dr inż. Mariusz Kosobudzki

Katedra Inżynierii Maszyn Roboczych i Pojazdów Przemysłowych
Politechnika Wrocławska
ul. Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław
E-mail: mariusz.kosobudzki@pwr.edu.pl

dr inż. Mariusz Stańco

Katedra Konstrukcji i Badań Maszyn
Politechnika Wrocławska
ul. Łukasiewicza 7/9, 50-371 Wrocław
E-mail: mariusz.stanco@pwr.edu.pl

Problemy oceny trwałości wybranego elementu pojazdu na podstawie przyspieszonego testu przebiegowego

Słowa kluczowe: *resor, stabilizator, test przebiegowy, badania przyspieszone, trwałość, uogólniony wskaźnik trwałości, ciężarowy samochód terenowy*

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki analizy trwałości elementów sprężystych występujących w zawieszeniu specjalnego terenowego pojazdu ciężarowego 4x4 wykorzystując dane uzyskane podczas przyspieszonego testu drogowego przeprowadzonego podczas jazdy off-road. Wskazano na występujące ograniczenia w dostępie do danych materiałowych jakie są obecne na etapie wstępnego doboru podzespołu (brak danych wytrzymałości zmęczeniowej) oraz podano alternatywną analityczną metodę szacowania wytrzymałości zmęczeniowej. Wskazano na powstające różnice w uzyskanych wynikach oraz na najważniejsze ich źródła. Przedstawiono również sposób wykorzystania uogólnionego wskaźnika trwałości *d* jako parametru niezależnego od danych materiałowych podzespołu, który można wykorzystać do oceny wpływu obciążeń wynikowych (rejestrowanych) powstających podczas ruchu pojazdu w ustalonych warunkach drogowych na trwałość analizowanego podzespołu i powiązać ich wartość z rodzajem testowego odcinka drogowego.

1. Wstęp

Ocena trwałości pojazdu jest zagadnieniem bardzo złożonym i trudnym do przeprowadzenia, a jednocześnie niezbędnym w procesie osiągania gotowości konstrukcji pojazdu do uruchomienia jego produkcji seryjnej [15]. W przypadku obiektów złożonych, np. specjalnych terenowych pojazdów ciężarowych, od których wymaga się dużej niezawodności połączonej z wymaganą trwałością, proces projektowo – konstrukcyjny organizuje się według odpowiedniego modelu zarządzania. Przykładem takiego modelu może być opracowany przez NASA model V [12]. W modelu tym przyjmuje się, że przejście do kolejnego etapu procesu projektowo – konstrukcyjnego jest możliwe wtedy, kiedy poprzedni etap zostanie oceniony pozytywnie. Do oceny etapu konieczne jest przeprowadzenie odpowiednich testów, których stopień złożoności i pracochłonności jest uzależniony od oceny stopnia wpływu danego etapu na jakość wyrobu końcowego. Taką ocenę można przeprowadzić wykorzystując np. metodę Design for Six Sigma [17], która pozwala wskazać, z jaką dokładnością należy oceniać poszczególne etapy procesu projektowo – konstrukcyjnego, żeby produkt końcowy charakteryzował się wymaganą trwałością,

czy niezawodnością. Kluczowe zatem jest wybranie i przeprowadzenie odpowiednich testów oddających z wystarczającą dokładnością wpływ obciążeń przewidywanych do planowanych warunków eksploatacji na trwałość wyrobu [11,12,14].

W przypadku specjalnych terenowych pojazdów ciężarowych problem doboru odpowiednich testów wydaje się szczególnie trudny. Są to pojazdy produkowane w małych seriach, przeznaczone są do jazdy w zmiennych warunkach drogowych ze zmiennym obciążeniem przez długi okres czasu eksploatacji (do 30 lat). Konieczne i kluczowe staje się zatem przyjęcie szeregu założeń upraszczających dotyczących między innymi miejsca i warunków prowadzenia badań.

Niektórzy producenci pojazdów swoje testy prowadzą na sparametryzowanych drogowych odcinkach pomiarowych, np. Tatra [22], które powinny być reprezentatywne do rzeczywistych warunków drogowych, na których określa się stopień wpływy profilu drogi i parametrów ruchu pojazdu na wartość powstających obciążeń, a w efekcie końcowym na trwałość analizowanych podzespołów. Badania odbiorcze gotowego pojazdu prowadzi w imieniu przyszłego użytkownika wskazana jednostka certyfikująca, realizując ustalony program badań. Wynikiem przeprowadzonych badań jest wydanie lub odmowa wydania certyfikatu o zgodności wyrobu z wymaganiami odbiorcy. Jednak efekty tych badań są dostępne dopiero wtedy, kiedy pojazd jest gotowy do produkcji.

Są również tacy producenci pojazdów, którzy nie dysponują dostępem do ośrodków badań drogowych, co istotnie utrudnia prowadzenie testów. W takim przypadku testy prowadzi się na wybranych dostępnych odcinkach drogowych, w tym na drogach publicznych. Pojawia się jednak problem skorelowania obciążeń przyjmowanych jako reprezentatywne (występujące na odcinkach testowych jednostki certyfikującej) z tymi wykorzystywanymi przez producenta pojazdu. Stąd producenci pojazdów poszukują różnych parametrów, które można wykorzystać do porównania warunków badań występujących w jednostce certyfikującej z warunkami badań własnych.

Ze względu na ograniczony czas oraz zasoby finansowe, ale również np. niedostatek danych, badania zasadniczo prowadzi się do osiągnięcia stanu granicznego badanego podzespołu lub do momentu, kiedy na podstawie zgromadzonych danych będzie można określić zależność pomiędzy warunkami użytkowania a trwałością podzespołu. Do powiązania powstających obciążeń (warunków ruchu) i trwałości elementu wykorzystuje się różne modele przebiegu degradacji. Są wśród nich również takie, których wykorzystanie nie wymaga znajomości szczegółowych danych materiałowych uzyskiwanych na drodze eksperymentalnych badań stanowiskowych, które są bardzo czasochłonne i kosztowne.

