REDAKCJA NAUKOWA

ROLAND PAWLICZEK
ROBERT OWSINSKI
TADEUSZ ŁAGODA

PROJEKTOWANIE, BUDOWA I EKSPLOATACJA MASZYN
cz. I

POLITECHNIKA OPOLSKA 2021

Studia i Monografie
z. 558

Projektowanie, budowa i eksploatacja maszyn

Redakcja naukowa
Roland PAWLICZEK
Robert OWSIŃSKI
Tadeusz ŁAGODA

ISSN 1429-6063
ISBN 978-83-66903-09-8

Opole 2021 POLITECHNIKA OPOLSKA

POLITECHNIKA OPOLSKA

KOMITET REDAKCYJNY

Małgorzata ADAMSKA, Piotr GÓRSKI, Mariusz MIGAŁA
Piotr NIESŁONY – przewodniczący, Dariusz ROZUMEK
Beata ŚWIERCZEWSKA, Marek WASILEWSKI, Stefan WOLNY

Recenzenci:
dr hab. inż. Marek Barski, Politechnika Krakowska
prof. dr hab. inż. Zdzisław Bogdanowicz, Wojskowa Akademia Techniczna w Warszawie
prof. dr hab. inż. Grzegorz Budzik, Politechnika Rzeszowska
prof. dr hab. inż. Andrzej Chudzikiewicz, Politechnika Warszawska
dr hab. inż.. Grzegorz Domek, Uniwersytet Kazimierza Wielkiego w Bydgoszczy
dr hab. inż. Józef Drewniak, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej
dr hab. inż. Piotr Folęga, Politechnika Śląska w Gliwicach
dr hab. inż. Jarosław Gałkiewicz, Politechnika Świętokrzyska w Kielcach
prof. dr hab. inż. Katarzyna Gawdzińska, Akademia Morska w Szczecinie
dr hab. inż. Rafał Grzejda, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie
dr hab. inż. Michał Hać, Politechnika Warszawska
prof. dr hab. inż. Józef Jonak, Politechnika Lubelska
prof. dr hab. inż. Krzysztof Jóźwik, Politechnika Łódzka
prof. dr hab. inż. Tadeusz Łagoda, Politechnika Opolska
dr hab. inż. Tomasz Machniewicz, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie
prof. dr hab. inż. Jarosław Mamala, Politechnika Opolska
prof. dr hab. inż. Tadeusz Markowski, Politechnika Rzeszowska
prof. dr hab. inż. Adam Niesłony, Politechnika Opolska
dr hab. inż. Roland Pawliczek, Politechnika Opolska
prof. dr hab. inż. Bogdan Posiadała, Politechnika Częstochowska
prof. dr hab. inż. Paweł Pyrzanowski, Politechnika Warszawska
prof. dr hab. inż. Stanisław Radkowski, Politechnika Warszawska
prof. dr hab. inż. Janusz Sempruch, Politechnika Bydgoska
prof. dr hab. inż. Tadeusz Smolnicki, Politechnika Wrocławska
dr hab. inż. Dariusz Szpica, Politechnika Białostocka
prof. dr hab. inż. Andrzej Tomporowski, Politechnika Bydgoska
dr inż. Janusz Torzewski, Wojskowa Akademia Techniczna w Warszawie
prof. dr hab. inż. Michał Wasilczuk, Politechnika Gdańska
dr hab. inż. Marek Wyleżoł, Politechnika Śląska w Gliwicach
dr hab. inż. Wojciech Żurowski, Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny w Radomiu

Projekt okładki
Małgorzata Futkowska

Komitet Redakcyjny Wydawnictw Politechniki Opolskiej
ul. Prószkowska 76

© Copyright by Politechnika Opolska 2021

Opublikowano z materiałów powierzonych przez autorów.
Ark. wyd. 14,0. Ark. druk. 14,0.
Wydano w formie PDF.

SPIS TREŚCI

PRZEDMOWA……5

1. **MICHAŁ BATSCH, TADEUSZ MARKOWSKI**
KOREKCJA ASYMETRYCZNEGO ZAZĘBIENIA EWOLWENTOWEGO ……..7
2. **SZYMON BECZAŁA, PAWEŁ CHRZANOWSKI**
PROTOTYP UKŁADU WYDECHOWEGO O ZMIENNEJ GEOMETRII DO SILNIKA DWUSUWOWEGO…….15
3. **KATARZYNA BULANDA, MARIUSZ OLEKSY, RAFAŁ OLIWA, DARIUSZ KRAJEWSKI, KAMIL CZECH, GRZEGORZ BUDZIK, ŁUKASZ PRZESZŁOWSKI**
WŁAŚCIWOŚCI UŻYTKOWE KOMPOZYTÓW POLIMEROWYCH STOSOWANYCH W TECHNOLOGII SZYBKIEGO PROTOTYPOWANIA ……...31
4. **RAFAŁ DUDEK, SŁAWOMIR RUTKOWSKI**
WYBRANE PROBLEMY REGENERACJI ELEMENTÓW MASZYN W KOPALNIACH ODKRYWKOWYCH ……..47
5. **ANNA GNACY-GAJDZIK, PIOTR PRZYSTAŁKA**
IDENTYFIKACJA ANOMALII WYWOŁUJĄCYCH FAŁSZYWIE NEGATYWNE WYNIKI W PROCESIE TESTOWANIA OPROGRAMOWANIA WBUDOWANEGO ……61
6. **ROBERT KOSTUREK, LUCJAN ŚNIEŻEK, JANUSZ TORZEWSKI**
WYBRANE PROBLEMY NISKOCYKLOWEGO ZMĘCZENIA POŁĄCZEŃ FSW ……..……73
7. **DARIUSZ KRAJEWSKI, MARIUSZ OLEKSY, RAFAŁ OLIWA, KATARZYNA BULANDA, KAMIL CZECH**
WPŁYW MODYFIKACJI MATERIAŁU OSNOWY STOSOWANEJ DO WYROBU KOMPOZYTÓW POLIMEROWYCH NA JEJ PRZEWODNICTWO ELEKTRYCZNE ORAZ WYBRANE WŁAŚCIWOŚCI MECHANICZNE……
85
8. **ROMAN KRÓL, KAZIMIERZ KRÓL**
OPTYMALIZACJA NIELINIOWA PRZEKŁADNI CYKLOIDALNEJ Z OGRANICZENIAMI RÓWNOŚCIOWYMI NA WYMIARY OBUDOWY ……95
9. **TADEUSZ ŁAGODA, PAWEŁ KRYSIŃSKI, AGATA SIERAKOWSKA, TOMASZ CIEŚLAK, SŁAWOMIR MAŁYS, CEZARY BOROWIECKI**
BADANIA POŁĄCZEŃ ADHEZYJNYCH W PRZEMYŚLE KOLEJOWYM……109
10. **TOMASZ MACURA, ANNA TIMOFIEJCZUK**
METODA FOLLOW THE SUN W PROJEKTOWANIU DLA BRANŻY MOTORYZACYJNEJ……123

11. **KAMIL MALAWSKI, RAFAŁ GRZEJDA**
OCENA STOPNIA SAMOCZYNNEGO LUZOWANIA POŁĄCZEŃ ŚRUBOWYCH……131
12. **DAWID MROCZKOWSKI, MAREK WYLEŻOŁ**
OPTYMALIZACJA TOPOLOGICZNA KONSTRUKCJI RAMY ROWEROWEJ……141
13. **RAFAŁ OLIWA**
OGNIOODPORNE KOMPOZYTY POLIMEROWO-WŁÓKNISTE STOSOWANE W KOLEJNICTWIE……157
14. **ROBERT PASZKOWSKI, FILIP JÓŹWIAK**
ZASTOSOWANIE INŻYNIERII ODWROTNEJ W PROCESIE REKONSTRUKCJI GRANATNIKA WZ.36……167
15. **PIOTR SWACHA, ADAM LIPSKI**
BADANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ W ZAKRESIE GIGACYKLOWYM PRZY ZASTOSOWANIU REZONANSOWEJ MASZYNY WYTRZYMAŁOŚCIOWEJ. BUDOWA I ZASADA DZIAŁANIA……179
16. **DARIUSZ SZPICA, ROMAN KACZYŃSKI**
UWZGLĘDNIENIE ZMIENNEJ SZTYWNOŚCI SKRĘTNEJ W MODELOWANIU DWUMASOWEGO KOŁA ZAMACHOWEGO……191
17. **GRZEGORZ ŚWIACZNY, MAREK WYLEŻOŁ**
EFEKTYWNE TWORZENIE MODELI 3D Z UŻYCIEM SYSTEMÓW KLASY CAx ……207
STRESZCZENIE……219

PRZEDMOWA

Niniejsza monografia stanowi zbiór wybranych pełnych prac, które były zaprezentowane i wygłoszone na Jubileuszowym XXX Sympozjonie Podstaw Konstrukcji Maszyn, który odbył się w dniach 13-14 września 2021 r. pierwszy raz w swojej historii w sposób zdalny – on-line. Organizację tego wydarzenia powierzono Politechnice Opolskiej w ramach dyscypliny Inżynierii Mechanicznej. Zakres tematyczny konferencji obejmował szeroko pojętą problematykę projektowania maszyn i urządzeń, nowoczesnych materiałów konstrukcyjnych a także związanym z tym problemom eksploatacyjnym i diagnostycznym, optymalizacji konstrukcji oraz ich automatyzacją i sterowaniem. Zagadnienia problemowe poruszane na Sympozjonie PKM są aktualne oraz interesujące, o czym świadczyło ponad 100 uczestników zarówno reprezentujących uczelnie wyższe i instytuty badawcze jak i przemysł.

