

Analiza zmęczeniowa półosi napędowej samochodu osobowego

Miłosz Rachwał¹, Dariusz Skibicki^{2*}

¹ Politechnika Bydgoska im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich, Al. prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, Polska; e-mail: milrac002@pbs.edu.pl

² Politechnika Bydgoska im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich, Al. prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, Polska; e-mail: dariusz.skibicki@pbs.edu.pl

* Autor korespondencyjny: dariusz.skibicki@pbs.edu.pl

Streszczenie: Przedmiotem badań było pęknięcie zmęczeniowe półosi napędowej, będące wynikiem jazdy sportowej samochodu marki BMW E36 z silnikiem o pojemności 2,5 L. Praca powstała w wyniku własnych doświadczeń pierwszego autora z tego typu zniszczeniem półosi, polegającym na jej zmęczeniowym skręceniu. Analiza miała na celu określenie przyczyn uszkodzenia zmęczeniowego. Dodatkowo w pracy zaproponowano zmiany konstrukcyjne mogące poprawić właściwości zmęczeniowe. W ramach badań wykonano analizę składu stali spektrometrem iskrowym, obliczenia analityczne identyfikujące stan naprężenia w miejscu pęknięcia, obliczenia zmęczeniowe, obliczeniach MES oraz analizę fraktograficzną przełomów zmęczeniowych.

Słowa kluczowe: analiza zmęczeniowa, półosie napędowe, analiza MES

Fatigue analysis of a passenger car driveshaft

Miłosz Rachwał¹, Dariusz Skibicki^{2*}

¹ Bydgoszcz University of Science and Technology, Al. prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, Poland; e-mail: milrac002@pbs.edu.pl

² Bydgoszcz University of Science and Technology, Al. prof. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, Poland; e-mail: dariusz.skibicki@pbs.edu.pl

* Correspondent author: dariusz.skibicki@pbs.edu.pl

Summary: The subject of the research was the fatigue crack of the rear driveshafts in a BMW E36 car with a 2.5 L engine in sports driving conditions. The genesis of the work is the author's own experience, with the common type of damage to the driveshaft, consisting in fatigue-related twisting. The analysis was aimed at determining the causes of fatigue failure. Additionally, the work proposes design changes that can improve fatigue properties. As part of the research, the analysis of steel composition with a spark spectrometer, analytical calculations identifying the stress state at the fracture site, fatigue calculations, FEM calculations and fractographic analysis of fatigue fractures were performed.

Key words: fatigue analysis, driveshafts, FEM analysis

1. Wstęp

Obiektem badań są tylnie półosie napędowe samochodu marki BMW E36, produkowanego w latach 1990–1999. Półś napędowa to element „klasycznego” układu przeniesienia napędu. W układzie tym silnik i skrzynia biegów umiejscowione są z przodu samochodu, zaś napęd jest przekazywany na oś tylną [1, 3]. Takie rozwiązanie było stosowane od początku historii motoryzacji. Dlatego można je znaleźć zarówno w samochodach osobowych, jak i ciężarowych oraz w urządzeniach rolniczych. Dopiero pod koniec drugiej połowy ubiegłego wieku zostało ono wyparte, zwłaszcza w grupie samochodów osobowych i dostawczych. Zastąpił je układ zblokowany, w którym silnik i skrzynia biegów umiejscowione są z przodu pojazdu, a napęd przekazywany jest na jego oś przednią. W latach 80. ubiegłego stulecia pojawił się w autach osobowych napęd na obie osie, określanej popularnie skrótem „4x4”. Stopniowo wyparł on „klasyczny” układ napędowy, który można obecnie spotkać w autach sportowych, limuzynach i w autach dostawczych.

Genezą pracy jest własne doświadczenie pierwszego autora z często występującym sposobem zniszczenia półosi poprzez zmęczeniowe skręcenie. Dotyczy to aut z silnikiem o pojemności 2,5 L w warunkach jazdy sportowej. Celem pracy jest przedstawienie sposobu uszkodzenia półosi oraz zrozumienie jego przyczyn. Dodatkowo w artykule zaproponowano zmiany poprawiające właściwości zmęczeniowe uszkodzonych elementów konstrukcyjnych.