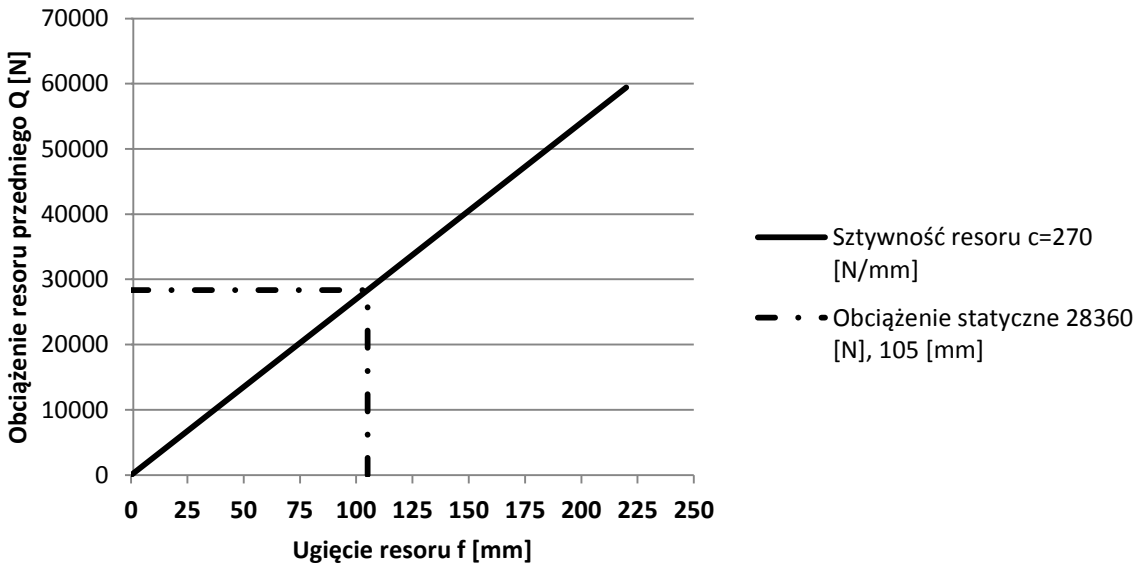
Uzyskane wyniki trwałości badanych podzespołów często odnosi się do wielkości opisujących wykorzystany zasób pracy, np. w jednostkach przebiegu pojazdu (km), godzin pracy (mtg) i innych zgodnie z wymaganiami przyszłego użytkownika. Otrzymane wyniki, przy przyjęciu założeń upraszczających, np. że drogowe odcinki testowe i ustalone parametry ruchu są stałe, pozwalają powiązać przebieg jednostkowy pojazdu ze stopniem jego degradacji. W efekcie otrzymuje się dane pozwalające porównywać ze sobą wpływ wybranych rodzajów drogowych odcinków testowych (tych w jednostce certyfikującej z odcinkami własnymi) i ustalonych parametrów ruchu pojazdu na stopień degradacji wybranego podzespołu. Przykłady szacowania trwałości podzespołów pojazdów można znaleźć w literaturze, np. [2,5,10,20]. Problemem jednak dalej pozostaje wskazanie parametru, którego wyznaczenie mogłoby być wykorzystane jako wskaźnik porównawczy do wstępnego oszacowania trwałości podzespołu w powiązaniu z wybranym drogowym odcinkiem testowym.

2. Cel i zakres badań

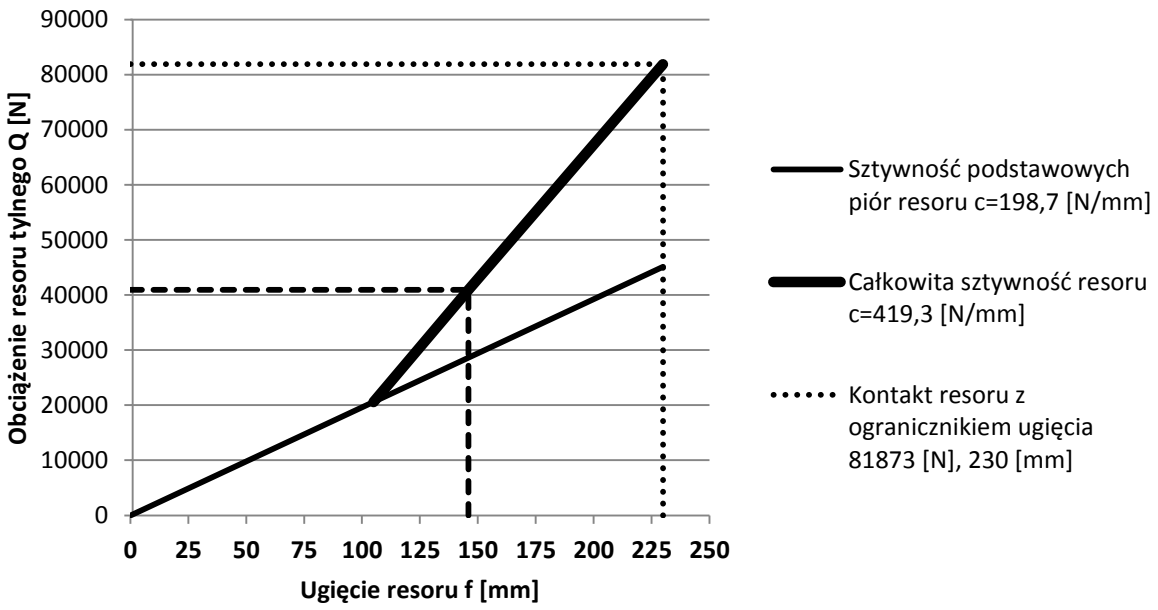
Celem badań było oszacowanie trwałości wybranych podzespołów terenowego pojazdu ciężarowego w wybranych warunkach ruchu (off-road) oraz sprawdzenie, czy można do wstępnej oceny trafności doboru tych podzespołów do pojazdu zastosować uogólniony wskaźnik trwałości, do wyznaczenia którego nie jest wymagana pełna wiedza dotycząca wytrzymałości materiału z którego zostały wykonane podzespoły, co jest typowym problemem występującym podczas przyspieszonych badań przebiegowych. Wybranie uogólnionego wskaźnika trwałości i wyznaczenie jego wartości w warunkach badań odbiorczych w jednostce certyfikującej pozwoliłoby na ustalenie ekwiwalentnego programu badań w oparciu o dostępne dla producenta odcinki drogowe. Szczegółowa charakterystyka wykorzystanego w badaniach uogólnionego wskaźnika trwałości nie została przedstawiona w niniejszej pracy, ale została opisana w publikacji [6].