Tematyka monografii skupia się na zagadnieniach technik projektowania elementów maszyn, połączeniach stosowanych w konstrukcji maszyn, oceny ich funkcjonowania oraz wykorzystywanych materiałach konstrukcyjnych i ich właściwościach.

Rozdziały niniejszej monografii stanowią zbiór zagadnień z obszaru projektowania maszyn oraz ich elementów konstrukcyjnych.

Organizatorzy konferencji dziękują wszystkim Autorom za opracowanie rozdziałów monografii, a Recenzentom za ich wnikliwą ocenę.

Roland Pawliczek
Robert Owsiński
Tadeusz Łagoda

MICHAŁ BATSCH[1], TADEUSZ MARKOWSKI[2]
[1]Katedra Konstrukcji Maszyn, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, e-mail: mbatsch@prz.edu.pl
[2]Katedra Konstrukcji Maszyn Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, e-mail: tmarkow@prz.edu.pl

KOREKCJA ASYMETRYCZNEGO ZAZĘBIENIA EWOLWENTOWEGO

Abstract: Paper presents the methodology of addendum modification for asymmetric involute spur gears. Evaluation of the possibility of performing such modification in comparison with standard symmetric tooth profile was also made. Moreover, the example of the geometry of gear meshes modified for required centre distance with profile shift coefficients obtained for balancing the specific sliding was given.

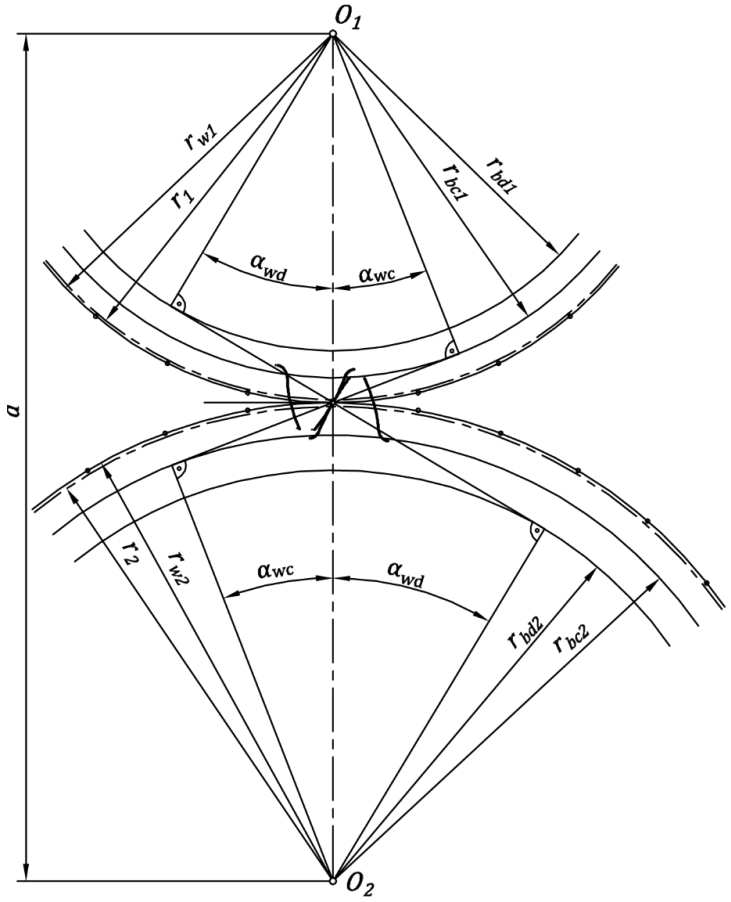
1. WPROWADZENIE

Współczesne przekładnie zębate powinny charakteryzować się cichobieżnością pracy, dokładnością kinematyczną oraz dużą nośnością przy zachowaniu jak najmniejszych rozmiarów. Badacze oraz inżynierowie starają się ciągle udoskonalać przekładnie zębate mając na uwadze między innymi zwiększenie ich wydolności oraz sprawności. Uzyskuje się to dzięki rozwojowi inżynierii materiałowej [1,2] lub dzięki zastosowaniu nietypowej geometrii zazębień [3–6]. Powszechnie stosowanym zarysem zębów w przekładniach zębatych jest zarys ewolwentowy symetryczny o stosunkowo małym kącie zarysu α=20º, w którym w przypadku zazębienia zewnętrznego wypukły bok zęba zębnika współpracuje z wypukłym bokiem zęba koła. Charakter tej współpracy jest niekorzystny w uwagi na naprężenia powierzchniowe. Alternatywą dla konwencjonalnego zarysu ewolwentowego jest zastosowanie jego niesymetrycznej odmiany [7]. Wówczas dla strony napędowej zęba stosuje się zwiększony kąt przyporu co powoduje zmniejszenie naprężeń powierzchniowych. Zarys ten pozwala na zwiększenie nośności jedynie dla przekładni pracujących z pełnym obciążeniem tylko w jednym kierunku lub także przy mniejszym obciążeniu w kierunku przeciwnym. Do zalet zarysu asymetrycznego można zaliczyć ponadto [8]: zmniejszenie naprężeń u podstawy, polepszenie warunków poślizgu, zwiększenie stosunku nośności do wymiarów pary zębatej, dłuższą żywotność, zmniejszenie hałasu i drgań, zwiększenie niezawodności. Należy również podkreślić, że stosowanie zwiększonego kąta przyporu powoduje zwiększenie nacisków łożyskowych co ma kluczowe znaczenie w przypadku napędów modernizowanych, dla których należy sprawdzić nośność łożysk w nowych warunkach pracy. W literaturze światowej można odnaleźć wiele prac poświęconych zazębieniom asymetrycznym. Dla tego typu zazębień prowadzone były symulacje wytrzymałościowe metodą elementów skończonych [9,10]. Opracowano również modele optymalizacyjne mające na celu minimalizację naprężeń u podstawy [11,12] czy też redukujące masę i rozmiary przekładni [13]. Wiele

prac poświęcono projektowaniu geometrii uzębienia asymetrycznego łącznie z analizą styku [13-19]. Rozważano przy tym również asymetryczne zazębienia wewnętrzne [20]. W literaturze krajowej brak jest dotychczas opublikowanych wyników badań odnoszących się do zazębień asymetrycznych. Niniejsza praca przedstawia metodykę prowadzenia korekcji niesymetrycznych zazębień ewolwentowych.

2. PRZESUNIĘCIE ZARYSU KÓŁ NA ZADANĄ ODLEGŁOŚĆ OSI

Korekcja zazębienia zostanie rozpatrzona dla przekładni walcowej o zębach prostych z asymetrycznym ewolwentowym zarysem zębów (Rys. 1).



***Rys. 1**. Korekcja niesymetrycznego zazębienia ewolwentowego*

Zarys zęba wyznaczają dwie ewolwenty o kątach zarysu na średnicy podziałowej α_d i α_c odpowiednio dla strony czynnej oraz biernej zęba. Tym samym w jednym kole zębatym występują dwa okręgi zasadnicze, których promienie są określone zależnościami:

$$\begin{aligned} r_{bc1,2} &= r_{1,2}\cos\alpha_c = 0.5mz_{1,2}\cos\alpha_c, \\ r_{bd1,2} &= r_{1,2}\cos\alpha_d = 0.5mz_{1,2}\cos\alpha_d, \end{aligned} \tag{1}$$

gdzie: $r_{1,2}$ to promienie podziałowe odpowiednio zębnika lub koła, $z_{1,2}$ to liczby zębów, m to moduł kół zębatych. Wymagana odległość osi a jest sumą promieni tocznych

$$a = r_{w1} + r_{w2}. \tag{2}$$

Ponadto korzystając z Rys. 1 można zapisać:

$$\begin{aligned} r_{w1} &= \frac{r_{bc1}}{\cos\alpha_{wc}} = \frac{r_{bd1}}{\cos\alpha_{wd}}, \\ r_{w2} &= \frac{r_{bc2}}{\cos\alpha_{wc}} = \frac{r_{bd2}}{\cos\alpha_{wd}}. \end{aligned} \tag{3}$$

