia, położenia pedału gazu, wartości prędkości obrotowej, temperatury cieczy chłodzącej). W końcowej fazie procesu spalania wtryskiwacze aplikują do cylindrów dawki dopalające, które ograniczają spadek wartości sił działających na powierzchnie tłoków, spowodowane częściowym spalaniem mieszanki. Ilość poszczególnych dawek oraz czas realizacji wtrysku zależy od konstrukcji wtryskiwacza [3]. Rozwijana obecnie trzecia generacja układu wtryskowego typu Common Rail wykorzystuje wtryskiwacze z zaworami piezoelektrycznymi, charakteryzujące się dziesięciokrotnie krótszym czasem realizacji wtrysku niż w przypadku wtryskiwaczy z zaworem elektromagnetycznym [4].

2. Metoda maksymalnej wiarygodności

Metoda największej wiarygodności jest jednym z podstawowych i chętnie stosowanych narzędzi statystycznych, służących do estymacji parametrów modeli matematycznych. Wynika to z jej wszechstronności, która związana jest z prowadzeniem analizy zarówno dla małych, jak i dużych próbek, możliwością zastosowania dla zmiennych losowych opisanych dowolnym modelem matematycznym. Metoda ta ma szczególne znaczenie w analizie niezawodności, a zwłaszcza w przypadku prób losowych, w trakcie których nie wszystkie badane obiekty przeszły w stan niezdatności (*right censored data*) [2].

Główną ideą przyświecającą opracowaniu metody największej wiarygodności było jak najdokładniejsze uzyskanie parametrów modeli matematycznych. Dlatego też opiera się ona na wyborze tych parametrów, które prowadzą do maksymalizacji funkcji wiarygodności. Niech x oznacza losową typu ciągłego, dla której funkcja gęstości prawdopodobieństwa $f(t)$ jest wyrażona równaniem:

$$f = (x; \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_k) \quad (1)$$

gdzie:

x – zmienna losowa,
 $\theta = [\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_k]$ – zbiór poszukiwanych parametrów.

Funkcja największej wiarygodności dana jest wyrażeniem:

$$L = (\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_k | x_1, x_2, \dots, x_R) = \prod_{i=1}^R f(x_i; \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_k) \quad (2)$$

Logarytmiczna funkcja największej wiarygodności jest opisana równaniem:

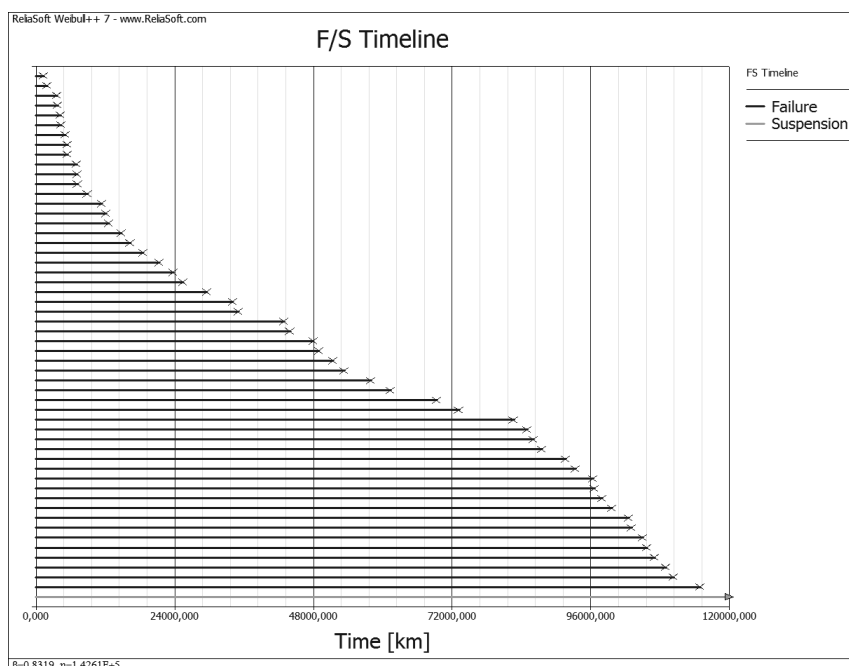
$$\Lambda = \ln L = \sum_{i=1}^R \ln f(x_i; \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_k) \quad (3)$$