Przedmiotem przyspieszonych badań przebiegowych były elementy sprężyste (resory paraboliczne, stabilizatory) występujące w zawieszeniu specjalnego terenowego pojazdu ciężarowego 4x4, przeprowadzone w warunkach ruchu off-road przy ograniczonych danych dotyczących wytrzymałości materiału z którego te elementy zostały wykonane. Ograniczenie badań do jednego rodzaju odcinka drogowego zostało określone przez producenta pojazdu.

W zawieszeniu analizowanego pojazdu elementami podatnymi były resory paraboliczne, które pozwalają na ruch względny kół i nadwozia w osi pionowej, a jednocześnie odbierają swobodę ruchu w pozostałych osiach oraz stabilizatory, które swoim działaniem zmniejszają przechył boczny nadwozia poprawiając w ten sposób stateczność ruchu pojazdu [16]. Wymienione podzespoły pracują w złożonym stanie naprężenia, ale często w celu uproszczenia badań przyjmuje się, że resory poddawane są zginaniu, a drążki stabilizatora skręcaniu [1]. Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono charakterystyki sztywności resorów oraz zakresy ugięcia przy różnym obciążeniu pojazdu.



Rys. 1. Charakterystyka sztywności resoru parabolicznego osi przedniej



Rys. 2. Charakterystyka sztywności resoru parabolicznego osi tylnej

Stabilizatory zostały wykonane z prętów o przekroju kołowym. Podstawowe wymiary charakterystyczne przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Zestawienie podstawowych wymiarów charakterystycznych stabilizatorów

	Stabilizator osi przedniej	**Stabilizator osi tylnej**
Długość części poddawanej skręcaniu [mm]	730	820
Ramię działania siły wywołującej skręcanie [mm]	520	340
Średnica części poddawanej skręcaniu [mm]	40	50
Wskaźnik wytrzymałości przekroju na skręcanie [cm^3]	6,28	12,27

Materiałem wykorzystanym do produkcji wymienionych podzespołów była stal 51CRV4 (R_m=1350 MPa). Z deklaracji producenta wynikało, że pióra resorów zostały poddane obróbce cieplnej, a twardość rdzenia pióra powinna wynosić zgodnie z normą [15] od 363 do 460 HB. Dodatkowo, pióra resorów po stronie rozciąganej poddane zostały procesowi kulowania. Dzięki takiemu zabiegowi na tej powierzchni wprowadzone zostały naprężenia normalne ściskające, które znacznie redukują wartości naprężeń rozciągających powstających podczas pracy elementu [3,18]. Ze względu na brak danych o wartościach tych naprężeń oraz o głębokości ich wprowadzenia w strukturę materiału, do ich oszacowania wykorzystano dostępne dane, przedstawione np. [9,13,15]. Na podstawie tych danych przyjęto, że w stanie nieobciążonym naprężenia ściskające mogą osiągać wartość od 300 do 400 MPa, a głębokość wprowadzonych naprężeń może wynosić 15 - 25 μm.

3. Model wytrzymałości zmęczeniowej analizowanych podzespołów

Badania trwałości podzespołów ograniczonej zmęczeniem materiału, z którego zostały wykonane są przedsięwzięciem złożonym i czasochłonnym. Do badań eksperymentalnych wybiera się liczbę próbek, której liczność zależy od etapu procesu projektowo –

konstrukcyjnego, liczby analizowanych poziomów obciążenia oraz ilości powtórzeń testu. Na wstępnym etapie doboru podzespołu wystarcza zazwyczaj liczba próbek od 6 do 12, która wzrasta do 24 przy testach niezawodnościowych [1]. Liczbę powtórzeń testu można wyznaczyć z zależności [10]:

$$LP = 100(1 - \frac{SL}{n_s}) \quad (1)$$

gdzie: LP – procentowa liczba powtórzeń, SL – liczba poziomów obciążenia, n_s – liczba próbek.

Na etapie testów wstępnych procentowa liczba powtórzeń wynosi od 17 – 33. W tabeli 2 zestawiono liczbę próbek, poziomy obciążenia i liczbę powtórzeń odpowiednio dla 12 i 24 próbek.

Tabela 2. Zestawienie liczby próbek, poziomów obciążenia oraz procentowej liczby powtórzeń

Liczba próbek n_s	**Poziomy obciążenia SL**	**Procentowa liczba powtórzeń LP**
12	2	83,3
12	3	75,0
24	3	87,5
24	4	83,3
24	5	79,2
24	6	75,0

Przedstawione dane obrazują czasochłonność badań eksperymentalnych podzespołu w celu określenia jego charakterystyki wytrzymałości zmęczeniowej. W zrealizowanych badaniach, które miały charakter testów wstępnych gotowych podzespołów sprawdzonych przez producenta ograniczono się do oceny poprawności ich doboru do pojazdu. Badania ograniczono do jednego pojazdu. Ze względu na brak szczegółowych danych dotyczących wytrzymałości zmęczeniowej (wyznaczonej eksperymentalnie krzywej S-N) konieczne było jej wyznaczenie na drodze obliczeń teoretycznych i powiązanie otrzymanych wyników z parametrem łączącym trwałość podzespołu z rodzajem drogowego odcinka testowego [6].

Do obliczenia wytrzymałości zmęczeniowej resoru wykorzystano zależności, które pozwalały wyznaczyć wykres zmęczenia w oparciu o ograniczony zbiór danych. Przyjęto, że kluczowe jest wyznaczenie wytrzymałości zmęczeniowej w zakresie wysokocyklowym, tzn. w granicach od 10^3 do 10^6 liczby cykli. Sposób wyznaczania poszczególnych wartości zaczerpnięto z dostępnych publikacji, m.in. [4,10].

Wytrzymałość zmęczeniową dla 10^3 liczby cykli wyznaczono na podstawie zależności

$$A_{NC,R} = A_{1000} \cdot C_R \quad (2)$$

gdzie: $A_{NC,R}$ – amplituda naprężeń dla obciążeń niskocyklowych z uwzględnieniem współczynnika niezawodności C_R, A_{1000} – amplituda naprężeń dla obciążeń niskocyklowych, C_R – współczynnik niezawodności.

Wartość A_{1000} można wyznaczyć z zależności:

$$A_{1000} = \alpha_{NC} \cdot R_m \quad (3)$$

gdzie: R_m – granica wytrzymałości materiału wyznaczona w próbie statycznego rozciągania, α_{NC} – współczynnik zależny od typu obciążenia dla 10^3 cykli; 0,9 dla zginania, 0,72 dla skręcania.

