PROBLEMY KOLEJNICTWA
RAILWAY REPORT Zeszyt 182 (marzec 2019) ISSN 0552-2145 (druk) ISSN 2544-9451 (on-line)

Uproszczona diagnostyka układu napędowego w eksploatacji pojazdu szynowego

Tomasz NOWAKOWSKI[1], Mateusz MOTYL[2], Artur BABIAK[3]

Streszczenie
Szczególnym przypadkiem niesprawności pojazdów szynowych, często dotyczącym poziomów utrzymania z częściowym demontażem podzespołów, są uszkodzenia elementów układu napędowego, które objawiają się jedynie podczas jazdy. Są one trudne do wykrycia według standardowych metod stacjonarnych. Wykorzystanie metod selekcji negatywnej lub zaawansowanych metod diagnozowania lokalizacji i identyfikacji tych niesprawności, może przyczynić się do znacznego wzrostu kosztów obsługi, które wymiernie wpływają na całkowity koszt eksploatacji pojazdu. W takim przypadku konieczne staje się ich zminimalizowanie, przez określenie jedynie stopnia zakłócenia funkcjonowania poszczególnych elementów układu napędowego pojazdu. Umożliwi to lokalizację obszaru wystąpienia niesprawności i podjęcie dalszych decyzji obsługowych. W artykule przedstawiono wyniki testowego wdrożenia funkcjonalnej diagnostyki kontrolnej układów napędowych w eksploatacji wybranego typu pojazdu szynowego. Przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych, wykorzystujących pomiary drgań elementów układu napędowego. Na ich podstawie możliwe jest opracowanie wzorcowych wskaźników zakłócenia funkcjonowania elementów układu napędowego pojazdu do zastosowania w diagnostyce kontrolnej taboru.

Słowa kluczowe: diagnostyka, pojazd szynowy, drgania, układ napędowy

1. Wprowadzenie

Głównym zadaniem podmiotów obsługujących pojazdy szynowe jest utrzymanie pojazdów w stanie zdatności [8]. Jest to możliwe przez prowadzenie efektywnych czasowo i kosztowo prac obsługowych. Dzięki temu jest możliwa realizacja w sposób ekonomiczny niezawodnego procesu transportowego. Jest to szczególnie istotne w przypadku układów, zespołów i podzespołów, znacząco wpływających na bezpieczeństwo jazdy, tj. układu biegowego i układu napędowego [5].

Obsługa pojazdów szynowych jest wykonywana według dokumentacji systemu utrzymania i zdefiniowanych zakresów dla poszczególnych poziomów utrzymania. Jest to tzw. metoda planowo-zapobiegawcza, której struktura jest stała i niezależna od stanu i wieku taboru (poza obsługą powypadkową), jednak ułatwia organizację przeglądów. Większość prac dotyczy oględzin pojazdu oraz pomiarów w warunkach stacjonarnych, jednak warunki te nie pozwalają uzyskać pełnego obrazu stanu układów biegowych i napędowych. Wiele z niesprawności ujawnia się jedynie podczas jazdy. Zależnie od zakresu prac, szczególnie przy demontażu elementów tych układów, jest konieczne przeprowadzenie jazd próbnych. Bez systemów diagnostycznych, opartych na analizie drgań obiektu technicznego, proces obsługi jest utrudniony i nieefektywny ponieważ lokalizacja niesprawności odbywa się metodą selekcji negatywnej. Diagnostyka drgań, rozwijana od lat siedemdziesiątych XX w., umożliwia ocenę dynamicznego stanu maszyn za pomocą generowanych przez nie procesów drganiowych bez konieczności demontażu [2].