Poprzez maksymalizację wyrażenia (3) otrzymuje się ostatecznie równanie, którego rozwiązaniem są poszukiwane wartości parametrów $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_k$:

$$\frac{\partial \Lambda}{\partial \theta_j} = 0, j = 1, 2, \dots, k \quad (4)$$

3. Analiza niezawodności wtryskiwaczy

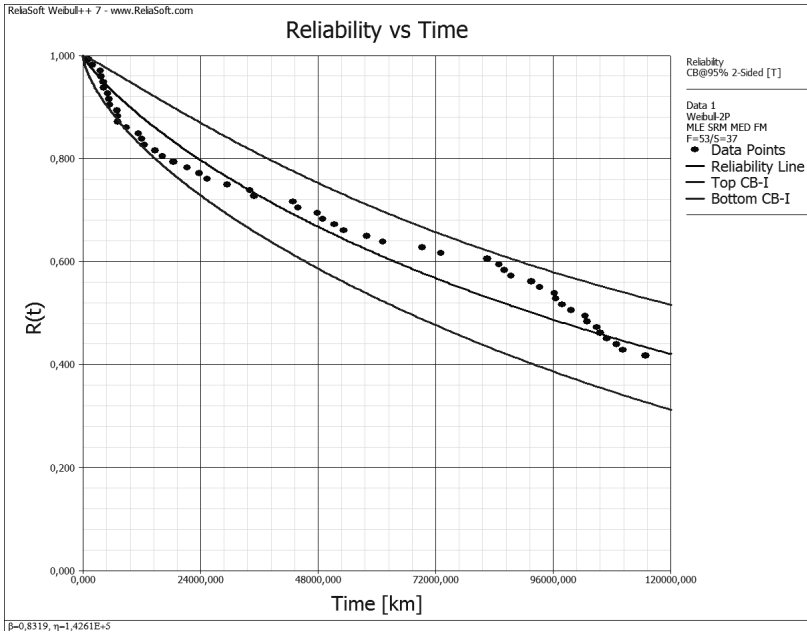
Dzięki uprzejmości jednego z autoryzowanych serwisów pojazdów samochodowych zgromadzono dane dotyczące uszkodzeń wtryskiwaczy układu zasilania paliwa typu Common Rail. Badania prowadzone przez serwis obejmowały populację 90 pojazdów zawierających łącznie 360 wtryskiwaczy. Rozpoczęły się one w chwili wprowadzenia pojazdów do eksploatacji i trwały do momentu osiągnięcia wartości przebiegu 120 000 km przez każdy z nich. Dane w postaci histogramu zostały przedstawione na rys. 1.



Rys. 2. Dane dotyczące uszkodzeń wtryskiwaczy

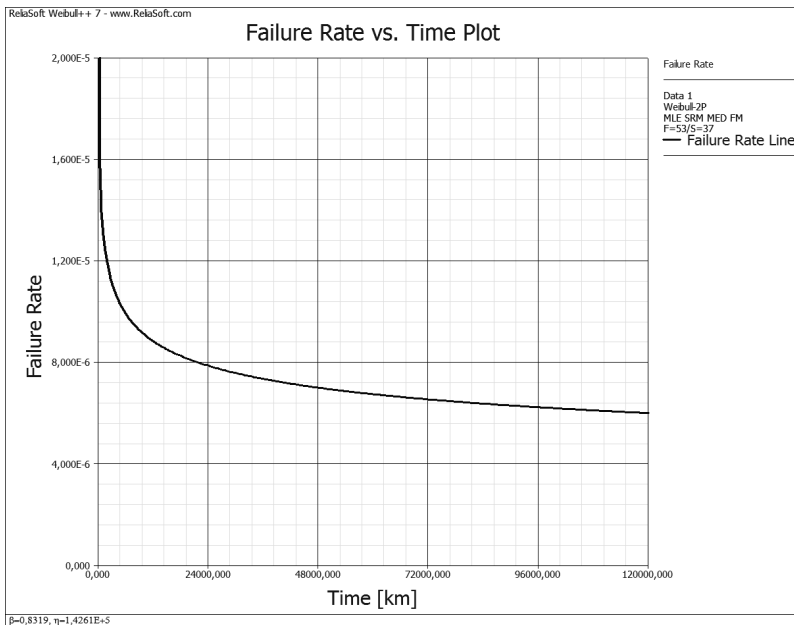
Fig. 2. Injectors life data

Do analizy niezawodności przyjęto dwuparametryczny rozkład Weibulla. Wykorzystując metodę największej wiarygodności oraz aplikację Weibull++7, wyznaczono parametry przyjętego rozkładu i otrzymano charakterystyki niezawodności, intensywności uszkodzeń oraz gęstości prawdopodobieństwa w funkcji przebiegu pojazdów.