Wartość współczynnika niezawodności C_R zależy od oczekiwanej pewności działania podzespołu. W badaniach przyjęto wstępnie, że C_R=1.

Wytrzymałość zmęczeniowa dla 10^6 liczby cykli wyznaczono na podstawie zależności, w której uwzględniono wskaźniki korygujące:

$$A_{WC,R} = A_{WC} \cdot C_L \cdot C_S \cdot C_D \cdot C_R \quad (4)$$

gdzie: $A_{WC,R}$ – amplituda naprężeń dla obciążeń wysokocyklowych z uwzględnieniem współczynnika niezawodności C_R, A_{WC} – amplituda naprężeń dla obciążeń wysokocyklowych, C_L – współczynnik typu obciążenia, C_S – współczynnik stanu powierzchni, C_D – współczynnik zależny od wielkości elementu, C_R – współczynnik niezawodności.
Wartość A_{WC} można wyznaczyć z zależności:

$$A_{WC} = \alpha_{WC} \cdot R_m \tag{5}$$

gdzie: R_m – granica wytrzymałości materiału wyznaczona w próbie statycznego rozciągania, α_{WC} – współczynnik zależny od rodzaju materiału dla 10^6 cykli; dla stali (R_m<1400 MPa) wynosi 0,5.

Wartość współczynnika typu obciążenia C_L przyjęto na podstawie danych dostępnych w literaturze [10]. Dla zginania C_L=1, a dla skręcania C_L=0,58.

Wartość współczynnika stanu powierzchni C_S można określić na podstawie pomiaru chropowatości powierzchni i wartości R_m materiału. Dostarczane przez producenta podzespoły były fabrycznie zabezpieczone przed szkodliwym działaniem warunków atmosferycznych farbą ochronną. Pomiar rzeczywistej chropowatości powierzchni wiązałby się ze skutecznym usunięciem tej warstwy. Ze względu na istniejące ograniczenia nie dokonano pomiaru chropowatości, a do wyznaczenia wartości współczynnika C_S wykorzystano dostępne dane z literatury [10], w których uwzględniono rodzaj obróbki plastycznej, jakiej poddano badane podzespoły. Resory są poddawane walcowaniu i kulowaniu, co wprowadza w strukturę materiału naprężenia ściskające, częściowo kompensujące powstające podczas pracy podzespołu naprężenia rozciągające. Przyjęto do obliczeń wartość współczynnika C_S równą 0,76.

Wartość współczynnika zależnego od wielkości elementu C_D obliczono na podstawie zależności [10]:

$$C_D = 1{,}189 \cdot d^{-0{,}097} \tag{6}$$

gdzie: d – średnica elementu, mm.
Dla elementu o przekroju prostokątnym (pióra resoru), średnicę zastępczą można wyznaczyć z zależności [10]:

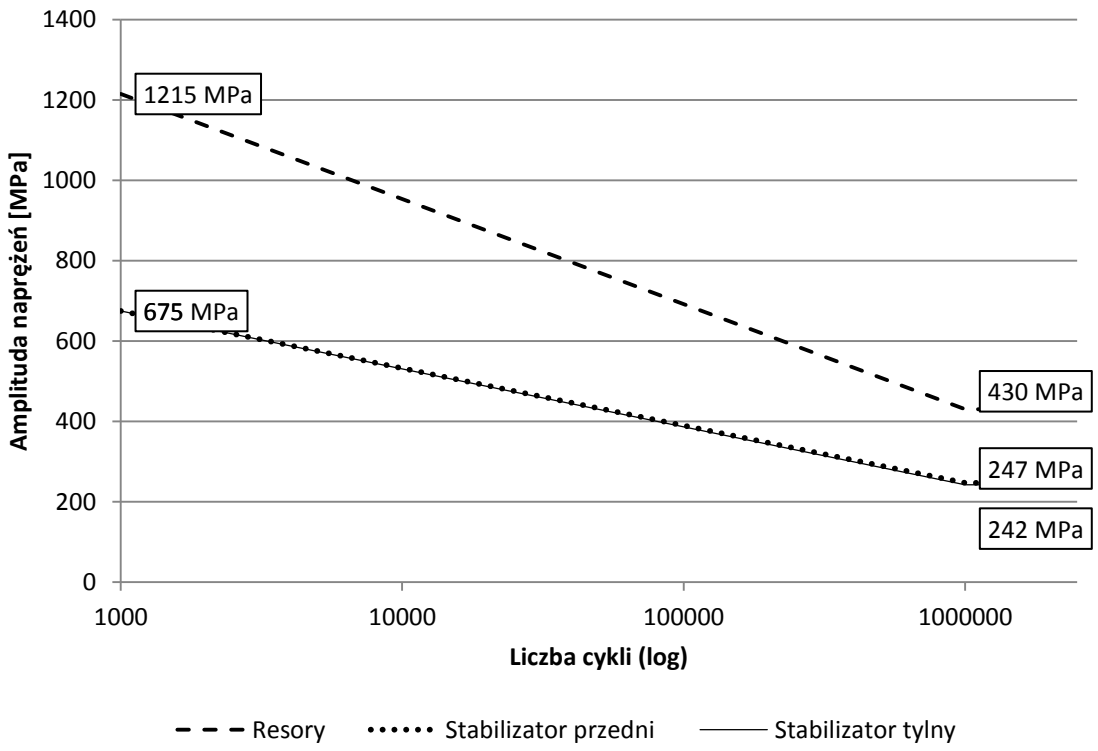
$$d_z = \sqrt{0{,}65 \cdot s \cdot w} \tag{7}$$

gdzie: s – szerokość przekroju, w – wysokość przekroju.
Obliczone wartość C_D przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3. Wartości współczynnika C_D wyznaczone do analizowanych elementów

	Resor przedni	Resor tylny	Stabilizator przedni	Stabilizator tylny
C_D	0,84	0,84	0,83	0,81

Na podstawie wyznaczonych danych sporządzono wykresy wytrzymałości zmęczeniowej resorów i stabilizatorów, co zostało przedstawione na rysunku 3. Wyznaczone przebiegi wytrzymałości zmęczeniowej stabilizatora przedniego i tylnego są bardzo zbliżone do siebie, a różnica występująca w okolicach nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej jest niewielka i wynosi 5 MPa. Wyznaczone do tego obszaru wartości wytrzymałości wynoszą odpowiednio: stabilizator przedni 247 MPa, a stabilizator tylny 242 MPa.