Możliwe jest opracowanie metodyki, która umożliwi oprócz wykrycia lokalizacji, również identyfikacji niesprawności. Proces identyfikacji jest bardziej złożony oraz wymaga znajomości wielu parametrów badanego obiektu i technik analizy sygnałów. Obecnie jest to powszechnie stosowane m.in. w obsłudze maszyn przemysłowych, przy identyfikowaniu uszkodzeń łożysk tocznych [2] lub elementów układów napędowych [6]. Takie zastosowanie jest również spotykane na kolei [1, 3, 9].

Dla zespołu obsługi technicznej, lokalizacja niesprawności jest wymiernym nośnikiem informacji umożliwiającej wyłonienie elementów układu napę-

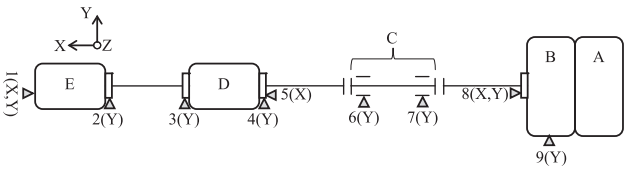
[1] Mgr inż.; Politechnika Poznańska, Instytut Silników Spalinowych i Transportu; e-mail: tomasz.zb.nowakowski@doctorate.put.poznan.pl.
[2] Mgr inż.; Politechnika Poznańska, Instytut Silników Spalinowych i Transportu; e-mail: mateusz.motyl@put.poznan.pl.
[3] Mgr inż.; Arriva RP; e-mail: artur.babiak@arriva.pl.

dowego, wymagających podjęcia dalszych prac obsługowych. Dzięki temu jest możliwe odstąpienie od metod selekcji negatywnej, często stosowanej przy lokalizacji niesprawności, której nie wykryto standardowymi metodami wynikającymi z DSU (Dokumentacja Systemu Utrzymania). Przyczyni się to również do zmiany zarządzania w eksploatacji, ukierunkowanego na zwiększenie wskaźników ekonomicznych [4].

Opisywane w artykule wdrożenie diagnostyki funkcjonalnej ma za zadanie jedynie wsparcie zespołu obsługującego, a nie wdrożenie całkowicie nowych metod diagnozowania. Jej zadaniem jest jedynie określenie stopnia zakłócenia funkcjonowania poszczególnych elementów układu napędowego pojazdu. Takie podejście umożliwi jedynie lokalizację obszaru wystąpienia niesprawności i podjęcie dalszych decyzji obsługowych, ukierunkowanych na diagnozę.

2. Obiekty badań

Obiektami badań były układy napędowe dwóch jednoczłonowych, czteroosiowych pojazdów szynowych jednego typu, przystosowanych do jazdy dwukierunkowej. Pierwszy pojazd referencyjny (R) był wolny od niesprawności, natomiast drugi pojazd (N) charakteryzował się niesprawnością po przeglądzie okresowym na poziomie P3. W wybranych pojazdach moment obrotowy z silnika (A) przekazywany jest z przekładni głównej (B) do przekładni osiowej pośredniej (D) i końcowej (E) przez wał pośredni (C). Przekładnia osiowa pośrednia jest zlokalizowana na drugim zestawie kołowym, a końcowa na pierwszym zestawie kołowym (zestaw nabiegający). Uproszczony schemat układu napędowego przedstawiono na rysunku 1.



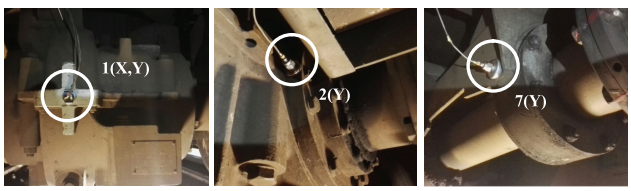
Rys. 1. Lokalizacja punktów pomiarowych oraz ich kierunkowości: A – silnik spalinowy, B – przekładnia główna; C – wał pośredni D – pierwsza przekładnia, E – druga przekładnia [rys. autorów]