Uwzględniając zależności (3) i (1) we wzorze (2) uzyskuje się

$$a = 0.5m(z_1 + z_2)\frac{\cos\alpha_c}{\cos\alpha_{wc}} = 0.5m(z_1 + z_2)\frac{\cos\alpha_d}{\cos\alpha_{wd}}. \tag{4}$$

Następnie przyjmując, że $a_d=0,5m(z_1+z_2)$ jest zerową odległością osi, wyznacza się zależność do obliczeń tocznych kątów przyporu dla strony czynnej oraz biernej

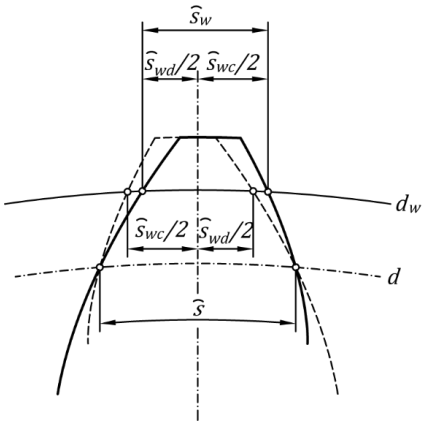
$$\cos\alpha_{wc,d} = \frac{a_d}{a}\cos\alpha_{c,d} \tag{5}$$

W celu wyprowadzenia wzoru na sumę nominalnych współczynników przesunięcia zarysu zakłada się zazębienie bez luzu obwodowego tzn. równość sumy grubości zębów mierzonych po łuku okręgów tocznych i podziałki tocznej

$$\pi m_w = \overset{\frown}{s}_{w1} + \overset{\frown}{s}_{w2}, \tag{6}$$

gdzie m_w to moduł toczny. Grubości zębów mierzone po łukach okręgów tocznych występujące we wzorze (6), zgodnie z rysunkiem 2 można wyrazić w postaci $\overset{\frown}{s}_{w1} = \frac{\overset{\frown}{s}_{wd1}}{2} + \frac{\overset{\frown}{s}_{wc1}}{2}$ i $\overset{\frown}{s}_{w2} = \frac{\overset{\frown}{s}_{wd2}}{2} + \frac{\overset{\frown}{s}_{wc2}}{2}$, gdzie $\overset{\frown}{s}_{wd1,2}$ jest grubością symetrycznego zęba o kącie zarysu α_d, a $\overset{\frown}{s}_{wc1,2}$ jest grubością symetrycznego

zęba o kącie zarysu α_c na średnicy tocznej. Indeksy 1 i 2 odnoszą się odpowiednio do zębnika i koła.



***Rys. 2**. Szkic do wyznaczania grubości zęba asymetrycznego na średnicy tocznej, gdzie: d - średnica podziałowa, d_w – średnica toczna, $\widehat{s}$ – grubość zęba na średnicy podziałowej, $\widehat{s}_w$ – grubość zęba na średnicy tocznej*

Stosując znaną dla symetrycznych zarysów zależność (7) [21] w równaniu (6), uzyskano sumę współczynników przesunięcia zarysu (8):

$$\widehat{s}_{wd1,d2,c1,c2} = m_w z_{1,2}\left(\frac{\pi/2+2x_{1,2}\tan\alpha_{c,d}}{z_{1,2}} + \mathrm{inv}\,\alpha_{c,d} - \mathrm{inv}\,\alpha_{wc,d}\right), \quad (7)$$

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1+z_2}{2}\cdot\frac{\mathrm{inv}\,\alpha_{wd}+\mathrm{inv}\,\alpha_{wc}-(\mathrm{inv}\,\alpha_d+\mathrm{inv}\,\alpha_c)}{\tan\alpha_d+\tan\alpha_c}, \quad (8)$$

gdzie invα=tanα-α jest funkcją ewolwentową kąta α. Chcąc skorygować zazębienie na zadaną odległość osi *a*, w pierwszej kolejności z zależności (5) należy obliczyć toczne kąty przyporu dla strony czynnej oraz biernej zęba. Następnie oblicza się sumę współczynników przesunięcia zarysu ze wzoru (8) i postępuje się tak jak dla symetrycznej odmiany zazębienia.

3. KOREKCJA Z USTALONYMI WARTOŚCIAMI WSPÓŁCZYNNIKÓW PRZESUNIĘCIA ZARYSU

Z uwagi na występowanie dwóch różnych kątów przyporu ten rodzaj korekcji jest trudniejszy do przeprowadzenia. Przekształcając zależność (8) oraz (4) można zapisać układ równań

$$\begin{cases} \operatorname{inv}\alpha_{wd} + \operatorname{inv}\alpha_{wc} = \frac{2(x_1+x_2)(\tan\alpha_d+\tan\alpha_c)}{z_1+z_2} + \operatorname{inv}\alpha_d + \operatorname{inv}\alpha_c \\ \frac{\cos\alpha_c}{\cos\alpha_{wc}} = \frac{\cos\alpha_d}{\cos\alpha_{wd}} \end{cases}. \quad (9)$$

Przyjmując, że znane są współczynniki przesunięcia zarysu x_1 i x_2 układ równań (9) jest nieliniowym układem równań algebraicznych z niewiadomymi tocznymi kątami przyporu α_{wd} i α_{wc}. Można go rozwiązać w sposób numeryczny np. poprzez zastosowanie algorytmu typu „trust-region" [22]. Wówczas uzyskane wyniki po podstawieniu do wzoru (5) pozwalają na obliczenie wymaganej odległości osi a.

4. PORÓWNANIE Z KONWENCJONALNĄ PRZEKŁADNIĄ O SYMETRYCZNYM ZARYSIE ZĘBÓW

W celu porównania możliwości prowadzenia korekcji dla przekładni konwencjonalnej oraz z niesymetrycznym zarysem zębów, sporządzono wykresy konturowe. Określają one obszar na płaszczyźnie x_1-x_2 możliwych do zastosowania kombinacji współczynników przesunięcia zarysu z uwagi na:

- uniknięcie zaostrzenia głowy zęba ($s_a \geq 0.4m$), linie 5 i 5' na Rys. 3,
- uniknięcie interferencji zębów ($\alpha_E \geq \alpha_F$), linie 4 i 4' na Rys. 3,
- zapewnienie odpowiedniego stopnia pokrycia ($\varepsilon_\alpha \geq 1.2$), linie 3 i 3' na Rys. 3,
- uniknięcie podcięcia zęba ($x \geq x_g$), linie 1 i 2 na Rys. 3.

Rysunek 3 przedstawia porównanie wykresów konturowych dla par kół zębatych o liczbie zębów $z_1=27$, $z_2=35$ i module $m=4mm$ z symetrycznym i asymetrycznym zarysem zębów, przy czym średnice głów i stóp zębów były wyznaczane odpowiednio ze wzorów (10) i (11):

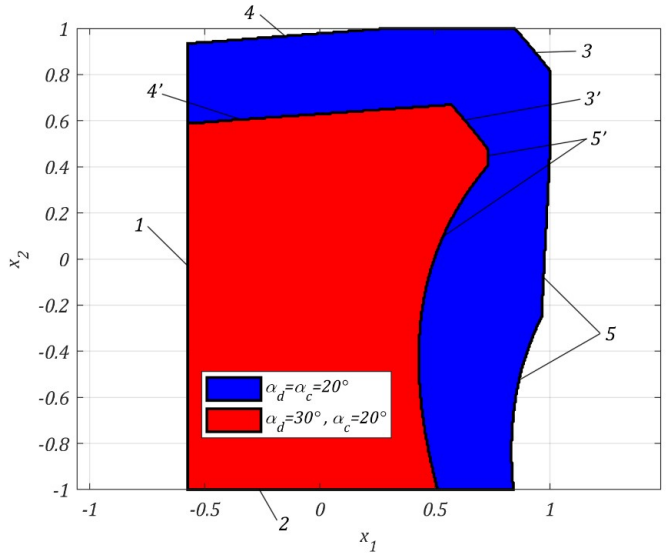
$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m\left(h_a^* + x_{1,2} - k\right), \quad (10)$$

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2m\left(h_f^* + x_{1,2}\right), \quad (11)$$

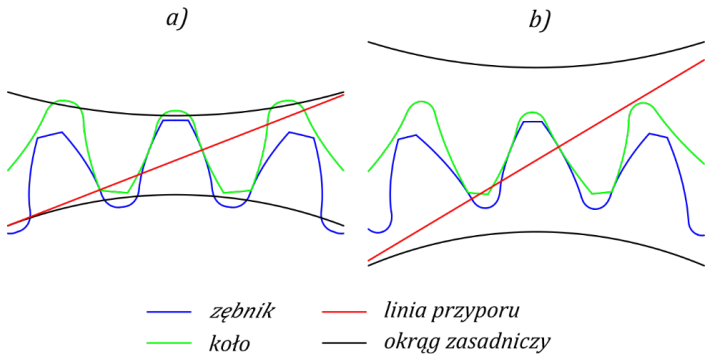
gdzie: $h_a^* = 1$ to współczynnik wysokości głowy zęba, $h_f^* = 1.25$ to współczynnik wysokości stopy zęba, $k = (a_d + (x_1 + x_2)m - a)/m$ to współczynnik skrócenia głowy zęba.