Rys. 3. Wyznaczone wykresy wytrzymałości zmęczeniowej resorów i stabilizatorów

Otrzymane wykresy wytrzymałości zmęczeniowej podzespołów wykorzystano do analizy trwałości badanych podzespołów.

4. Przebieg badań

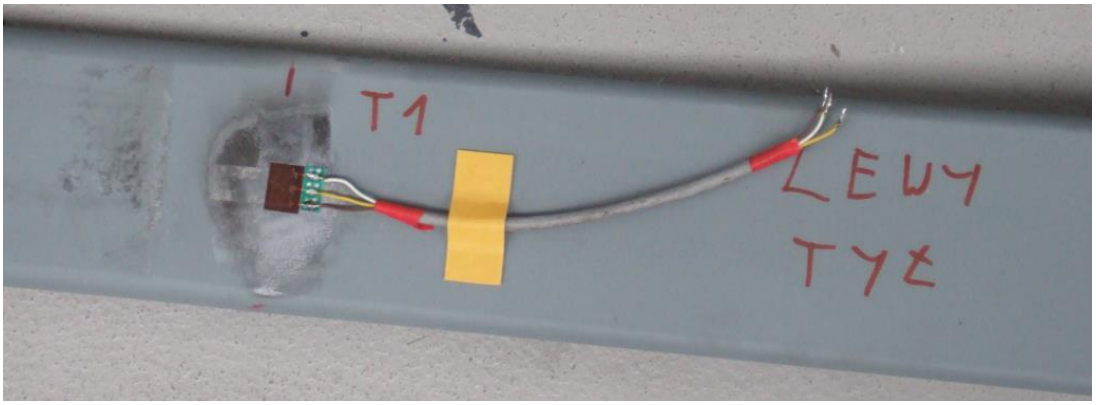
Badania zostały przeprowadzone w warunkach poligonowych na terenie Akademii Wojsk Lądowych we Wrocławiu. Wybrany odcinek piaszczystej drogi off-road stanowił pętlę pomiarową o długości około 1 km. Ze względu na charakter nierówności średnia prędkość jazdy wynosiła ok. 7 km/h. Była ona ustalona na podstawie wcześniejszych przejazdów i wniosków z dotychczasowych badań [7,8]. Wybrany drogowy odcinek pomiarowy odpowiadał warunkom poligonowym, które są brane pod uwagę przy projektowaniu pojazdu do oczekiwanych warunków ruchu opisanych w profilu eksploatacji pojazdu [11]. Nie był to jednak odcinek sparametryzowany. Pojazdem kierował kierowca testowy producenta. Pojazd do badań został obciążony równomiernie wykorzystując całkowitą ładowność.

Resory pojazdów samochodowych pracują w złożonym stanie naprężenia [1,18]. W przyspieszonych badaniach przebiegowych jest jednak trudno rejestrować wszystkie pojawiające się obciążenia i oceniać ich wpływ na trwałość zmęczeniową resoru. Stąd przyjmuje się, że dominującym obciążeniem jest zginanie, które wywołuje naprężenia normalne w przekrojach piór resorów. W przypadku stabilizatorów, są one zaprojektowane w taki sposób, aby ulegały skręcaniu. Przyjęcie przedstawionych uproszczeń powoduje, że gromadzenie danych koniecznych do dalszych analiz sprowadza się do rejestracji pojawiających się naprężeń wywołanych zginaniem resorów i skręcaniem stabilizatorów. Osiągnięta w ten sposób redukcja danych jest krokiem przemyślanym, wynikającym z ekonomiki czasu i dostępnych zasobów oraz ograniczonych danych o analizowanych podzespołach. W tabeli 4 przedstawiono zbiór charakterystyk, jakimi dysponowano na etapie wstępnego doboru podzespołów.

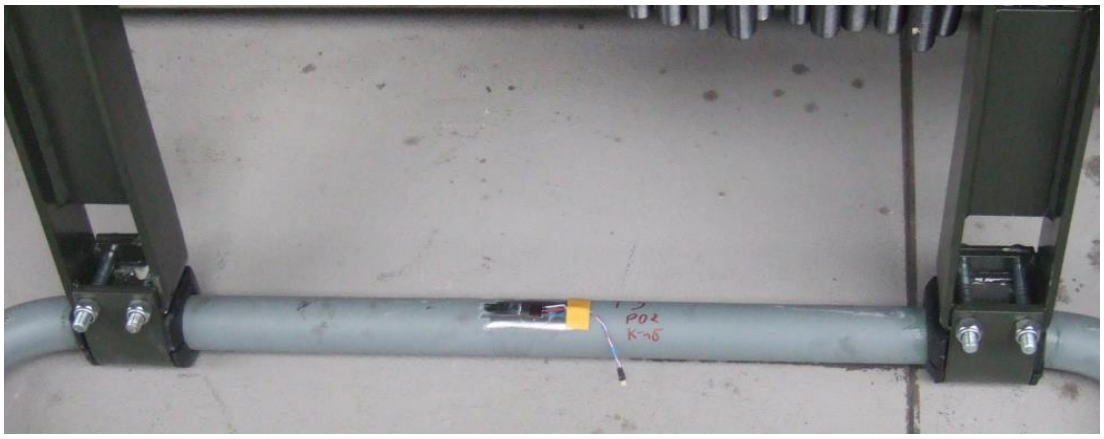
Tabela 4. Podstawowe dane o analizowanych podzespołach

Resory	charakterystyka sztywności, wymiary, masa, materiał, rodzaj obróbki cieplnej i plastycznej, deklarowana twardość na powierzchni, deklarowana trwałość,
Stabilizatory	charakterystyka sztywności, wymiary, masa, materiał, rodzaj obróbki cieplnej i plastycznej,

Układ pomiarowy wykorzystany w przyspieszonych badaniach przebiegowych elementów sprężystych pojazdu składał się z czujników tensometrycznych naklejonych na przygotowanych powierzchniach piór resorów i stabilizatorach (rys. 4÷5). Czujniki tensometryczne zostały naklejone w miejscach, gdzie spodziewano się uzyskać największe wartości naprężenia (okolice jarzma mocującego pióra resorów, a w przypadku stabilizatora w połowie długości odcinka ulegającego skręcaniu). Wybór miejsc został dodatkowo potwierdzony w oparciu o posiadany model MES resorów [19,20], co nie jest krokiem standardowym.