Niesprawność pojazdu N została zdefiniowana przez pracowników obsługi jako zwiększone oddziaływania drgań nad wózkiem napędowym, odczuwalne na pudle pojazdu przy prędkości powyżej 40 km/h, znacznie malejące po przekroczeniu prędkości 80 km/h. Oględziny stanu technicznego pojazdu i przegląd przyrządów kontrolno-pomiarowych nie wskazywał na nieprawidłowości. Dalsza eksploatacja pojazdu w opisywanym stanie znacznie zmniejszała komfort podróżnych, skarżących się na nieprzyjemne odczucia podczas jazdy. W niniejszym artykule przedstawiono analizy uwzględniające redukcję drgań u źródła. Obecnie możliwe są sposoby poprawy komfortu jazdy przez redukcję ich transmisji. Można wymienić badania [9], które potwierdzają skuteczność tłumików magnetoreologicznych w tłumieniu drgań pionowych w porównaniu z układami pasywnymi.

3. Metodyka badań

W celu ujęcia wszystkich założonych aspektów badań, przeprowadzono je na dwóch egzemplarzach pojazdów, tj. referencyjnym i z niesprawnością. Oba pojazdy skierowano na jazdy testowe, podczas których rejestrowano drgania elementów układu napędowego. Jazdy testowe odbywały się na odcinku Nowa Wieś Wielka – Inowrocław – Nowa Wieś Wielka, bez zatrzymań na stacjach pośrednich, z wyjątkiem zatrzymań wynikających z prowadzonego ruchu kolejowego. Jazdy odbywały się z obsługą techniczną bez pasażerów. Warunki meteorologiczne podczas pomiarów umożliwiły przeprowadzenie badań bez wpływu na jakość uzyskanego materiału badawczego, zapewniając w tym względzie powtarzalność pomiarów. Trasa jazdy testowej oraz warunki ruchowe były jednakowe dla obu pojazdów.

W badaniach bazowano na pomiarze zjawisk dynamicznych elementów układu napędowego w postaci przyspieszeń drgań dla kierunków poprzecznych i wzdłużnych. Lokalizację punktów pomiarowych oraz ich kierunkowość na tle schematu układu napędowego przedstawiono na rysunku 1, natomiast przykładowe rozmieszczenie punktów pomiarowych pokazano na rysunku 2.



Rys. 2. Przykład rozmieszczenia punktów pomiarowych na układzie napędowym [fot. autorów]

W badaniach wykorzystano piezoelektryczne przetworniki drgań firmy Brüel & Kjær typu 4514-B dla pomiarów w jednym kierunku oraz 4504A dla pomiarów dwukierunkowych. Akwizycja i archiwizacja danych pomiarowych była wykonana za pomocą siedemnastokanałowego modułu pomiarowego PULSE® (Brüel & Kjær) typu 3560-C z oprogramowaniem rejestrującym PULSE® Time Data Recorder. Sygnały ze wszystkich kanałów pomiarowych były rejestrowane synchronicznie w paśmie 1 Hz÷6,4 kHz z częstotliwością próbkowania równą 16 384 Hz.

4. Analiza wyników

4.1. Analiza ilościowa

Do finalnej analizy wyników pomiarów wyselekcjonowano tożsame dla obu pojazdów odcinki pomiarowe z różnymi prędkościami jazdy od 40 km/h do maksymalnej dopuszczalnej prędkości na trasie pomiarowej, tj. 100 km/h, z krokiem co 10 km/h. W celu zapewnienia miarodajnych warunków analizy, sygnały z odcinków na danej prędkości jazdy cechowały się jednakowym czasem, równym 10 sekund (+/– 50 ms). Następnie sygnały poddano filtracji za pomocą filtra pasmowo-przepustowego o szerokości pasma 1÷30 Hz. Z odfiltrowanych sygnałów obliczono wartości skuteczne przyspieszeń drgań (a_{RMS}) dla wszystkich punktów pomiarowych, zgodnie ze wzorem:

$$a_{RMS} = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=0}^{n} a_i^2 \right]^{\frac{1}{2}} \qquad (1)$$

gdzie:
a – amplituda przyspieszeń drgań,
n – liczba próbek analizowanego sygnału.