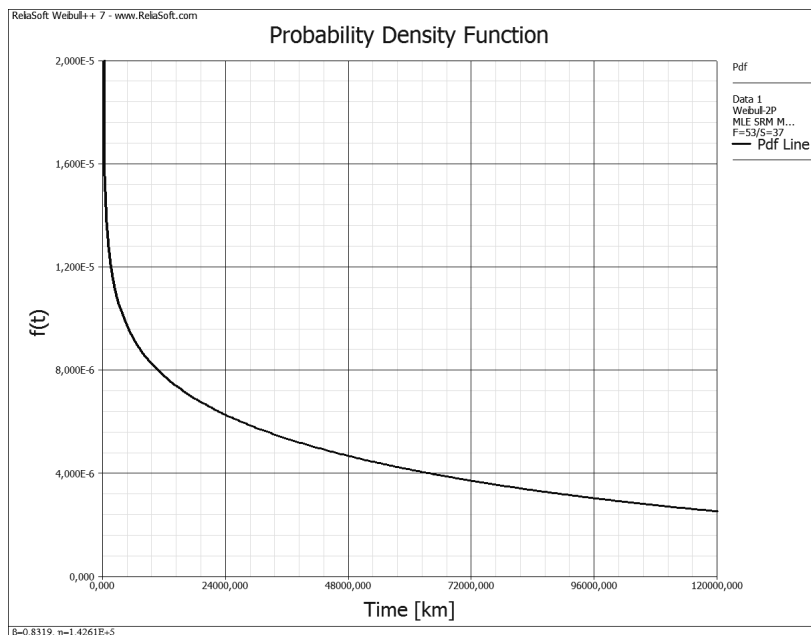
Rys. 3. Charakterystyka niezawodności wtryskiwaczy z obustronnymi przedziałami ufności

Fig. 3. Injectors reliability function with two sided confidence bounds



Rys. 4. Charakterystyka intensywności uszkodzeń wtryskiwaczy

Fig. 4. Injectors failure rate function



Rys. 5. Charakterystyka gęstości prawdopodobieństwa wtryskiwaczy

Fig. 5. Injectors probability density function

Parametry przyjętego rozkładu Weibulla mają następujące wartości: $\beta = 0,8319$ (parametr kształtu); $\eta = 142\,610$ (parametr skali). Z wykorzystaniem algorytmu Standard Probability Calculations wyznaczono dokładną wartość funkcji niezawodności badanej populacji wtryskiwaczy dla wartości przebiegu pojazdów odpowiadającej zakończeniu badania. Wynosi ona 0,4205 i może być jednocześnie traktowana jako wartość, dla której okres gwarancji wtryskiwaczy jest równy 120 000 km. Gęstość prawdopodobieństwa jest funkcją zmiennej losowej, która charakteryzuje wartość najczęściej występującą – modę. W przypadku badanych elementów układu wtryskowego występuje ona w początkowej fazie eksploatacji związanej z okresem docierania. Podobnie można odnieść się do funkcji intensywności uszkodzeń, której przebieg jest typowy dla obiektów technicznych podlegających procesom zużycia.

Oporając się na zależności (5), wyznaczono średni okres poprawnej pracy wtryskiwaczy. Jest on równy ok. 157 197 km i uwzględnia również obiekty, które w trakcie prowadzenia badania nie uległy uszkodzeniu. W chwili zakończenia badania odnotowana liczba niezdatnych pojazdów z powodu występowania uszkodzeń wtryskiwaczy była równa 53. Oznacza to, że nieuszkodzone wtryskiwacze posiadały jeszcze pewien zasób możliwej do wykonania pracy [1].

$$\bar{T} = \int_0^{\infty} t \cdot f(t) dt \quad (5)$$

Wtryskiwacze są elementami układu wtryskowego szczególnie wrażliwymi na jakość paliwa, które kształtuje ich niezawodność w procesie eksploatacji. Obecność wszelkiego rodzaju zanieczyszczeń, w tym również wody, prowadzi do przyspieszonego zużycia tych elementów i tym samym do zwiększenia prawdopodobieństwa wystąpienia uszkodzenia. Analizując wyniki przeprowadzonej symulacji badanych wtryskiwaczy, można dojść do wniosku, iż w świetle warunków, w jakich pracują te obiekty, ich niezawodność powinna spełnić oczekiwania operatorów.