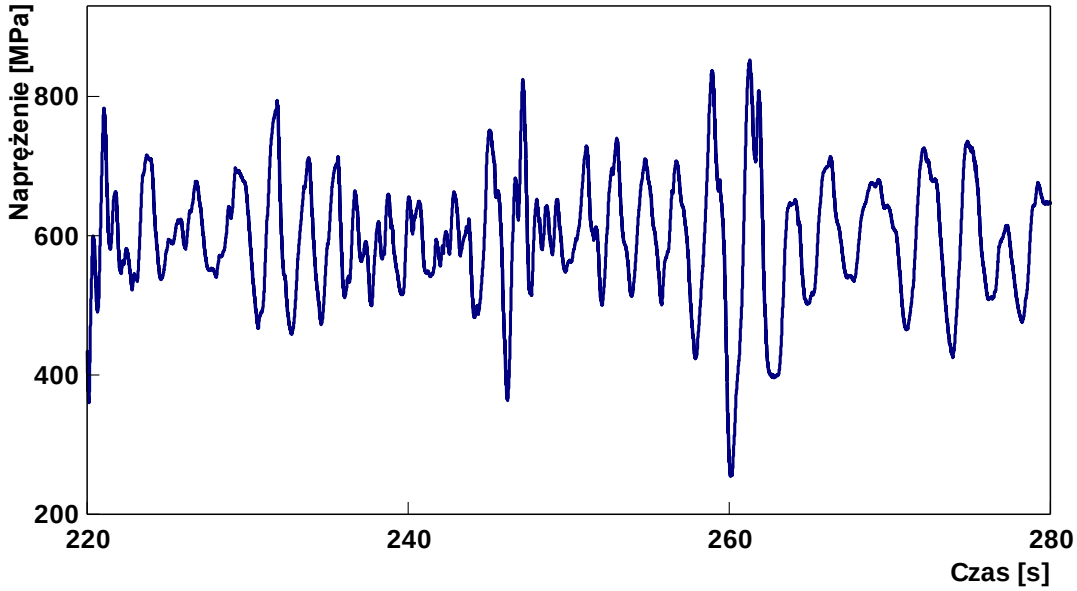
Rys. 4. Pióro resoru z naklejonym tensometrem



Rys. 5. Stabilizator z naklejonym tensometrem

Podczas prób drogowych rejestrowano przebiegi obciążenia, które następnie poddano filtracji Rainflow wyznaczając cykle obciążenia. Przykładowy przebieg obciążenia pióra resoru osi tylnej przedstawiono na rysunku 6. Filtracja Rainflow polegała na wyznaczeniu i zliczeniu cykli obciążenia z zarejestrowanego przebiegu. Metoda ta jest dzisiaj powszechnie stosowana i podlega standaryzacji. Resory po zamontowaniu do pojazdu ulegają początkowemu obciążeniu masą własną pojazdu i ładunku, co wpływa na niesymetryczność obciążeń powstających podczas uginania i odginania tych elementów podczas jazdy (przesunięcie wartości średniej). Do uwzględnienia tego efektu wykorzystano model

Goodmana [21]. Do sumowania uszkodzeń zmęczeniowych wykorzystano hipotezę Palmgrena-Minera, która zakłada liniowe kumulowanie się uszkodzeń aż do osiągnięcia wartości granicznej, przyjmowanej jako 1. Jest to model powszechnie wykorzystywany w obliczeniach zmęczeniowych.



Rys. 6. Przykładowy przebieg naprężeń pióra resoru zainstalowanego do osi tylnej pojazdu (wartości nie uwzględniają wstępnych naprężeń wywołanych kulowaniem)

5. Analiza otrzymanych wyników

Na podstawie zarejestrowanych przebiegów i wyznaczonej teoretycznie wytrzymałości zmęczeniowej oszacowano trwałość badanych podzespołów, którą podano w jednostkach przebiegu pojazdu. Otrzymane wyniki są wstępną informacją wykorzystywaną do oceny trafności wyboru podzespołów do pojazdu przy założeniu, że występujące podczas badań obciążenia są reprezentatywne do przyszłych przewidywanych warunków eksploatacji. W zestawieniu wyników zebranych w tabeli 5 można zauważyć istotny rozrzut otrzymanych wartości do poszczególnych podzespołów. Przyczyną tego rozrzutu jest brak dokładnych danych dotyczących rzeczywistej wartości naprężeń wstępnych wprowadzonych do piór resorów, które należało oszacować.

Tabela 5. Zestawienie prognozowanej trwałości elementów dla różnych wartości naprężeń wstępnych

Wielkość	**Resor LP**	**Resor PP**	**Resor LT**	**Resor PT**	**Stab. przód**	**Stab. tył**
Zasięg (bez uwzględnienia naprężeń wstępnych ściskających)[km]	44	35	12	10	555	600
Zasięg (naprężenia wstępne ściskające 300 MPa) [km]	56698	45708	13878	11338	-	-
Zasięg (naprężenia wstępne ściskające 350 MPa) [km]	121229	100819	30231	24357	-	-
Zasięg (naprężenia wstępne ściskające 400 MPa) [km]	273596	236196	71713	56939	-	-

Przedstawione w tabeli 5 dane wskazują, że na obliczoną trwałość resoru bardzo duży wpływ ma poprawnie przyjęta wartość naprężeń wstępnych ściskających, możliwych do

określenia na podstawie np. oceny głębokości zmian mikrostruktury materiału, będącej efektem kulowania. Taką ocenę można przeprowadzić np. wykonując badania materiałowe niszczące podzespołu [9,13]. Przekazywana od producenta informacja ogólna o przeprowadzonej obróbce plastycznej, bez szczegółowych danych, jest niewystarczająca do poprawnego skalkulowania trwałości podzespołu.

W tabeli 6 przedstawiono, jaki wpływ na obliczoną trwałość podzespołów ma redukcja obciążeń, na które pośrednio lub bezpośrednio ma wpływ styl jazdy kierowcy. Z przedstawionych danych wynika, że redukcja obciążeń o 5% (np. zmniejszenie prędkości jazdy, zmiana trasy przejazdu, regulacja ciśnienia powietrza w ogumieniu, itp.) może wydłużyć trwałość podzespołu o ok. 50%, a redukcja obciążeń o 10%, zwiększa trwałość o ok. 100%.