Wyniki dla wybranych punktów pomiarowych przedstawiono w tablicy 1. Kolory w tablicy 1 oznaczają położenie wyniku względem wartości uzyskanych w obrębie wszystkich prędkości i punktów pomiarowych. Ustalono gradient od zielonego (najniższe wartości) do czerwonego (najwyższe wartości), przy czym kolor żółty oznacza wynik 50 percentyla. Jak wynika z tablicy 1, dla pojazdu z niesprawnością (N) najwyższą wartość skuteczną przyspieszeń drgań równą 10,87 m/s^2 stwierdzono przy prędkości 70 km/h w punkcie pomiarowym 6Y. Punkt ten jest zlokalizowany na wale pośrednim (C) od strony przekładni osiowej pośredniej (B). Drugą wysoką wartość (7,65 m/s^2) przy tej prędkości stwierdzono po drugiej stronie wału pośredniego. W celu porównania, wartości te przy przejeździe pojazdem referencyjnym były mniejsze o ponad 70%.

Analizując wartości przyspieszeń drgań w punkcie 6Y przy innych prędkościach, można zauważyć ścisłe powiązanie z uwagami pracowników technicznych z jazd testowych, poprzedzających badania drganiowe. Przy jeździe pojazdem z niesprawnością do prędkości 80 km/h, wartości drgań z punktów 6Y i 7Y na wale pośrednim były dominujące – wyższe od pozostałych punktów pomiarowych o ponad 80÷90%. Dla prędkości 90 km/h i 100 km/h wartości drgań na przekład-

Tablica 1

Wartości przyspieszeń drgań z punktów pomiarowych dla prędkości od 40÷100 km/h

Prędkość [km/h]		a_{RMS} [m/s^2]										
		1X	1Y	2Y	3Y	4Y	5X	6Y	7Y	8X	8Y	9Y
40	R	1,50	1,49	0,35	0,30	0,29	1,11	3,59	0,74	1,22	1,20	1,71
	N	0,14	0,07	0,09	0,12	0,19	0,18	3,08	2,59	0,22	0,26	0,23
+/– [%]		90,8	95,0	74,4	61,0	32,8	83,9	14,4	71,6	81,9	78,0	86,5
50	R	1,75	1,60	0,09	0,13	0,12	0,08	2,22	0,70	0,28	0,18	0,21
	N	0,29	0,16	0,10	0,17	0,14	0,18	8,96	6,11	0,42	0,69	0,45
+/– [%]		83,2	89,8	5,7	19,8	14,1	58,4	75,2	88,5	33,8	74,7	52,3
60	R	0,68	0,34	0,49	0,39	0,45	0,41	1,65	0,25	0,17	0,23	0,18
	N	0,27	0,16	0,06	0,09	0,11	0,18	8,87	4,13	0,17	0,29	0,22
+/– [%]		61,1	53,4	87,3	76,1	75,8	55,6	81,4	93,9	1,5	20,5	18,9
70	R	0,28	0,42	0,16	0,07	0,07	0,15	1,81	2,19	0,08	0,47	0,29
	N	0,10	0,17	0,21	0,23	0,29	0,24	10,87	7,65	0,25	0,51	0,32
+/– [%]		64,6	60,5	25,4	70,6	77,2	38,9	83,3	71,3	67,3	7,0	11,7
80	R	0,23	0,23	0,19	0,47	0,67	0,21	0,93	0,72	0,26	0,15	0,12
	N	0,15	0,17	0,20	0,19	0,22	0,12	7,25	5,88	0,10	0,82	0,62
+/– [%]		34,4	23,1	5,4	60,2	66,6	39,2	87,2	87,7	63,8	82,0	80,5
90	R	0,21	0,24	0,18	0,16	0,22	0,25	0,89	0,50	0,18	0,35	0,19
	N	0,19	0,20	0,14	0,17	0,21	0,15	0,12	0,08	0,10	0,41	0,28
+/– [%]		11,3	15,3	21,5	6,5	5,8	39,5	86,7	84,2	45,6	12,5	31,2
100	R	0,30	0,32	0,31	0,25	0,36	0,26	0,37	0,39	0,09	0,54	0,30
	N	0,07	0,30	0,29	0,24	0,31	0,17	0,17	0,24	0,65	0,67	0,43
+/– [%]		75,2	7,9	5,6	5,2	13,2	34,5	52,3	38,4	85,6	20,4	31,6