Możliwość prowadzenia korekcji jest ograniczona dla zazębień asymetrycznych w stosunku do zazębień symetrycznych, przy czym ograniczenie to jest większe im większy jest kąt zarysu strony czynnej. W szczególności dla dużych wartości kąta przyporu prowadzenie optymalizacji rozkładu współczynników przesunięcia zarysu może być utrudnione.

Na rysunku 4 zaprezentowano przykłady zazębień przekładni analizowanych poprzednio, korygowanych na odległość osi $a=125mm$ ze współczynnikami przesunięcia zarysów dobranymi w sposób zapewniający równość prędkości poślizgu na początku i na końcu przyporu.



***Rys. 3**. Wykresy konturowe dla pary z_1=27, z_2=35, m=4mm*



***Rys. 4**. Porównanie geometrii zarysów: a) zazębienie symetryczne x_1=0,1916, x_2=0,0658, b) zazębienie asymetryczne x_1=0,1517, x_2=0,1030*

Współczynniki te dobrano metodą iteracyjną wg wytycznych zawartych w załączniku A normy [23], zgodnie z równaniem

$$\left(\frac{C_6}{C_1}-1\right)\left(\frac{C_6}{C_5}-1\right)=\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2, \tag{12}$$

gdzie: $C_6 = a\sin\alpha_{wd}$, $C_1 = C_6 - \sqrt{r_{a2}^2 - r_{bd2}^2}$, $C_5 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{bd1}^2}$.

5. PODSUMOWANIE

W pracy zaprezentowano metodykę prowadzenia korekcji asymetrycznych ewolwentowych zazębień przekładni walcowych o zębach prostych. Dokonano oceny możliwości prowadzenia korekcji w stosunku do konwencjonalnych symetrycznych zarysów. Ponadto podano przykład geometrii zazębień korygowanych na ustaloną odległość osi z rozkładem współczynników przesunięcia zarysów wyrównującym prędkość poślizgu na początku i na końcu przyporu.

Na podstawie przeprowadzonych analiz stwierdzono, że możliwość przesunięcia asymetrycznego zarysu kół zębatych jest ograniczona w stosunku do zarysów symetrycznych. Fakt ten może powodować pewne trudności w prowadzeniu optymalizacji rozdziału sumy współczynników przesunięcia zarysu na poszczególne koła. Niemniej jednak przywołane we wprowadzeniu niewątpliwe zalety tego typu zazębień przemawiają za celowością ich stosowania.

LITERATURA

[1] ROKICKI P., DYCHTOŃ K., DRAJEWICZ M., RAGA K., NOWOTNIK A., KUBIAK K.: Thermal analysis of low alloyed steel for heavily-loaded aircraft engine transmission gears. Advances in Manufacturing Science and Technology. 2015, 39(3), pp. 43-50.

[2] ROKICKI P., DYCHTOŃ K., NOWOTNIK A., DRAJEWICZ M., SIENIAWSKI J., KURKOWSKI D., WIERZBIŃSKA M., JAKUBOWICZ G., BUDZIK G.: Determination of heat treatment parameters for heavily-loaded aircraft engine components. Journal of KONES. 2013, 20(2), pp. 349-354.

[3] BATSCH M, MARKOWSKI T, LEGUTKO S, KRÓLCZYK G. M.: Measurement and mathematical model of convexo-concave Novikov gear mesh. Measurement. 2018, 125, pp. 516-526

[4] BATSCH M., MARKOWSKI T.: Comparative fatigue testing of gears with involute and convexo-concave teeth profiles. Advances in Manufacturing Science and Technology. 2016, 40(2), pp. 5-25.

[5] LI X, LI C, CHEN B, LIANG D.: Design and investigation of a cycloid helical gear drive. Journal of Mechanical Science and Technology. 2017,31(9), pp. 4329-4336

[6] BATSCH M.: Mathematical model and tooth contact analysis of convexo-concave helical bevel Novikov gear mesh. Mechanism and Machine Theory. 2020, 149, pp. 103842

[7] KAPELEVICH A. L.: Asymmetric Gearing. CRC Press, 2018.

[8] BRECHER C., SCHAFER J.: Potentials of asymmetric tooth geometries for the optimisation of involute cylindrical gears. VDI BERICHTE. 2005, 1904(1), pp. 705.

[9] DEBRECZENI D., BOGNÁR G.: Analytical and FE calculations for determining the nominal tooth root stress for external, cylindrical gears with symmetric and asymmetric profile. Journal of Physics: Conference Series. 2020, 1564(1), pp. 012020.
[10] LITVIN F.L., LIAN Q., KAPELEVICH A.L.: Asymmetric modified spur gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress analysis. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 2000, 188(1-3), pp. 363–390.
[11] KAPELEVICH A., SHEKHTMAN Y.: Tooth fillet profile optimization for gears with symmetric and asymmetric teeth. Gear Technology. 2009, 26(7), pp. 73–79.
[12] MO S., MA S., JIN G.: Research on composite bending stress of asymmetric gear in consideration of friction, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2019, 233(8), pp. 2939–2955.
[13] FRANCESCO G. Di, MARINI S.: Structural analysis of asymmetrical teeth: reduction of size and weight. Gear Technology. 1997, 9-10, pp. 47–48.
[14] ALEX K.: Direct Design of Asymmetric Gears: Approach and Application. Proceedings of MPT2009-Sendai JSME International Conference on Motion and Power Transmissions. 2009, pp. 13–15.
[15] KAPELEVICH A.: Direct gear design for asymmetric tooth gears. Theory and Practice of Gearing and Transmissions. 2016, pp. 117–143.
[16] SEKAR R.P.: MUTHUVEERAPPAN G.: Estimation of tooth form factor for normal contact ratio asymmetric spur gear tooth. Mechanism and Machine Theory. 2015, 90, pp. 187–218.
[17] KAPELEVICH A.: Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth, Mechanism and Machine Theory. 2000, 35(1), pp. 117–130.
[18] YANG S.-C.: Mathematical model of a helical gear with asymmetric involute teeth and its analysis, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2005, 26(5-6), pp. 448–456.
[19] DIFRANCESCO G., MARINI S.: Structural analysis of teeth with asymmetrical profiles. Gear Technology. 1997, 7-8, pp. 16–22.
[20] YANG S.-C.: Study on an internal gear with asymmetric involute teeth. Mechanism and Machine Theory. 2007, 42(8), pp. 977–994.
[21] OCHĘDUSZKO K.: Koła Zębate: Konstrukcja. WNT, 2010.
[22] NOCEDAL J., WRIGHT S.: Numerical Optimization. 2nd ed. Springer-Verlag, 2006.
[23] AGMA 901-A92: A Rational Procedure for the Preliminary Design of Minimum Volume Gears. AGMA, 1992.

SZYMON BECZAŁA[1], PAWEŁ CHRZANOWSKI[2]
[1]Politechnika Śląska w Gliwicach, szymbec643@student.polsl.pl
[2]Politechnika Śląska w Gliwicach, pawel.chrzanowski@polsl.pl

PROTOTYP UKŁADU WYDECHOWEGO O ZMIENNEJ GEOMETRII DO SILNIKA DWUSUWOWEGO

Abstract: The paper presents the results of research conducted in the field of design, construction and verification of the prototype of the exhaust system with variable geometry for two-stroke engine. A test plan is discussed for the fabricated exhaust system, and the results of testing on a motorcycle inertial chassis dynamometer are further included. The results of this study show that a variable geometry exhaust system has a lot of potential.

1. WSTĘP

W wyniku przeglądu literatury napotkano na kilka rozwiązań oraz patentów dotyczących układów wydechowych o zmiennej geometrii [2, 3], [5-7]. Na podstawie wnikliwej analizy skąpej w tym zakresie literatury stwierdzono, iż żaden z wymienionych patentów nie opisywał rozwiązań potencjalnych problemów z uszczelnieniem przesuwających się elementów, które mogą być narażone na wysoką temperaturę dochodzącą do 650˚C [4]. Większość z nich była jedynie opisem koncepcji i nie zawierała rozwiązań konstrukcyjnych. Nie znaleziono także żadnych opublikowanych wyników testów opatentowanych układów wydechowych o zmiennej geometrii. Jedyna wzmianka o budowie prototypu takiego obiektu pochodzi ze znanego serwisu internetowego [8], ale na zamieszczonym tam filmie widać, że zmiana długości komory rezonansowej jest realizowana w innym miejscu - na kolektorze, a nie sekcji środkowej. Nie zostały opublikowane żadne wyniki testów pokazanego rozwiązania. Autor opisuje jedynie swoje spostrzeżenia, w których wskazuje na wyraźne zwiększenie zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika, w którym zamontowany został układ. Wskazuje także na stosunkowo szybkie zużycie uszczelnienia, w miejscu, gdzie odbywa się ruch elementów - w tym wypadku na połączeniu dwóch części kolektora, którego konstrukcja nie została opisana.