Tabela 6. Wpływ wartości obciążeń na trwałość podzespołu

Podzespół	**Trwałość przy obciążeniu zarejestrowanym (bez uwzględnienia wstępnych naprężeń ściskających)**	**Trwałość przy obciążeniu zredukowanym o 5%**	**Trwałość przy obciążeniu zredukowanym o 10%**
Resor przedni prawy	35	48	68
Resor tylny prawy	10	15	21
Stabilizator przedni	600	776	1016
Stabilizator tylny	555	718	941

Na podstawie przedstawionych danych można zauważyć, że próba wyznaczenia trwałości podzespołu ograniczonej wytrzymałością zmęczeniową w przyspieszonym teście przebiegowym nastręcza szereg trudności i może być obarczona istotnym błędem, wynikającym np. z przyjęcia przybliżonych wartości wielkości pośrednich. Jako istotne ograniczenia w wyznaczeniu dokładnych wartości można wskazać m. in. brak danych dotyczących eksperymentalnie wyznaczonej wytrzymałości zmęczeniowej podzespołu, co zmusza do przeprowadzenia przybliżonych obliczeń teoretycznych, brak szczegółowych danych materiałowych podzespołu (rzeczywista wartość R_m, wartość wprowadzonych naprężeń ściskających i ich głębokości) oraz parametrów opisujących stan warstwy wierzchniej (chropowatość). Ponadto, we wstępnych badaniach przebiegowych, w sytuacji braku dostępu do sparametryzowanych torów testowych pojawia się potrzeba porównywania efektów zastosowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych podzespołów w odniesieniu do tych wcześniej wykorzystywanych i oceny ich pracy w powiązaniu z rodzajem drogowego odcinka testowego wykorzystywanego w jednostce certyfikującej. Parametrem użytecznym w rozwiązaniu tego typu problemu może być wielkość nazywana uogólnionym wskaźnikiem trwałości d [6], która wyraża w postaci liczbowej całościowy wpływ parametrów opisujących ruch pojazdu (m. in. prędkość, rodzaj odcinka testowego) na trwałość podzespołu, ale bez odniesień do charakterystyki materiałowej podzespołu.

Koncepcja wykorzystania uogólnionego wskaźnika trwałości d została opisana w [6] i opiera się na wyznaczeniu wartości wyrażenia:

$$d = \sum n_i A_i^{\beta} \tag{8}$$

gdzie: d – uogólniony wskaźnik trwałości (pseudo damage), A_i – amplituda obciążenia wyznaczona np. metodą Rainflow, n_i – liczba cykli obciążenia o amplitudzie A_i, β – współczynnik nachylenia krzywej zmęczeniowej (można przyjąć wstępnie, że dla elementów wykonywanych bez specjalnych zabiegów wykańczających powierzchnię materiału (np. szlifowanie, polerowanie) współczynnik β=5).

Przedstawiony uogólniony współczynnik trwałości *d* wykorzystano do przedstawienia różnić w obciążeniach takich samych podzespołów odpowiednio dla lewej i prawej strony. Przykładowe wyniki przeprowadzonych obliczeń przedstawiono w tabeli 7.

Tabela 7. Zestawienie wartości uogólnionego wskaźnika trwałości dla resorów przednich i tylnych odpowiednio dla lewej i prawej strony pojazdu.

Wartość uogólnionego wskaźnika trwałości *d*	**Resor przedni lewy**	**Resor przedni prawy**	**Resor tylny lewy**	**Resor tylny prawy**
$d_{100\%}$	$6{,}74*10^{16}$	$8{,}48*10^{16}$	$2{,}42*10^{17}$	$2{,}80*10^{17}$
$d_{95\%}$	$4{,}71*10^{16}$	$6{,}08*10^{16}$	$1{,}72*10^{17}$	$1{,}99*10^{17}$
$d_{90\%}$	$3{,}33*10^{16}$	$4{,}30*10^{16}$	$1{,}18*10^{17}$	$1{,}40*10^{17}$
d_{300MPa}	$5{,}19*10^{13}$	$6{,}43*10^{13}$	$2{,}12*10^{14}$	$2{,}59*10^{14}$
d_{350MPa}	$2{,}43*10^{13}$	$2{,}92*10^{13}$	$9{,}73*10^{13}$	$1{,}21*10^{14}$
d_{400MPa}	$1{,}07*10^{13}$	$1{,}24*10^{13}$	$4{,}10*10^{13}$	$5{,}19*10^{13}$

Przedstawione w tabeli 7 wartości uogólnionego wskaźnika trwałości *d* dotyczą przypadków, kiedy zostały uwzględnione wartości naprężeń zmierzonych ($d_{100\%}$), wartości naprężeń zredukowanych o 5% i 10% ($d_{95\%}$, $d_{90\%}$) oraz wartości uwzględniające wstępne naprężenia ściskające wynoszące odpowiednio 300 MPa, 350 MPa i 400 MPa (d_{300MPa}, d_{350MPa}, d_{400MPa}). Rosnąca wartość parametru *d* wskazuje na bardziej destrukcyjny przebieg obciążeń. Z danych przedstawionych w tabeli 7 wynika, że resor prawy przedni, który jest taki sam jak lewy przedni, podczas badań podlegał bardziej destrukcyjnym obciążeniom. Podobnie resor prawy tylny był bardziej obciążony zmęczeniowo niż resor tylny lewy. Widać również, że trwałość elementów sprężystych w zawieszeniu osi przedniej jest wyższa niż elementów w osi tylnej. Otrzymane wartości uogólnionego wskaźnika trwałości podzespołu *d* nie reprezentują jednak rzeczywistej trwałości podzespołu, wyrażają tylko w postaci liczbowej (łatwej do porównywania), czy w danych warunkach ruchu obciążenia działające na podzespół są bardziej lub mniej destrukcyjne w porównaniu z innym takim samym podzespołem.

6. Podsumowanie

Podstawowym celem badań było zidentyfikowanie obciążeń działających na elementy sprężyste zawieszenia oraz oszacowanie ich trwałości ograniczonej wytrzymałością zmęczeniową, co zostało przedstawione w tabeli 5. i wykorzystane jako wstępne dane do oceny trafności doboru tych elementów do pojazdu. Dodatkowym celem było wskazanie parametru, którego wykorzystanie pozwalałoby ocenić, w jakim stopniu warunki ruchu i rodzaj drogowego odcinka pomiarowego wpływają na wartość obciążeń wybranych elementów, ograniczając ich trwałość.