R – pojazd referencyjny, N – pojazd niesprawny [opracowanie własne].

ni pośredniej przestały być dominujące i były niższe o 70% w porównaniu do maksymalnych wartości dla tych prędkości zarejestrowanych na wyjściu wału przekładni głównej. Największe wartości dla tych prędkości wynosiły odpowiednio 0,41 m/s^2 i 0,67 m/s^2. Z przedstawionych danych możliwe jest dokonanie lokalizacji źródła zwiększonych oddziaływań drganiowych w układzie napędowym, jakim jest wał pośredni.

Pojazd referencyjny był w stanie pełnej sprawności technicznej w normalnej eksploatacji. Poziom drgań poszczególnych elementów jego układu napędowego może zatem być potraktowany jako wzorcowy, określający żądaną jakość funkcjonowania układu napędowego. Utworzono bezwymiarowy wskaźnik zakłócenia funkcjonowania elementów układu napędowego *FI* w danym punkcie pomiarowym. Wskaźnik ten bazuje na wynikach dotyczących pojazdu poddawanego badaniu i wynikach dotyczących pojazdu referencyjnego. W celu obliczenia *FI*, należy dokonać normowania wartości drgań względem jej maksymalnej wartości zaobserwowanej dla danej prędkości w zbiorze danych obu pojazdów, jak we wzorze:

$$FI_v = \frac{a_{RMS_i}}{a_{RMS_{\max}}} \tag{2}$$

gdzie:

- FI_v – bezwymiarowy wskaźnik zakłócenia funkcjonowania dla danej prędkości jazdy,
- a_{RMS_i} – wartość poziomu drgań dla poszczególnego pomiaru,
- $a_{RMS_{\max}}$ – wartość maksymalna poziomu drgań ze wszystkich pomiarów przy danej prędkości.

Zdefiniowano przy tym statusy pojazdu *F*, tj. status wystąpienia zakłóceń f^1 oraz status braku zakłóceń f^0, jak we wzorze:

$$F = \{f^1, f^0\}. \tag{3}$$

Założono przy tym, że status wystąpienia zakłócenia f^1 osiąga punkt, którego wskaźnik *FI* jest mniejszy od –0,3:

$$FI = \{x : x \in (-1,1)\}, \tag{4}$$

$$f^1 = \{FI: FI < -0{,}3\}. \tag{5}$$

Obliczone wskaźniki *FI* przedstawiono w tablicy 2. Kolorem wyróżniono wskaźniki *FI*, świadczące o wystąpieniu zakłócenia f^1.

Dane z tablicy 2 również potwierdzają wcześniejsze wnioski o niesprawności wału pośredniego. Najmniejsze poziomy wskaźnika zakłóceń *FI* dotyczyły punktów 6Y i 7Y w zakresie prędkości od 40 km/h do 80 km/h, przy czym wyniki analiz są bardziej czytelne, a ich interpretacja jednoznaczna. Dodatkowo można zauważyć zakłócenia funkcjonowania w punkcie 8X (przekładnia główna) przy prędkości 100 km/h.