3. Wnioski

W niniejszym artykule dokonano analizy niezawodności wtryskiwaczy układu zasilania paliwem typu Common Rail. Są to elementy, których poprawne funkcjonowanie ma bardzo istotny wpływ na zdatność całego układu. Świadomość zasady działania układu wtryskowego oraz wpływu wielu czynników na jego właściwą pracę w trakcie eksploatacji gwarantuje wysoką niezawodność.

Literatura

- [1] K a c z o r G., *Analiza niezawodności układu wtryskowego typu Common Rail*, praca magisterska, Kraków 2011.
- [2] *System Analysis Reference. Reliability, Availability & Optimization*, BlockSim 7. Reliasoft Corporation. Tucson AZ USA, 1999–2007.
- [3] W a j a n d A., W a j a n d T., *Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1993, 2005.
- [4] *Zasobnikowe układy wtryskowe Common Rail*, Informator techniczny, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009.

TREŚĆ

Babeł M., Szachniewicz B.: Studium techniczne – modernizacja spalinowej lokomotywy manewrowej serii SM31	3
Barna G.: System sterowania układów przeciwpoślizgowych dla pojazdów szynowych spełniający wymagania europejskich dokumentów normatywnych	13
Bartkiewicz P., Kobielski A., Prusak J.: Ocena maksymalnych wartości prądów obciążeń trakcyjnych w aspekcie bezpiecznej eksploatacji wyłączników szybkich	21
Bera P., Pilch R., Szybka J.: Zastosowanie sieci neuronowych do oceny zużycia paliwa przez samochód	33
Cegielny E.: Badanie przyczyn uszkodzenia śrub stopowych przytwierdzenia szyn do podkładów typu K	41
Cichocki Z., Jeleśniański Z., Urbańczyk P.: Hamulec klockowy – zachowanie par ciernych żeliwo–stal, kompozyt–stal w warunkach skrajnych obciążeń cieplnych	53
Cichy R., Tomaszewski F.: Wymagania Wspólnoty Europejskiej w zakresie interoperacyjności taboru kolejowego	63
Dusza M., Zboiński K.: Dokładne wyznaczanie prędkości krytycznej modelu pojazdu szynowego – porównanie metod	71
Fajkoś R., Zima R., Karwala K.: Metody oceny jakości systemów powłokowych dla ochrony powierzchniowej kolejowych zestawów kołowych	81
Jasica G., Heinrich M.: Ocena jakości eksploatacyjnej koparek i ładowarek w przemyśle wydobywczym	97
Kardas-Cinal E.: Badania symulacyjne wpływu lokalnego stanu toru na bezpieczeństwo jazdy pojazdu szynowego – analiza statystyczna	105
Kobielski A., Lech J., Prusak J.: Kolejowa sieć trakcyjna powrotna a kwestia zagrożeń porażeniem elektrycznym	113
Litwiński M., Piec P.: Właściwości tribologiczne oleju silnikowego w aspekcie spektrometrii w podczerwieni	127
Lorenc A.: Metodyka prognozowania rzeczywistego zużycia paliwa	135
Medwid M., Stawecki W., Cichy R.: Innowacyjne rozwiązanie systemu do transportu kombinowanego kolejowo-drogowego	147
Michnej M.: Proces zużycia w połączeniu obrotowym na przykładzie modelu zestawu kołowego z samoczynną zmianą rozstawu kół	159
Młynarski S.: Problemy rentowności technicznych środków transportu szynowego	167
Orczyk M., Tomaszewski F.: Klimat akustyczny w wybranych typach tramwajów na postoju	179
Pałka E., Młynarski S.: Analiza bezpieczeństwa w pojeździe szynowym	189
Parkitny W.: Jakość a konkurencja w przewozach pasażerskich. Studium przypadku dla pasażerskich przewozów drogowych	199
Pastuszek P., Zając G.: Analiza efektywności portowych kontenerowych systemów przeładunkowych	213