Na kompleksową analizę zmęczeniową zawartą w publikacji składają się następujące zadania:

- badanie spektrometrem iskrowym, prowadzone w celu określenia gatunku stali, z jakiej wykonano półś;
- obliczenia analityczne, identyfikujące stan naprężeń w badanej części;
- przeprowadzone w tym samym celu obliczenia metodą elementów skończonych, wykonane na modelu 3D w programie Autodesk Fusion 360;
- obliczenia zmęczeniowe, mające na celu określenie trwałości zmęczeniowej;
- analiza fraktograficzna przełomów zmęczeniowych wykonaną za pomocą mikroskopu cyfrowego.

Publikacja powstała na podstawie wyników pracy dyplomowej współautora Miłosza Rachwała [5].

2. Metoda badawcza

2.1. Obliczenia zmęczeniowe

Obliczenia zmęczeniowe przeprowadzono za pomocą metodyki określania współczynników zmęczeniowych w zakresie nieograniczonej trwałości zmęczeniowej dla obciążeń sinusoidalnie zmiennych oraz metodyki określania trwałości zmęczeniowej wg podejścia ograniczonej trwałości zmęczeniowej. W tym celu wykorzystano inżynierskie algorytmy obliczeniowe przedstawione w pracach [2, 4].

2.2. Analiza MES

Do wykonania modelu 3D analizowanej półosi oraz przeprowadzenia obliczeń metodą elementów skończonych wykorzystano moduł MES programu Autodesk Fusion 360. W związku z tym, że analizę przeprowadzono w zakresie sprężystym, do obliczeń zastosowano liniowo-sprężysty model materiału.

2.3. Analiza fraktograficzna

Badanie mikroskopowe przełomów zmęczeniowych wykonano za pomocą mikroskopu cyfrowego Delta Optical Smart 5MP PRO. Pomiarów cech przełomu ze zdjęć mikroskopowych dokonano za pomocą programu DLT Cam Viewer.

3. Wyniki

3.1. Określenie cech materiałowych

Skład chemiczny materiału półosi został zbadany spektrometrem iskrowym. Wyniki przedstawiono w tabeli 1. Na podstawie normy PN-EN 10083-2:2006 stwierdzono, że półosie wykonano ze stali C45.

Tabela 1. Skład chemiczny badanych półosi [5]

Table 1. Chemical composition of the tested driveshafts [5]

Oznaczenie	Oś 1		Oś 2		Wartość średnia
	Próbka 1	Próbka 2	Próbka 1	Próbka 2	
Fe	97,430	97,430	97,570	97,440	97,468
C	0,462	0,464	0,481	0,527	0,483
Si	0,370	0,364	0,278	0,287	0,325
Mn	0,809	0,807	0,794	0,801	0,803
P	0,021	0,022	0,026	0,033	0,025
S	0,043	0,049	0,042	0,066	0,050
Cr	0,205	0,209	0,240	0,244	0,224
Mo	0,030	0,031	0,028	0,029	0,029
Ni	0,118	0,108	0,126	0,118	0,118
Al	0,031	0,030	0,047	0,046	0,038
Co	0,018	0,018	0,011	0,011	0,014
Cu	0,273	0,269	0,128	0,126	0,199
Nb	0,022	0,019	0,019	0,019	0,020
Ti	0,020	0,018	0,017	0,016	0,018
V	0,010	0,008	0,046	0,047	0,028
W	0,030	0,026	0,035	0,039	0,032
Pb	0,010	0,010	0,010	0,010	0,010
Sn	0,028	0,031	0,021	0,027	0,027
B	0,004	0,004	0,004	0,005	0,004
Ca	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
Zr	0,025	0,024	0,024	0,028	0,025
Bi	0,011	0,015	0,015	0,028	0,017
As	0,038	0,043	0,039	0,051	0,043

Do dalszych obliczeń przyjęto właściwości mechaniczne, które dla tego materiału i wyrobów o średnicach w zakresie $16 \text{ mm} \leq d \leq 100 \text{ mm}$ określa norma PN-EN 10083-2:2006. Dla bezpieczeństwa konstrukcji przyjęto wartości minimalne, które mogą ulec zwiększeniu zależnie od dalszej obróbki:

- górna granica plastyczności, $R_e = 305 \text{ [MPa]}$;
- wytrzymałość na rozciąganie, $R_m = 580 \text{ [MPa]}$;
- wydłużenie procentowe po rozerwaniu, $A = 16\%$.