Budowa i testy prototypu układu wydechowego o zmiennej geometrii wydają się uzasadnione z uwagi na brak informacji o rzeczywistych korzyściach płynących z jego zastosowania w silniku dwusuwowym oraz rozwiązaniu potencjalnych problemów z uszczelnieniem połączenia pomiędzy przesuwającymi się elementami.

Układ wydechowy o zmiennej geometrii znajdzie zastosowanie w małych silnikach dwusuwowych do napędu pojazdów. Silniki takie są ciągle wykorzystywane w motocyklach - szczególnie typu cross oraz enduro.

Celem opracowania układu wydechowego o zmiennej geometrii jest zwiększenie zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika powodujący wzrost elastyczności rozumianej tutaj jako zdolności silnika do przystosowania się do zmiany obciążenia, zmniejszenie zużycia paliwa oraz poprawę czystości

spalin co może pomóc w spełnieniu coraz bardziej restrykcyjnych norm prawnych chroniących środowisko naturalne.

2. PROJEKT I KONSTRUKCJA PROTOTYPU

Układ wydechowy o zmiennej geometrii został zaprojektowany z uwzględnieniem założeń konstrukcyjnych opisanych w [1]. Ma on współpracować z jednostką napędową o nazwie kodowej D50B0 produkowanej przez koncern Piaggio. Jest to silnik dwusuwowy o pojemności 50 cm^3, chłodzony cieczą stosowany do napędu wielu motorowerów, jak Aprilia SX 50 czy Derbi Senda. Parametry jednostki napędowej niezbędne do opracowania postaci konstrukcyjnej układu wydechowego o zmiennej geometrii zostały zestawione w Tabeli 1.

Tabela 1.

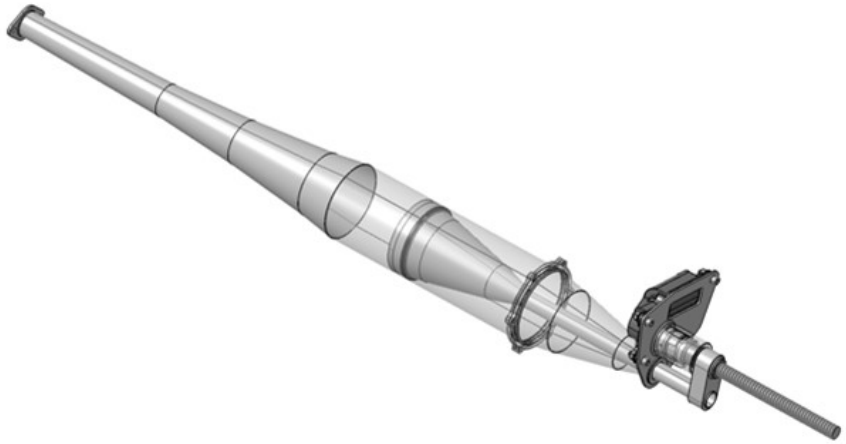
Parametry silnika D5080

Parametr	Wartość	Jednostka
Czas otwarcia okna wydechowego ED	185	*OWK
Długość kanału wydechowego EL	48	mm
Średnica kanału wydechowego D_1	28	mm

Jako nadrzędny cel postawiony projektowanemu obiektowi technicznemu uznano poszerzenie zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika o co najmniej 30%, co stanowi około 2000 obr/min dla opisanego powyżej silnika. Ze względu na przewidywane zastosowanie układu wydechowego o zmiennej geometrii do napędu lekkich pojazdów, musi się on charakteryzować także możliwie niską masą, niewielkimi gabarytami oraz nieskomplikowaną budową. Poniżej wyszczególniono wszystkie założenia konstrukcyjne do budowy układu [1]:

- zwiększenie zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika o co najmniej 30% poprzez możliwość zmiany geometrii komory rezonansowej w czasie pracy silnika,
- możliwie niska masa,
- prosta budowa,
- maksymalna długość układu 1500 mm,
- maksymalna średnica walcowej części komory rezonansowej 100 mm.

Wg przyjętych założeń opracowany został model geometryczny przedmiotowego układu wydechowego (Rys. 1) oraz dokumentacja techniczna.



Rys. 1*.Model układu wydechowego o zmiennej geometrii*

Na podstawie opracowanej dokumentacji technicznej wykonano prototyp układu wydechowego wraz z uwzględnieniem zmian konstrukcyjnych powstałych podczas prac. Cały proces budowy prototypu składał się z następujących etapów:

- wycięcie elementów układu,
- kształtowanie stożków,
- zamykanie stożków,
- łączenie stożków i flansz,
- obróbka mechaniczna wybranych elementów,
- uszczelnienia z plecionki stalowej,
- montaż układu.

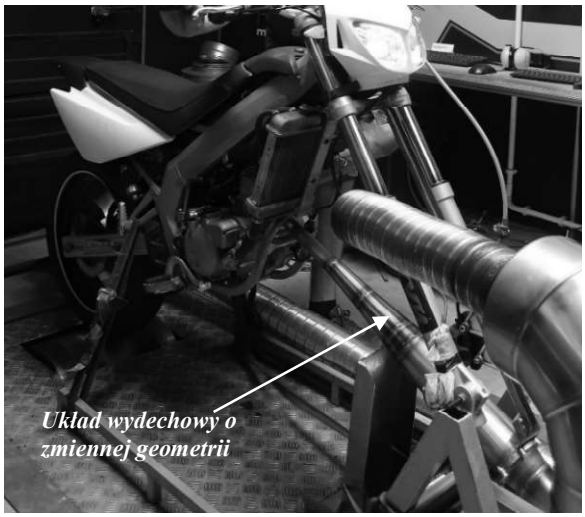
W celu przeprowadzenia badań prototypu układu wydechowego o zmiennej geometrii niezbędne było wprowadzenie szeregu modyfikacji silnika D50B0, z którym układ miał współpracować, aby uzyskane wyniki były miarodajne i możliwie obiektywnie pokazywały korzyści z jego zastosowania. Cały proces wymagał dużej precyzji. W pierwszej kolejności przeprowadzono pomiary wielkości charakterystycznych cylindra i głowicy silnika takich jak: kąty otwarcia okien w cylindrze wyrażone w stopniach obrotu wału korbowego (°OWK), pole powierzchni poszczególnych okien, objętość komory spalania determinująca stopień sprężania oraz najmniejsza możliwa odległość denka tłoka od rantu głowicy. Po dokonaniu niezbędnych pomiarów przystąpiono do modyfikacji cylindra, tłoka oraz głowicy w celu uzyskania komponentów o założonych na etapie projektowania układu wydechowego parametrach. Silnik został złożony i próbnie zamontowano do niego wykonany prototyp wydechu o zmiennej geometrii.

3. STANOWISKO TESTOWE

Pierwotnie zakładano, że badania stanowiskowe prototypu zostaną przeprowadzone na hamowni silnikowej. Jednakże mocno utrudniony dostęp do takiego sprzętu sprawił, że podjęto decyzję o przeprowadzeniu testów na motocyklowej hamowni podwoziowej. Stanowiska takie są zdecydowanie bardziej rozpowszechnione, gdyż często wykorzystywane są do pomiarów mocy i diagnostyki pojazdów, strojenia ich silników czy docierania jednostek napędowych w maszynach torowych. W tego typu hamowniach wał wejściowy w postaci rolki nie jest połączony bezpośrednio z wałem korbowym silnika, lecz ma kontakt z kołem napędzanym pojazdu. Powoduje to liczne straty m.in. w wyniku tarcia w przekładniach zębatych skrzyni biegów, przekładni łańcuchowej czy w miejscu styku opony z rolką. Opory te są co prawda mierzone i uwzględniane podczas generowania wyników badań, lecz powodują, że takie pomiary są mniej dokładne w porównaniu do przeprowadzonych na hamowni silnikowej. Badania stanowiskowe prototypu układu wydechowego o zmiennej geometrii zostały przeprowadzone na motocyklowej inercyjnej hamowni podwoziowej. Zmiana metody pozycjonowania stożka reflektora w układzie z automatycznej realizowanej za pomocą mechanizmu śrubowego i serwomotoru na ręczną, spowodowała konieczność dostosowania planu badań stanowiskowych.

Decyzja o przeprowadzeniu badań na hamowni podwoziowej zdeterminowała konieczność budowy ramy pomocniczej, która podtrzymywałaby zawieszenie motoroweru w miejscu montażu przedniego koła i umożliwiała poprowadzenie układu wydechowego pomiędzy rurami nośnymi widelca. Kolejnym elementem, który należało wykonać, był wieszak do układu wydechowego o zmiennej geometrii, zapewniający drugi punkt podparcia podczas testów na hamowni podwoziowej. Jako punkty mocowania wykorzystano dwa gwintowane otwory w dolnej półce przedniego zawieszenia, standardowo przewidziane do przykręcenia błotnika oraz dwa z sześciu otworów we flanszach łączących dwie nieruchome części układu. Stanowisko testowe zostało przedstawione na Rys.2.