4.2. Analiza jakościowa

Analizę jakościową przeprowadzono z uwzględnieniem wyników analizy ilościowej. W pierwszej kolejności wykonano analizę widmową wyselekcjonowanych sygnałów drgań, wykorzystując algorytm Szybkiej Transformaty Fouriera (FFT). Analizę wykonano krótkoczasowo, z długością rekordów wynoszącą 1,6 sekundy i interwałem 781,3 μs, z rozdzielczością widma równą 0,625 Hz dla sygnałów filtrowanych filtrem pasmowo-przepustowym o szerokości pasma 1÷30 Hz.

Wyniki analizy ilościowej wykazały, że istotnym punktem pomiarowym jest punkt 6Y na wale pośrednim. Wyniki analizy widmowej filtrowanego sygnału zarejestrowanego w tym punkcie dla obu badanych pojazdów z odcinków dla jazdy z prędkością 40 km/h przedstawiono na rysunku 3.

Jak wynika z rysunku 3, największą wartością amplitudy w widmie wynoszącą 6,6 m/s^2 charakteryzuje się sygnał 6Y rejestrowany z pojazdu z niesprawno-

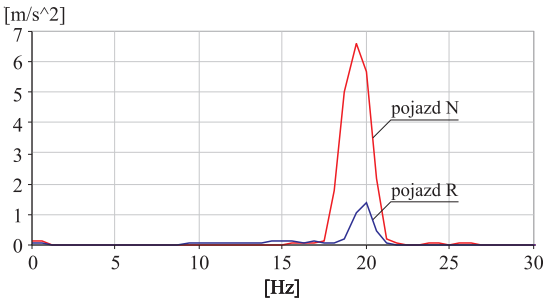
Tablica 2

Wskaźniki FI wszystkich punktów pomiarowych w zależności od prędkości jazdy

Prędkość [km/h]	Punkty pomiarowe										
	1X	1Y	2Y	3Y	4Y	5X	6Y	7Y	8X	8Y	9Y
40	0,4	0,4	0,1	0,1	0,0	0,3	0,1	–0,5	0,3	0,3	0,4
50	0,2	0,2	0,0	0,0	0,0	0,0	–0,8	–0,6	0,0	-0,1	0,0
60	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	–0,8	–0,4	0,0	0,0	0,0
70	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	–0,8	–0,5	0,0	0,0	0,0
80	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,0	–0,9	–0,7	0,0	-0,1	-0,1
90	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,9	0,5	0,1	-0,1	-0,1
100	0,3	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,3	0,2	–0,8	-0,2	-0,2

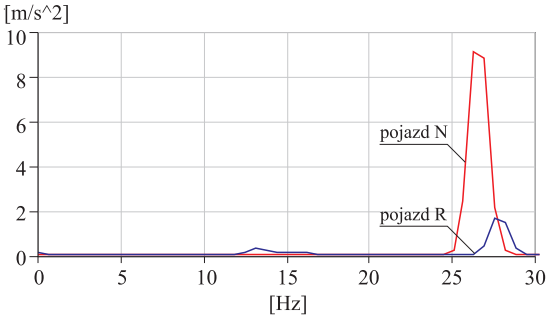
[Opracowanie własne].

ścią. Znacznie mniejsza o 79% amplituda charakteryzuje ten sygnał zarejestrowany z pojazdu referencyjnego. Oba sygnały charakteryzowały się częstotliwością około 20 Hz.



Rys. 3. Widmo sygnałów dla punktu pomiarowego 6Y przy prędkości 40 km/h: główne składowe: pojazd N: 19,38 Hz, 6,6 m/s², pojazd R: 20,00 Hz, 1,4 m/s² [opracowanie własne]

Analogiczne obliczenia wykonano dla sygnałów z pojazdu niesprawnego, charakteryzujących się najwyższymi wartościami przyspieszeń skutecznych drgań, tj. dla sygnałów z prędkości 70 km/h (rys. 4).