3.2. Analityczna identyfikacja obciążeń

Zakładamy, że samochód jest eksploatowany w „sportowym” stylu jazdy. Oznacza to, że jego cykl pracy polega na hamowaniu z prędkości $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ do $0 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ w czasie $8,9 \text{ s}$. Pomijając w modelu obliczeniowym siły bezwładności, tarcie, opory powietrza oraz bezwładności kół, do obliczenia siły działającej na jedno napędzane koło można zastosować prawo Newtona:

$$F = \frac{m}{2} a = \frac{m v}{2 t} \quad (1)$$

$$F = \frac{1310}{2} \text{ [kg]} * \frac{27,77 \frac{\text{[m]}}{\text{[s]}}}{8,9 \text{ [s]}} = 2044,262 \text{ [N]} \quad (2)$$

gdzie:

- $\frac{m}{2}$ – połowa masy samochodu przypadająca na jedno koło napędzane,
- a – przyspieszenie,
- v – prędkość,
- t – czas hamowania,
- F – siła działająca na jedno napędzane koło.

Obliczona w ten sposób siła, przyłożona na koło napędowe, działa na ramieniu równym promieniowi koła r . Moment działający na półoś M_s wyraża się wzorem:

$$M_s = F \cdot r \quad (3)$$

$$M_s = 2044,262 \text{ [N]} \cdot 0,3262 \text{ [m]} = 666,838 \text{ [Nm]} \quad (4)$$

Do obliczenia naprężeń wymagany jest biegunowy moment bezwładności J_0 :

$$J_0 = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \quad (5)$$

$$J_0 = \frac{\pi \cdot 25^4 \text{ [mm]}}{32} = 38349,52 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (6)$$

gdzie:

- D – średnica przekroju poprzecznego półosi.

Na podstawie biegunowego momentu bezwładności można wyliczyć wskaźnik wytrzymałości przekroju na skręcanie:

$$W_s = \frac{2 \cdot J_0}{D} \quad (7)$$

$$W_s = \frac{2 \cdot 38349,52 \text{ [mm}^4\text{]}}{25 \text{ [mm]}} = 3067,961 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (8)$$

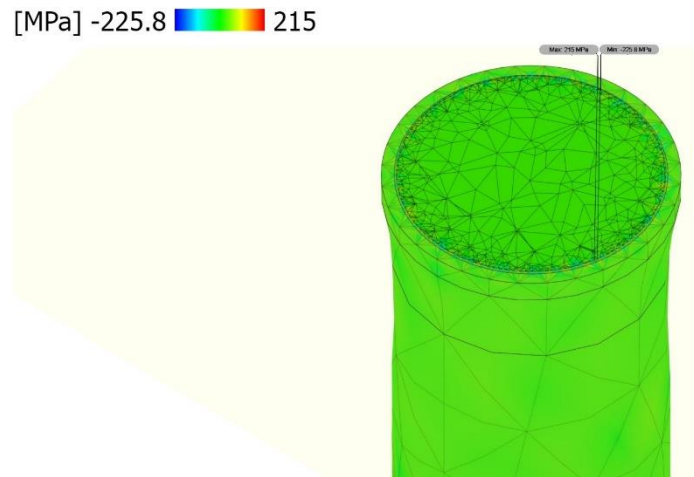
Ostatecznie, maksymalne naprężenia skręcające można wyliczyć z zależności:

$$\tau_{maks} = \frac{M_s}{W_s} \quad (9)$$

$$\tau_{maks} = \frac{666,838 \text{ [Nm]}}{3067,961 \text{ [mm}^3\text{]}} = \frac{666838 \text{ [Nmm]}}{3067,961 \text{ [mm}^3\text{]}} = 217,355 \text{ [MPa]} \quad (10)$$

3.3. Identyfikacja obciążeń za pomocą MES

Obliczenia analityczne zweryfikowano za pomocą obliczeń MES. Uzyskane maksymalne naprężenia są bardzo bliskie w stosunku do wyników obliczeń analitycznych i wynoszą 215 MPa (rys. 1).