Początkowo zakładano przeprowadzenie dwóch pomiarów: dla jednej, stałej pozycji stożka reflektora dla całego zakresu prędkości obrotowych silnika wynikającej z teoretycznie najlepszego jej dopasowania do kąta otwarcia okna wydechowego w cylindrze oraz dla zmiennej pozycji stożka reflektora w zakresie prędkości obrotowych silnika od 9000 do 11000 obr/min, gdzie do prędkości obrotowej równej 9000 obr/min reflektor byłby maksymalnie wysunięty, a następnie wsuwał się proporcjonalnie do rosnącej prędkości obrotowej, osiągając skrajne położenie dla 11000 obr/min. Jednakże ręczne sterowanie pozycją stożka reflektora podczas badania byłoby bardzo trudne do realizacji a ponadto niebezpieczne dla zdrowia, dlatego zdecydowano się na zmianę w planie badań.



***Rys. 2**. Stanowisko testowe*

4. PLAN BADAŃ

Aby uzyskać wiarygodne i miarodajne informacje o działaniu prototypu układu wydechowego o zmiennej geometrii postanowiono, że testy przeprowadzone zostaną dla sześciu różnych położeń stożka reflektora - dwóch skrajnych, oraz czterech pośrednich równo pomiędzy nimi rozłożonych. Po zbudowaniu prototypu okazało się, że zakres ruchu stożka reflektora wewnątrz sekcji walcowej jest większy, niż zakładano i wynosi 200 mm, zamiast 159 mm. Fakt ten powoduje, że zakres użytecznych prędkości obrotowych silnika, powinien wzrosnąć o 2500 obr/min, a nie jak zakładano podczas projektowaniu układu 2000 obr/min. Najkrótsza możliwa do uzyskania w prototypie odległość geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra, determinująca wraz z wielkością kąta jego otwarcia prędkość obrotową silnika, przy której wystąpi optymalne przepłukanie cylindra skutkujące największą sprawnością silnika, wynosi 695 mm. Odpowiada to optymalnemu dopasowaniu dla prędkości obrotowej silnika równej 11300 obr/min. Natomiast najdłuższa możliwa do uzyskania w prototypie odległość geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra wynosi 895 mm i odpowiada optymalnemu dopasowaniu dla prędkości obrotowej silnika równej 8800 obr/min. Oprócz tych dwóch skrajnych wartości postanowiono przeprowadzić badania także dla czterech pośrednich położeń stożka reflektora, różniących się od siebie o 40 mm.

Pomiarów na motocyklowych hamowniach inercyjnych najczęściej dokonuje się na czwartym lub piątym biegu pojazdu. Jednakże ze względu na stosunkowo niską moc i moment obrotowy, jaki generuje silnik D50B0,

zdecydowano, że testy zostaną wykonane na trzecim przełożeniu. Założono również, że pomiary będą wykonywane przy pełnym otwarciu przepustnicy, co zagwarantuje ich powtarzalność, a zakres prędkości obrotowych silnika podczas badań wyniesie od 3000 obr/min do momentu, aż krzywa mocy zacznie wyraźnie opadać. W Tabeli 2 zestawiono odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra - *L* i odpowiadające im prędkości obrotowe silnika – n, przy których wystąpić powinno optymalne dopasowanie, dla których zostaną przeprowadzone pomiary na hamowni. Dla wyeliminowania ewentualnych błędów, każdy pomiar został wykonany co najmniej dwukrotnie, po czym nastąpiło sprawdzenie, czy różnica w wielkości generowanego przez silnik momentu obrotowego w całym zakresie prędkości obrotowych nie przekracza 5%. Dopiero wtedy badanie uznawano za wykonane prawidłowo. Przyjęty plan badań dla ustalonych pozycji reflektora zamieszczono w Tabeli 2.

Tabela 2.
Zestawienie planu badań dla ustalonej pozycji reflektora.

Nr	*L [mm]*	*n [obr/min]*
1	895	8790
2	855	9210
3	815	9660
4	775	10150
5	735	10710
6	695	11320

W celu weryfikacji poprawności działania prototypu układu wydechowego o zmiennej geometrii zdefiniowano parametry jego oceny. W założeniach projektowych przyjęto, że po zastosowaniu układu zakres użytecznych prędkości obrotowych silnika powinien zwiększyć się o co najmniej 30%, co odpowiada około 2000 obr/min. Bezpośrednim wynikiem pomiaru jest moment obrotowy mierzony na kole napędzanym pojazdu w funkcji jego prędkości obrotowej. Znając wielkość strat spowodowanych tarciem w przekładniach zębatych skrzyni biegów czy przekładni łańcuchowej, określanych przez aparaturę pomiarową podczas swobodnego zmniejszania się obrotów rolki hamowni po dokonaniu rozpędzania i wysprzęgleniu silnika oraz całkowite przełożenie kinematyczne, wyliczona zostaje wielkość momentu obrotowego generowanego przez silnik, w funkcji jego prędkości obrotowej. Po dokonaniu prostych przekształceń otrzymuje się także informację o mocy jednostki napędowej w funkcji prędkości obrotowej. W efekcie końcowym, wykresy prezentujące przebiegi krzywych mocy i momentu obrotowego silnika w funkcji jego prędkości obrotowej są danymi wyjściowymi uzyskiwanymi podczas przedmiotowych badań.

Za zakres użytecznych prędkości obrotowych silnika przyjęto taki zakres, w którym dostępne jest minimum 65% maksymalnego momentu obrotowego generowanego przez jednostkę napędową. Elastyczność silnika odnosi się tutaj do zdolności do zwiększania prędkości wyposażonego weń pojazdu na jednym stałym przełożeniu. Jej wzrost nastąpi w momencie, kiedy zwiększone zostanie pole powierzchni pod krzywą przebiegu momentu obrotowego (a co za tym idzie także mocy) w pewnym rozpatrywanym zakresie prędkości obrotowych silnika. Kształt okna wydechowego cylindra, a przede wszystkim kąt jego otwarcia podany w *OWK (obrotu wału korbowego) zostały zmienione w celu dopasowania tego parametru do wielkości użytej podczas projektowania prototypu. Było to niezbędne, dla uzyskania reprezentatywnych wyników. Na etapie projektowania prototypu wielkość ta nie była znana i została założona, co wymusiło późniejszą modyfikację cylindra.

Ponieważ plan badań stanowiskowych przewidywał przeprowadzenie prób dla sześciu stałych położeń stożka reflektora, wielkości momentu obrotowego oraz mocy silnika przy założeniu ciągłej zmiany jego pozycji przy wahaniu prędkości obrotowej jednostki napędowej zostaną wyliczone na drodze interpolacji. Wynika stąd, że założenie poczynione na etapie projektowania układu wydechowego o zmiennej geometrii zostanie spełnione, jeżeli zakres prędkości obrotowych jednostki napędowej, w którym wielkość interpolowanego momentu obrotowego silnika wyniesie minimum 65% jego maksymalnego momentu obrotowego, będzie większy od tak samo określonego zakresu dla dowolnego z sześciu pomiarów przy stałym położeniu stożka reflektora o co najmniej 30%. Ponadto, przyjęto, iż przeprowadzona będzie ocena przebiegów krzywych mocy i momentu obrotowego silnika dla założenia zmiany pozycji stożka reflektora w porównaniu do wybranych charakterystyk uzyskanych bezpośrednio na drodze pomiarów na motocyklowej inercyjnej hamowni podwoziowej.

5. BADANIA STANOWISKOWE

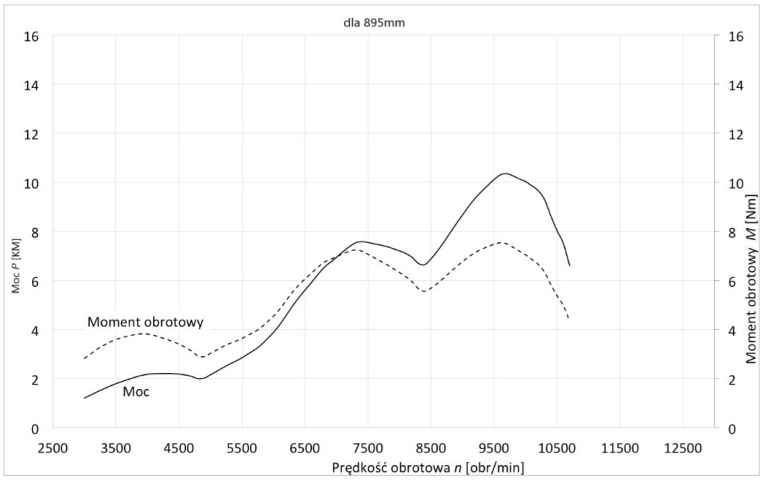
Stanowisko testowe składało się z motoroweru Derbi Senda DRD racing ustawionego na przygotowanej wcześniej ramie pomocniczej i przypiętego do stelaża hamowni za pomocą pasów transportowych. Nietypowe miejsce wyprowadzenia gazów wylotowych z przodu pojazdu wymagało przedłużenia odciągu spalin za pomocą przewodu wentylacyjnego/kominowego w postaci tzw. rury spiro. Na chłodnicę została skierowana dysza dmuchawy zapewniająca przepływ powietrza niezbędny do odpowiedniego chłodzenia silnika.