Trwałość analizowanych podzespołów jest kluczowa do oszacowania niezawodności pojazdu, rozumianego jako system techniczny, którego obciążenia wynikające z warunków ruchu zmieniają się w szerokim zakresie (od jazdy po drogach twardych bez ładunku po jazdę off-road z ładunkiem). Przedstawione analizy opierały się na ograniczonych danych dostępnych na etapie wstępnego doboru nowego podzespołu do pojazdu. Otrzymane wyniki trwałości podzespołów przedstawiono w przeliczeniu na teoretyczny zasięg jazdy pojazdu, który jest skutecznym parametrem porównawczym. Ze względu na ograniczone dane, do obliczeń przyjęto wariantowo różne wartości obciążeń (jako wynik możliwych zmian

w stylu jazdy kierowcy) oraz wstępnych naprężeń ściskających pióra resorów wykazując, jaki wpływ mają one na analizowany przebieg pojazdu.

Badania zostały ograniczone tylko do jednego pojazdu (jednego kompletu analizowanych podzespołów) poruszającego się z ustaloną prędkością w wybranych warunkach drogowych, stąd otrzymane wyniki stanowią tylko materiał wstępny do dalszych analiz. Warto jednak zauważyć, że wykorzystanie proponowanego uogólnionego wskaźnika trwałości *d* daje możliwość wstępnego porównania trwałości poszczególnych resorów pojazdu. Rozróżnienie stopnia degradacji takich samych resorów, ale różnie obciążonych (co wynika z różnego ukształtowania podłoża pod każdym z kół podczas przejazdu) wskazuje, że można również porównywać wartości parametru *d* wyznaczone dla tego samego podzespołu (tutaj resoru) w różnych warunkach drogowych (różne odcinki testowe). Jeżeli dodatkowo przeprowadzi się normalizację parametru *d* i sprowadzi jego wartość do jednostkowej długości odcinka pomiarowego (np. do 1 km), będzie można szacować stopień degradacji tego samego podzespołu w różnych warunkach ruchu i na różnych odcinkach testowych. To daje powody by przypuszczać, że można odtworzyć skutek działania obciążeń zarejestrowanych na jednym odcinku testowym (np. w jednostce certyfikującej) za pomocą innego dostępnego odcinka testowego (dostępnego u producenta pojazdu), co byłoby innowacyjnym wykorzystaniem parametru *d* wyznaczonego na podstawie przekształconego równania Basquina. Potwierdzenie tego przypuszczenia będzie jednak wymagało dodatkowych badań.

Literatura

1. ASTM E739-10 – Standard practice for statistical analysis of linear or linearized stress-life (S-N) and strain-life (ε-N) fatigue data. USA: ASTM International, West Conshohocken, PA, 2015.
2. Johannesson P, Speckert M. (editors) Guide to load analysis for durability in vehicle engineering. London: John Willey & Sons, 2014.
3. Hryciów Z, Krasoń W, Wysocki J. The experimental tests of the friction coefficient between the leaves of the multi-leaf spring considering a condition of the friction surfaces. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability 2018; 20(4): 682-688. http://dx.doi.org/10.17531/ein.2018.4.19.
4. Kocańda S, Szala J. Podstawy obliczeń zmęczeniowych. Warszawa: PWN, 1991.
5. Kosobudzki M. Metoda szacowania trwałości ustroju nośnego pojazdu wysokiej mobilności. Rozprawa doktorska. Politechnika Wrocławska, 2013.
6. Kosobudzki M, Smolnicki T. Generalized vehicle durability index for different traffic conditions, AIP Conference Proceedings 2019; 2078: 020017(1-6); http://doi.org/10.1063/1.5092020.
7. Kosobudzki M, Stanco M. The experimental identyfication of torsional angle on a load-carrying truck frame during static and dynamic tests. Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2016; 18(2): 285–290. http://dx.doi.org/10.17531/ein.2016.2.17.
8. Kosobudzki M. The use of acceleration signal in modeling process of loading an element of underframe of high mobility wheeled vehicle. Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2014; 16(4): 595-599.
9. Kukiełka L, Bartosik P, Szyc M. Optymalizacja procesu kulowania strumieniowego ze względu na naprężenia wynikowe, Archiwum Technologii Maszyn i Automatyzacji, KBM PAN_Oddział w Poznaniu 2010; 30/1: 117-126.
10. Lee Y-L, Pan J, Hathaway R, Barkey M. Fatigue testing and analysis. Theory and practice. Elsevier, 2005.

11. MIL-STD_810G – Environmental engineering considerations and laboratory tests. USA: Department of Defense test method standard, 2008.
12. NASA System Engineering Handbook. USA: NASA Headquarters, Washington, 2007.
13. Nasiłowska B, Bogdanowicz Z, Brzeziński M, Mońka G, Zasada D. Wpływ kulowania na strukturę, mikrotwardość i naprężenia własne stali austenitycznej 1.4539. Biuletyn WAT 2015; 64/2: 103-110.
14. Norma Obronna NO-06-A101 – Uzbrojenie i sprzęt wojskowy. Ogólne wymagania techniczne, metody kontroli i badań. Postanowienia ogólne
15. Norma PN-90/S-47250 – Pojazdy samochodowe i przyczepy. Resory piórowe. Wymagania i badania.
16. Reimpell J, Betzler J. Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności WKŁ, 2008.
17. Rusiński E, Koziołek S, Jamroziak K. Quality assurances metod for the design and manufacturing process of armoured vehicles. Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability 2009; 43(3): 70-77.
18. Spring design manual. AE-21. USA: SAE International, 1996.
19. Stańco M, Iluk A. Numeryczno – doświadczalna analiza wytężenia resoru parabolicznego pojazdu ciężarowego. Materiały konferencyjne XVI Konferencji Naukowo – Technicznej TKI2016 – Techniki Komputerowe w Inżynierii, 18-21.10.2016.
20. Stańco M. Analysis of the influence of leaf geometry on stiffness and effort of the heavy-duty spring. In: Rusiński E, Pietrusiak D. (editors) Proceedings of the 14th International Scientific Conference - Computer Aided Engineering. Springer International Publishing, 2018;
21. Łagoda T, Macha E. Trwałość zmęczeniowa maszyn – laboratorium. Opole: Politechnika Opolska, 2005.
22. www.tatratrucks.com/your-tatra-partner/tatra-testing-grounds/