Rys. 1. Maksymalne naprężenie skręcające [5]

Fig. 1. Maximum shear stresses [5]

3.4. Obliczenia zmęczeniowe

Cykl zmęczeniowy półosi ma charakter odzerowo-tętniący. Jego amplituda ma wartość 217,4 MPa, zaś wartość średnia wynosi 108,7 MPa. Przyjmując $R_m = 650$ MPa, granicę zmęczenia przy skręcaniu odzerowo-tętniącym można obliczyć ze wzoru:

$$Z_{sj} = R_m(0,45 \div 0,5) = 650 \text{ [MPa]} \cdot 0,45 = 292,5 \text{ [MPa]} \quad (11)$$

Współczynnik kształtu α_k można obliczyć z zależności:

$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{A}{t} + H \frac{(1+\frac{r}{\rho})^2}{(\frac{r}{\rho})^2} + \frac{C \frac{r}{\rho}}{(\frac{t}{\rho})^n (\frac{r+t}{\rho})}}}} \quad (12)$$

$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{3,14}{1,5} + 14,3 \frac{(1+\frac{12,5}{0,2})^2}{(\frac{12,5}{0,2})^2} + \frac{0,2 \frac{12,5}{0,2}}{(\frac{1,5}{0,2})^3 (\frac{12,5+1,5}{0,2})}}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{15,183}} = 1,2566 \quad (13)$$

po przyjęciu: $A = 3,14$; $H = 14,3$; $C = 0,2$; $n = 3$; $t = \frac{D_z - D}{2} = \frac{28 \text{ [mm]} - 25 \text{ [mm]}}{2} = 1,5 \text{ mm}$ oraz

gdzie:

D_z – średnica przy odsadzeniu,

D – średnica półosi,

ρ – promień przejścia odsadzenia, wyznaczony na podstawie katalogowego wymiaru promienia $r_e = 0,2$ mm płytki skrawającej.

Współczynnik działania karbu można obliczyć z zależności:

$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{1+2\sqrt{\frac{3,54a\alpha_k^{-1}}{\rho \alpha_k}}} \quad (14)$$

$$\beta_k = \frac{1,2566}{1+2\sqrt{\frac{3,54 \cdot 2,629 \cdot 10^{-5}}{0,2} \cdot \frac{1,2566-1}{1,2566}}} = \frac{1,2566}{1+2\sqrt{9,50347 \cdot 10^{-5}}} = 1,2326 \quad (15)$$

gdzie:

$$a = \left(\frac{1,5}{Z_{gl}}\right)^2 = \left(\frac{1,5}{292,5 \text{ MPa}}\right)^2 = 2,629 \cdot 10^{-5} \text{ – parametr materiałowy zależny od wartości granicy zmęczenia próbki gładkiej. W takim przypadku } Z_{gl} = Z_{sj}.$$

Następnie obliczono współczynnik wrażliwości materiału na działanie karbu:

$$\eta_k = \frac{\beta_k - 1}{\alpha_k - 1} \quad (16)$$

$$\eta_k = \frac{1,2326 - 1}{1,2566 - 1} = 0,9064 \quad (17)$$

W celu wyznaczenia wielkości $\frac{1}{\varepsilon}$ przyjęto wartość granicy zmęczenia $Z_{go} = 280 \text{ MPa}$, znając wartość α_k , a także średnicę półosi 25 mm. Z wykresu odczytano wartość $\frac{1}{\varepsilon} = 1,12$, czyli $\varepsilon = 0,8928$. Dla skręcania elementów wykonanych ze stali węglowych ε_τ można pomniejszyć o wartość od 2 do 5%. Dla tego przypadku współczynnik wyliczono jako:

$$\varepsilon_\tau = \varepsilon - 3\% = 0,866016 \quad (18)$$

Ostatecznie współczynnik bezpieczeństwa wyznaczono ze wzoru:

$$\delta = \frac{Z_{-1} \cdot \varepsilon}{\beta \cdot \sigma_{na}} \quad (19)$$

$$\delta = \frac{Z_{sj} \cdot \varepsilon_\tau}{\beta_k \cdot \tau_{maks}} = \frac{292,5 \text{ [MPa]} \cdot 0,866016}{1,2326 \cdot 217,355 \text{ [MPa]}} = 0,9454 \quad (20)$$

gdzie:

Z_{-1} – granica zmęczenia,

$\varepsilon = \varepsilon_\tau$, $\beta = \beta_k$,

σ_{na} – nominalna amplituda naprężeń.