Temperatura powietrza podczas badań mieściła się w przedziale 28 - 30˚C natomiast wilgotność zawierała się pomiędzy 52% a 60%. Dla potrzeb opisywanych w powyższej pracy testów są to wystarczająco stabilne warunki niewprowadzające znaczących przekłamań.

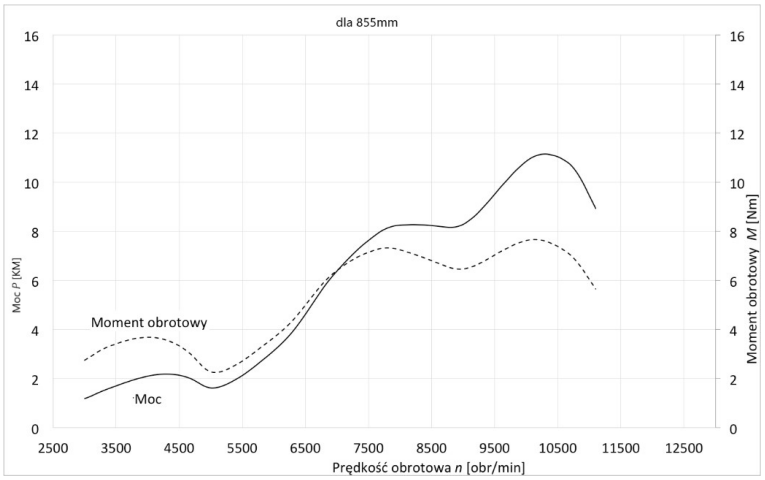
Zgodnie z przyjętym planem, badania wykonano dla sześciu różnych położeń stożka reflektora. Aby uzyskać wiarygodne pomiary, dla każdego z nich wykonano od dwóch do czterech rozbiegów silnika, w zależności od tego, czy

różnica w wielkości momentu siły w całym zakresie prędkości obrotowych jednostki napędowej pomiędzy dwoma kolejnymi testami mieściła się w przyjętej tolerancji 5%. Łącznie wykonano 19 rozbiegów silnika, podczas których nie wykryto żadnej usterki. Znaczne różnice w wynikach pomiędzy kolejnymi pomiarami dla tej samej odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra występowały jedynie w dwóch pierwszych próbach, gdy jednostka napędowa nie osiągnęła jeszcze optymalnej temperatury pracy. Badania rozpoczęto od testów układu z maksymalnie wysuniętym stożkiem reflektora, co odpowiadało optymalnemu dopasowaniu dla niższych prędkości obrotowych silnika. Podczas kolejnych prób skracano odległość geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra, co powodowało lepsze dopasowanie dla coraz wyższych prędkości obrotowych jednostki napędowej. Na koniec powrócono raz jeszcze do ustawienia początkowego, żeby sprawdzić, jak zmiana warunków zewnętrznych wpłynęła na wyniki pomiarów. Nie zaobserwowano widocznych różnic, dlatego uznano badania za wiarygodne.

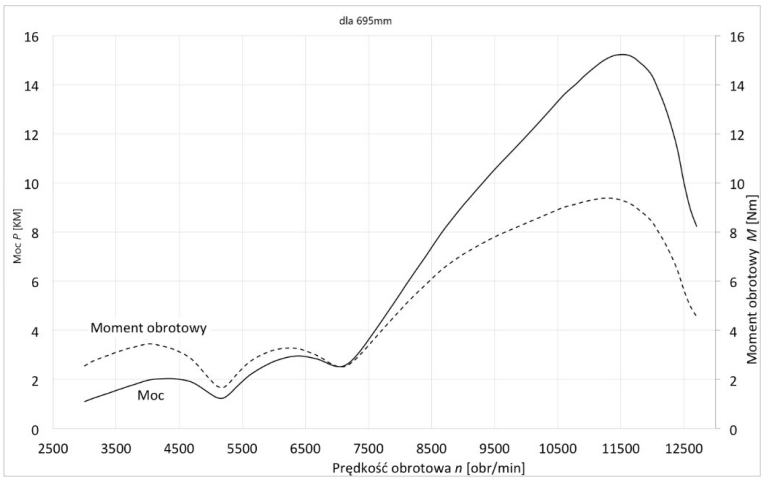
Dostępne na hamowni oprogramowanie umożliwiało eksport charakterystyk jedynie do formatu pdf, co znacznie utrudniło dalsze prace i wymusiło dodatkowe działania mające na celu pozyskanie danych w formie dyskretnej umożliwiającej ich dalsze formatowanie i ocenę. Korzystając z wielu narzędzi programowych opracowano metodę wyodrębnienia/odczytania i weryfikacji pozyskanych wyników pomiarów w postaci dyskretnej, przez co możliwe stało się porównanie wyników. Uzyskane wybrane wykresy mocy i momentu obrotowego silnika w funkcji jego prędkości obrotowej, dla różnych odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra, pokazano na Rys. 3 - 5.



***Rys. 3**. Wykres mocy i momentu obrotowego silnika dla odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra równej 895 mm*

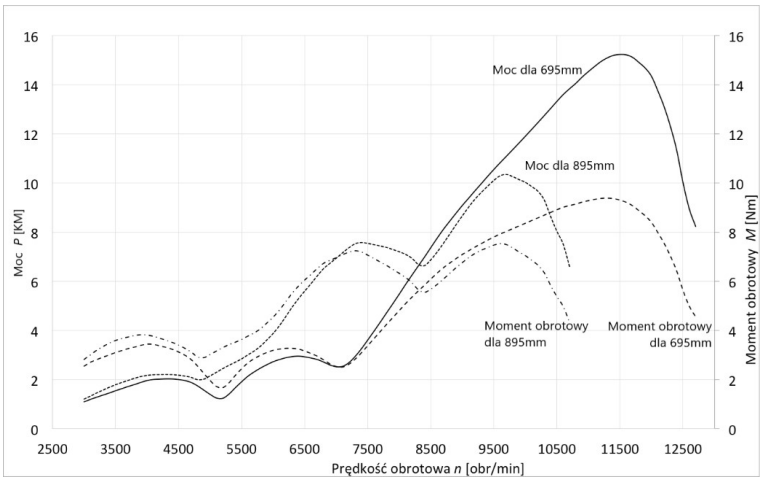


***Rys. 4**. Wykres mocy i momentu obrotowego silnika dla odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra równej 855 mm*



***Rys. 5**. Wykres mocy i momentu obrotowego silnika dla odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra równej 695 mm*

Natomiast na Rys. 6 nałożono na siebie charakterystyki mocy i momentu obrotowego jednostki napędowej dla maksymalnie schowanego oraz wysuniętego stożka reflektora w celu pokazania różnicy występującej dla tych pomiarów.



***Rys. 6**. Porównanie wykresów mocy i momentu obrotowego silnika dla odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra równej 695 mm oraz 895 mm*

Dokonując analizy uzyskanych wyników można stwierdzić, że wymiary komory rezonansowej mają ogromne znaczenie dla osiągów i charakterystyki silnika dwusuwowego. Istnieje wyraźna zależność pomiędzy pozycją stożka reflektora a prędkością obrotową jednostki napędowej, przy której osiągany jest maksymalny moment obrotowy, jego wartością oraz przebiegiem. Ogólnie można stwierdzić, że im odległość geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra jest mniejsza, tym maksymalna wartość momentu obrotowego osiąganego przez silnik jest wyższa oraz osiągana jest przy wyższej prędkości obrotowej. Równocześnie przy niższych prędkościach obrotowych wartość momentu obrotowego jest niższa, niż dla układu wydechowego, gdzie stożek reflektora oddalony jest na większą odległość od okna wydechowego cylindra.

Dla odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra równej 895 mm maksymalny moment obrotowy silnika wyniósł 7,53 Nm i został osiągnięty przy prędkości obrotowej jednostki napędowej równej 9600 obr/min. W porównaniu z pozostałymi pomiarami ten charakteryzuje się najwyższą wartością momentu obrotowego w zakresie prędkości obrotowych 3000 - 7400 obr/min, ale maksymalna wartość tego parametru była najniższa z zaobserwowanych. Co więcej, dla takiej pozycji stożka reflektora moment obrotowy silnika zaczął gwałtownie spadać zaraz po przekroczeniu 9700 obr/min.