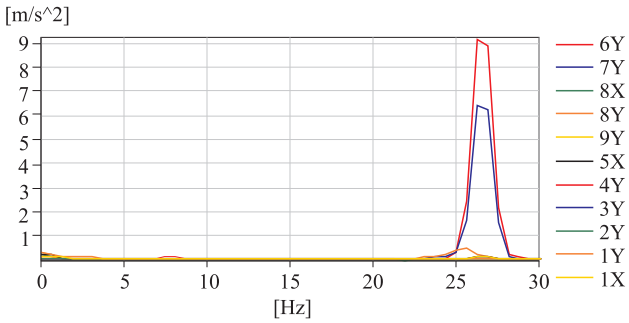


Rys. 4. Widmo sygnałów dla punktu pomiarowego 5 przy prędkości 70 km/h: główne składowe: pojazd N – 26,25 Hz, 9,2 m/s², pojazd R: 27,50 Hz, 1,6 m/s² [opracowanie własne]

Jak wynika z rysunku 4, największą wartością amplitudy w widmie wynoszącą 9,2 m/s² charakteryzuje się sygnał 5 rejestrowany z pojazdu z niesprawnością. Znacznie mniejsza o 83% amplituda charakteryzuje ten sygnał zarejestrowany z pojazdu referencyjnego. Częstotliwości obu sygnałów są zbliżone i wynoszą około 27 Hz.

Dodatkowo, zestawiono ze sobą widma amplitudowo-częstotliwościowe sygnałów z pojazdu niesprawnego ze wszystkich punktów pomiarowych zarejestrowanych na odcinku jazdy z prędkością 70 km/h, co przedstawiono na rysunku 5.

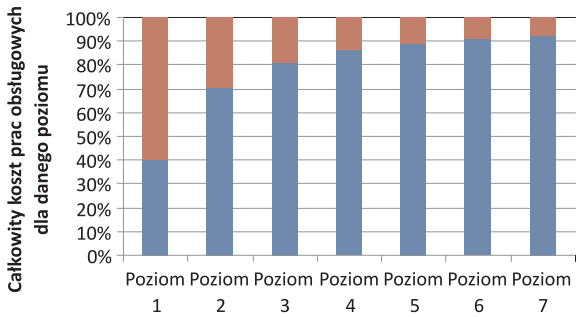
Jak wynika z rysunku 5, największe składowe częstotliwościowe dotyczą punktów pomiarowych 6Y i 7Y zlokalizowanych na wale pośrednim. Ich częstotliwość wynosi około 26,5 Hz. Pozostałe punkty pomiarowe nie charakteryzują się wyższymi amplitudami. Kolejna najwyższa amplituda charakteryzowała sygnał 8Y i była o 96% niższa od amplitudy sygnału 6Y.



Rys. 5. Widma sygnałów dla wszystkich punktów pomiarowych na niesprawnym pojeździe przy prędkości 70 km/h [opracowanie własne]

5. Podsumowanie i wnioski

Proces diagnozowania na podstawie analizy sygnałów drganiowych układu napędowego został wdrożony na etapie jazd testowych, które są nieodłącznym etapem standardowych prac naprawczych. Umożliwiło to lokalizację niesprawności w postaci niewyrównoważenia wału pośredniego, którego wykrycie nie jest możliwe w warunkach stacjonarnych na hali postojowo-naprawczej. Efektywność wdrożonej diagnostyki funkcjonalnej w opisywanym przypadku można również wyrazić w poniesionych kosztach prac obsługowych, co przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Koszty obsługi dla poszczególnych etapów oraz oszczędności (kolor brązowy) po wdrożeniu uproszczonej diagnostyki [opracowanie własne]

Przy uwzględnieniu standardowych procedur naprawczych, koszt prac obsługowych związanych z wymianą wału pośredniego (etap 1) byłby większy o 40,2% w stosunku do rzeczywistych prac obsługowych uwzględniających wyniki diagnostyki funkcjonalnej. W tym przypadku nie ma konieczności przeprowadzenia dodatkowych jazd testowych pojazdu w celu sprawdzenia słuszności podjętych prac obsługowych. W przypadku wymiany wszystkich wałów metodą selekcji negatywnej (etap 1÷4), koszt prac obsługowych byłby większy o 85%. Przy uwzględnieniu dodatkowych wymian wszystkich przekładni (etap 1÷7), koszt ten byłby większy o 91,6%.