Współczynnik bezpieczeństwa okazał się być $\delta < 1$. Oznacza to, że element pracuje w zakresie ograniczonej trwałości zmęczeniowej. Wyznaczono więc trwałość zmęczeniową półosi. W tym celu posłużono się uproszczoną krzywą zmęczeniową, bazującą na dwóch punktach. Pierwszy punkt wyznaczający uproszczoną krzywą trwałości to naprężenie dla 1000 cykli:

$$S_{1000} = 0,72 \cdot R_m \quad (21)$$

Współrzędne drugiego punktu to naprężenie dla umownej granicy zmęczenia dla $N_f = 10^6$ cykli:

$$Z_{so} = 0,5 \cdot R_m C_L C_D C_S \quad (22)$$

gdzie:

- $C_L = 0,58$ – współczynnik obciążenia;
- C_D – współczynnik wielkości $1,189 \times (d) - 0,097 = 0,87$;
- $C_S = 0,9$ – współczynnik powierzchni.

Ostatecznie, po podstawieniu powyższych danych można obliczyć współrzędne punktów:

$$S_{1000} = 0,72 \cdot R_m = 0,72 \cdot 650 \text{ [MPa]} = 468 \text{ [MPa]} \quad (23)$$

$$Z_{so} = 0,5 R_m C_L C_D C_S = 0,5 \cdot 650 \cdot 0,58 \cdot 0,87 \cdot 0,9 \text{ [MPa]} = 147,5 \text{ [MPa]} \quad (24)$$

Na podstawie tak wyznaczonej krzywej zmęczeniowej i dla naprężenia skręcającego $S_N = 217,355 \text{ MPa}$ w półosi otrzymuje się zależność:

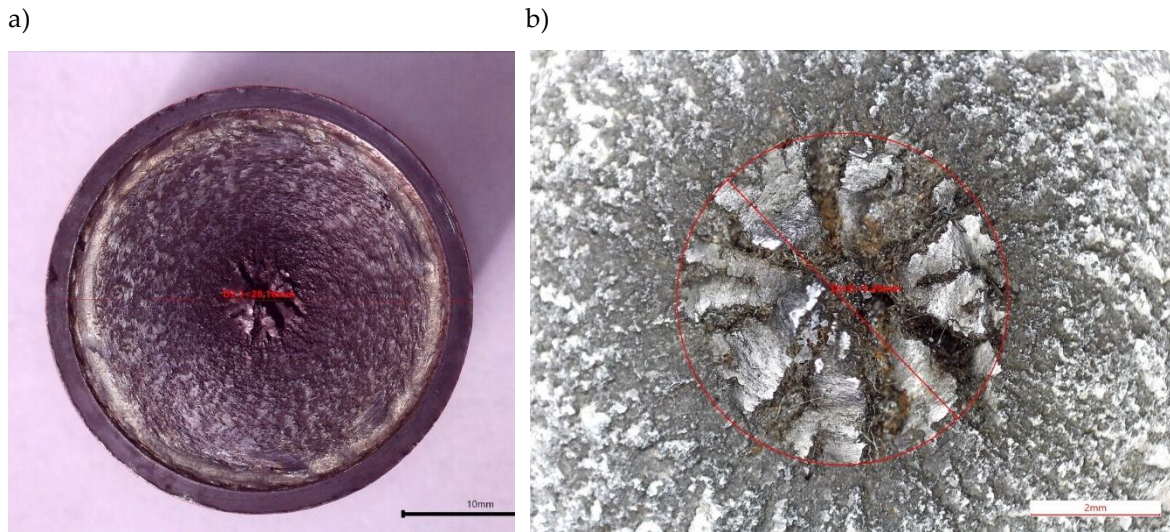
$$\frac{\log(10^3) - \log(10^6)}{\log(S_{1000}) - \log(Z_{so})} = \frac{\log(10^3) - \log(N_f)}{\log(S_{1000}) - \log(S_N)} \quad (25)$$