Piechowiak T.: Obliczenia hamulca wózka tramwajowego.....	223
Sitarz M., Chrużik K., Mańka I.: Zintegrowany System Zarządzania Bezpieczeństwem transportu kolejowego w Polsce	233
Sitarz M., Chrużik K., Wachnik R.: System Zarządzania Bezpieczeństwem polskich operatorów kolejowych	243
Skowron J., Sowa A.: System oceny cech diagnostycznych układu zasilania elektromagnetycznego hamulca szynowego.....	251
Sładkowski A.: Perspektywy rozwoju transportu kolejowego w połączeniu Wschód–Zachód	261
Sowa A.: Stan obiektu jako wieloznaczne pojęcie we współczesnej eksploatacji technicznej	269
Szczypiński-Sala W.: Ocena własności smarnych paliw rzepakowych.....	279
Szkoda M.: Analiza niezawodności kolejowych systemów ze zmianą szerokości torów 1435/1520 mm.....	287
Tarnowski J., Gawędzki W., Szybka J.: Badania dynamicznych odkształceń rurociągów eksploatowanych na terenach górniczych	297
Tomaszewski F., Misztal W.: Oddziaływanie hałasu lotniczego na środowisko	307
Urbańczyk P., Plewniak K.: Hamulec wagonów towarowych – perspektywy rozwoju	317
Zając G., Kaczor G.: Analiza niezawodności wtryskiwaczy.....	327

CONTENTS

Babeł M., Szachniewicz B.: Modernization of locomotive class SM31 – technical study.....	3
Barna G.: Control system of wheel slide protection devices for rail vehicles meeting the requirements of european normative documents	13
Bartkiewicz P., Kobielski A., Prusak J.: Rate of maximal values traction load currents in aspect to safe exploitation of high speed circuit breakers.....	21
Bera P., Pilch R., Szybka J.: Application of neural networks for evaluation of the fuel consumption by car.....	33
Cegielny E.: Research into the causes of damage of the alloy bolts fastening rails to the K type crossties	41
Cichocki Z., Jeleśniański Z., Urbańczyk P.: Shoe brake – behaviour of friction pairs cast-iron–steel, composite–steel under extreme thermal conditions.....	53
Cichy R., Tomaszewski F.: Requirements of the European Community of rolling stock for interoperability.....	63
Dusza M., Zboiński K.: Accurate determination of rail vehicle model’s critical velocity – comparison of the methods	71
Fajkoš R., Zima R., Karwala K.: Methods for quality evaluation of paint coating systems for railway wheel set surface protection.....	81

Jasica G., Heinrich M.: Quality assessment of strippers and muckers.....	97
Kardas-Cinal E.: Simulation study of local track condition effect on running safety of railway vehicle – statistical analysis	105
Kobielski A., Lech J., Prusak J.: Railway overhead line return circuit and issue of electrical shock hazard.....	113
Litwiński M., Piec P.: Tribological properties of engine oil in infra red spectroscopy aspect.....	127
Lorenc A.: Methodology of forecasting actual fuel consumption	135
Medwid M., Stawiecki W., Cichy R.: Innovative solutions for combined railway-road transport system.....	147
Michnej M.: Fretting wear process in swivel joint on example of automatic wheelset gauge changing system.....	159
Młynarski S.: Problems of profitability of the technical means of rail transport.....	167
Orczyk M., Tomaszewski F.: Acoustic climate in selected types of trams measured at a tram depot	179
Pałka E., Młynarski S.: Analysis of safety in rail vehicle.....	189
Parkitny W.: Quality and competition in passenger transport. Study of case for passenger road transports	199
Pastuszek P., Zając G.: The analysis of harbour container handling system efficiency.....	213
Piechowiak T.: Calculations of the tram bogie brake.....	223
Sitarz M., Chrużik K., Mańka I.: Integrated Safety Management System of the railway transport in Poland.....	233
Sitarz M., Chrużik K., Wachnik R.: Integrated Safety Management System of Polish railway undertaking	243
Skowron J., Sowa A.: Evaluation system of diagnostic features of electromagnetic track brake supplying.....	251
Sładkowski A.: Perspectives of rail transport development in East–West connection.....	261
Sowa A.: Object state as ambiguous term in contemporary technical operation	269
Szczypiński-Sala W.: Examination of same rape fuel lubrication performances ...	279
Szkoda M.: Reliability analysis of the track gauge change systems 1435/1520 mm	287
Tarnowski J., Gawędzki W., Szybka J.: Investigation of dynamic deformation of pipelines in mining exploitation area.....	297
Tomaszewski F., Misztal W.: Influence of the air noise on the environment	307
Urbańczyk P., Plewniak K.: Freight cars brake – future development.....	317
Zając G., Kaczor G.: Reliability analysis of injectors	327