Przedstawione wyniki wskazują na możliwość efektywnego wdrożenia diagnostyki funkcjonalnej w procesie eksploatacji układów napędowych pojazdów szynowych i umożliwiają analizę danych zarówno w ujęciu ilościowym, opartym na wskaźniku *FI*, jak również w ujęciu jakościowym przy zastosowaniu analizy amplitudy przyspieszeń drgań w istotnych zakresach częstotliwości. Oba ujęcia umożliwiają lokalizację niesprawności w sposób jednoznaczny z dużą dynamiką zmian obserwowanych parametrów, przy czym metoda oparta na wskaźniku *FI* jest bardziej intuicyjna ze względu na analizy jedynie w dziedzinie czasu. Wdrożenie diagnostyki funkcjonalnej umożliwiło uzyskanie w opisanym przypadku niższych o około 40% kosztów prac obsługowych w porównaniu do obecnie stosowanych metod selekcji negatywnej. Należy dodać, że głównym zadaniem diagnostyki funkcjonalnej była jedynie lokalizacja niesprawności. Niemierzonym, lecz istotnym parametrem jest również zwiększona gotowość pojazdu do użytkowania oraz poprawa komfortu jazdy pasażerów przez wyeliminowanie bezpośrednich przyczyn zwiększonych oddziaływań dynamicznych na pudle pojazdu.

Literatura

1. Amin A., Entezami M., Papaelias M.: *Onboard detection of railway axle bearing defects using envelope analysis of high frequency acoustic emission signals*, Case Studies in non Destructive Testing and Evaluation, 6 (2016) 8–16. doi:10.1016/j.csndt.2016.06.002.
2. Cempel C.: *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne WNT, Warszawa, 1982.
3. Chudzikiewicz A., Deuszkiewicz P., Radkowski S.: *Wieloparametrowa diagnostyka wibroakustyczna stanu technicznego łożysk tocznych pojazdów szynowych*, Napędy i Sterowanie, nr 5 (2000).
4. Drelichowski L., Bojar W., Żółtowski M.: *Elementy zarządzania eksploatacją maszyn*, Wydawnictwo Uczelniane Uniwersytetu Technologiczno-Przyrodniczego w Bydgoszczy. (2012). http://www.wimpoig.utp.edu.pl/ [dostęp 14.05.2018].
5. Knothe K., Stichel S.: *Rail Vehicle Dynamics,* Springer International Publishing, Cham, 2017, doi:10.1007/978-3-319-45376-7.
6. Liu B., Riemenschneider S., Xu Y.:*Gearbox fault diagnosis using empirical mode decomposition and Hilbert spectrum*, Mechanical Systems and Signal Processing, 20 (2006) 718–734, doi:10.1016/j.ymssp.2005.02.003.
7. Sharma S.K., Kumar A.: *Ride comfort of a higher speed rail vehicle using a magnetorheological suspension system*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part K J. Multi-Body Dyn. (2017). doi:10.1177/1464419317706873.
8. Zalewski A., Siedlecki P., Drewnowski P.: *Technologia transportu kolejowego*, WKŁ, Warszawa, 2003.
9. Zhang B., Tan A.C.C., J. hui Lin: *Gearbox fault diagnosis of high-speed railway train*, Engineering Failure Analysis, 66 (2016) 407–420. doi:10.1016/j.engfailanal.2016.04.020.

Prezentowane w artykule prace są częściowo finansowane z funduszu statutowego Instytutu Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej PUT (PL) 5/52/DSPB/0259.