Z tej zależności wylicza się liczbę cykli pracy samochodu do zniszczenia półosi:

$$N_f = 98\,578 \text{ cykli} \quad (26)$$

3.5. Analiza fraktograficzna

Analizując wyniki badań fraktograficznych w postaci zdjęć przełomów nie można było wskazać ognisk pęknięcia (rys. 2a). Powodem tego jest zatarcie się powierzchni pęknięcia w wyniku obrotu obu części półosi. Widoczne są za to przełomy doraźne powstałe w ostatnim etapie zniszczenia osi (rys. 2b). Ich średnice wynoszą 6,4 mm oraz 5,2 mm. Mała średnica strefy resztkowej, w stosunku do średnicy przekroju wynoszącej ok. 25 mm, świadczy o tym, że uszkodzenie spowodowane jest przez naprężenie wynikające z koncentracji w miejscu karbu. Strefa zniszczenia doraźnego ma cechy pęknięcia plastycznego, natomiast przełom zmęczeniowy ma charakter transkryystalicznego, łupliwego pęknięcia kruchego. Zauważono ogniska korozji, które powstały w wyniku pracy w wilgotnym i zanieczyszczonym środowisku.



Rys. 2. Widok przełomu zmęczeniowego (a), powiększenie strefy resztkowej (b) [5]
Fig. 2. View of the fatigue breakthrough (a), enlargement of the residual zone (b) [5]

4. Wnioski

Przyczynami uszkodzenia zmęczeniowego półosi były: ciężkie warunki eksploatacji pojazdu, wysoki współczynnik działania karbu, niska jakość materiału półosi.

Zakładając, że w normalnych („niesportowych”) warunkach eksploatacji, maksymalna wartość naprężenia skręcającego 217 MPa osiągnięta jest do 10 razy w ciągu dnia, bezpieczne użytkowanie samochodu jest możliwe przez okres ok. 30 lat. Natomiast w warunkach sportowych, zakładając, że cykl ten realizowany jest 70 razy dziennie, okres trwałości zmęczeniowej wynosi już tylko 3,5 roku. Wyniki te przekonują, że projekt i wykonanie półosi przez producenta były poprawne.

Fakt, że półosie są narażone na zniszczenie zmęczeniowe, powinien uzmysłowić kierowcom możliwości wystąpienia takiego rodzaju awarii. Jest to bardzo ważne, jeśli samochód jest wyposażony w mechanizm różnicowy, bo wówczas uszkodzenie półosi spowoduje całkowite unieruchomienie pojazdu. Nagłe zatrzymanie pojazdu może stwarzać ogromne zagrożenie w ruchu drogowym.

Na podstawie przeprowadzonych badań określono zalecenia projektowe mogące poprawić ich właściwości eksploatacyjne półosi. Aby uniknąć tego rodzaju pęknięć zaleca się mianowicie:

- wprowadzenie podcięcia określonego w normie PN – 58/M-02043.
- zmniejszenie wartości współczynnika działania karbu, poprzez przeprowadzenie obróbki cieplnej polegającej na hartowaniu powierzchniowym [4].
- zmianę gatunku stali na stal C55.

Bibliografia

- [1] Dąbrowski, Z., „Wały maszynowe”, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1999.
- [2] Kocańda, S., Szala, J., „Podstawy obliczeń zmęczeniowych”, wyd. 2, Państwowe Wydawnictwa Naukowe, Warszawa 1991.
- [3] Loth, E., „Poradnik mechanika samochodowego”, część III, rozdział 6, Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa 1955.

- [4] Niezgodziński, M. i. T., „Obliczenia zmęczeniowe elementów maszyn”, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1973.
- [5] Rachwał, M., „Analiza zmęczenia uszkodzonej pólki napędowej”, praca inżynierska, Wydział Inżynierii Mechanicznej Politechniki Bydgoskiej, Bydgoszcz 2022.



© 2022 by the authors. Submitted for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).