Dla odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra równej 855 mm maksymalny moment obrotowy silnika wyniósł 7,66 Nm i został osiągnięty przy prędkości obrotowej jednostki napędowej równej 10100 obr/min. W porównaniu z pozostałymi pomiarami ten

charakteryzuje się najwyższą wartością momentu obrotowego w zakresie prędkości obrotowych 7500 - 7700 obr/min, ale maksymalna wartość tego parametru była drugą najniższą z zaobserwowanych. Dla takiej pozycji stożka reflektora moment obrotowy silnika zaczął gwałtownie spadać po przekroczeniu 10300 obr/min.

Dla odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra równej 815 mm maksymalny moment obrotowy silnika wyniósł 7,88 Nm i został osiągnięty przy prędkości obrotowej jednostki napędowej równej 10200 obr/min. W porównaniu z pozostałymi pomiarami ten charakteryzuje się najwyższą wartością momentu obrotowego w zakresie prędkości obrotowych 7800 - 8200 obr/min, a maksymalna wartość tego parametru była wyższa niż w dwóch opisywanych powyżej pomiarach. Dla takiej pozycji stożka reflektora moment obrotowy silnika zaczął wyraźnie spadać zaraz po przekroczeniu 10500 obr/min.

Dla odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra równej 775 mm maksymalny moment obrotowy silnika wyniósł 8,92 N·m i został osiągnięty przy prędkości obrotowej jednostki napędowej równej 10500 obr/min. W porównaniu z pozostałymi pomiarami ten charakteryzuje się najwyższą wartością momentu obrotowego w zakresie prędkości obrotowych 8300 - 9100 obr/min, a maksymalna wartość tego parametru była niższa tylko od dwóch pomiarów. Dla takiej pozycji stożka reflektora moment obrotowy silnika zaczął znacznie spadać po przekroczeniu 10700 obr/min.

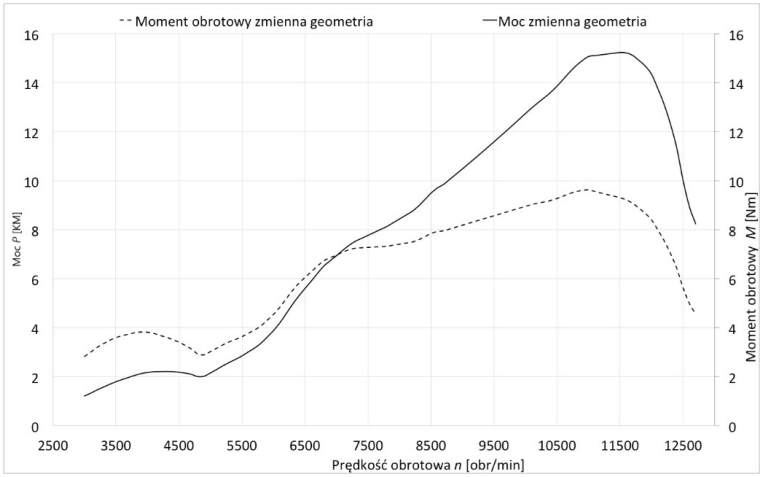
Dla odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra równej 735 mm maksymalny moment obrotowy silnika wyniósł 9,62 N·m i został osiągnięty przy prędkości obrotowej jednostki napędowej równej 11000 obr/min. W porównaniu z pozostałymi pomiarami ten charakteryzuje się najwyższą wartością momentu obrotowego w zakresie prędkości obrotowych 9200 - 11300 obr/min, a maksymalna wartość tego parametru była najwyższa ze wszystkich pomiarów. Dla takiej pozycji stożka reflektora moment obrotowy silnika zaczął wyraźnie spadać dopiero po przekroczeniu 11300 obr/min.

Dla maksymalnie wsuniętego stożka reflektora i odpowiadającej temu odległości jego geometrycznego środka od okna wydechowego cylindra równej 795 mm maksymalny moment obrotowy silnika wyniósł 9,38 N·m i został osiągnięty przy prędkości obrotowej jednostki napędowej równej 11300 obr/min. W porównaniu z pozostałymi pomiarami ten charakteryzuje się najwyższą wartością momentu obrotowego w zakresie prędkości obrotowych 11300 - 12700 obr/min, ale maksymalna wartość tego parametru była niższa od zaobserwowanej dla pomiaru opisanego powyżej. Dla takiej pozycji stożka reflektora moment obrotowy silnika zaczął gwałtownie spadać po przekroczeniu 11900 obr/min.

Wyraźnie większe różnice zaobserwowano w przypadku pomiarów mocy silnika. Gdy stożek reflektora był maksymalnie wysunięty, maksymalną moc

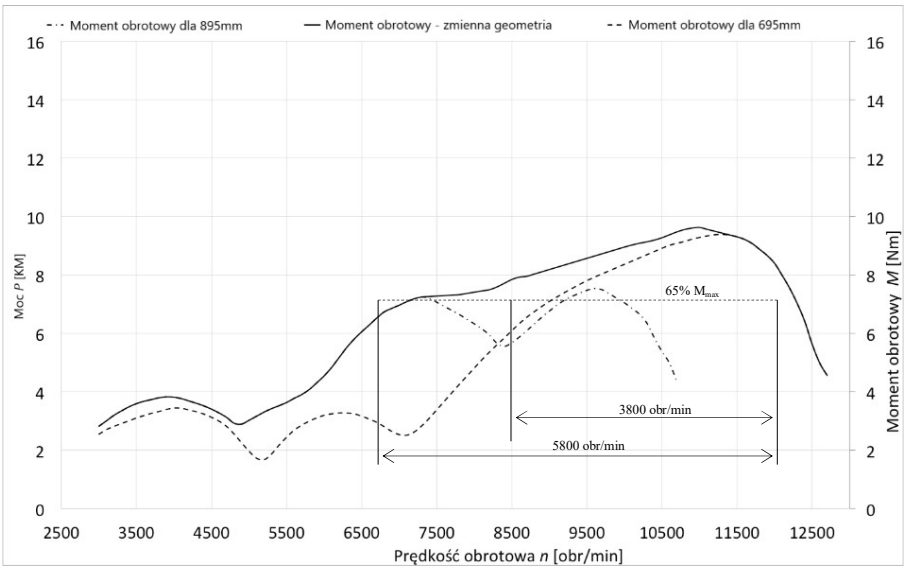
wynoszącą 10,34 KM jednostka napędowa uzyskała przy prędkości obrotowej równej 9700 obr/min, podczas gdy dla maksymalnie wsuniętego stożka reflektora maksymalna moc wyniosła 15,23 KM i została zmierzona przy 11500 obr/min. Pomiary przeprowadzone przy pośrednich położeniach stożka reflektora wykazały pośrednie wartości mocy maksymalnej, w przybliżeniu liniowo zależne od tego położenia.

Następnie dokonano interpolacji wyników dla założenia ciągłej zmiany pozycji stożka reflektora przy zmianie prędkości obrotowej silnika. Uzyskana w ten sposób charakterystyka przedstawia teoretyczne działanie prototypu układu wydechowego o zmiennej geometrii. Wykres mocy i momentu obrotowego silnika dla zmiennej odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra przedstawiono na Rys.7, natomiast na Rys.8 porównano charakterystyki momentu obrotowego dla układu wydechowego o zmiennej geometrii, oraz dwóch pomiarów gdzie geometria była stała, a stożek reflektora znajdował się w skrajnych pozycjach.



***Rys.** 7. Wykres mocy i momentu obrotowego silnika dla zmiennej odległości geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra*

Na wykresie sporządzonym dla układu wydechowego o zmiennej geometrii widoczne jest, że moment obrotowy silnika w całym zakresie jego prędkości obrotowych jest większy bądź równy momentowi uzyskanemu podczas przeprowadzonych pomiarów dla każdej ze stałych pozycji stożka reflektora. Oznacza to, że pojazd wyposażony w jednostkę napędową z układem wydechowym o zmiennej geometrii powinien charakteryzować się lepszą dynamiką w całym zakresie jej prędkości obrotowych, niż gdyby silnik ten współpracował z konwencjonalnym układem wydechowym.



***Rys. 8**. Porównanie charakterystyk przebiegu krzywych momentu obrotowego dla układu wydechowego o zmiennej geometrii oraz 2 układów o stałej geometrii*

Oceniając zebrane wyniki zgodnie z przyjętymi parametrami, silnik współpracujący z prototypem układu wydechowego o zmiennej geometrii charakteryzuje się zakresem użytecznych prędkości obrotowych wynoszącym 5800 obr/min, o rozpiętości od 6600 do 12400 obr/min. Pod tym względem z układów o stałej geometrii najkorzystniej wypadają te, dla których odległość geometrycznego środka stożka reflektora od okna wydechowego cylindra wynosi 775 mm oraz 815 mm.

Tabela 3.
Zestawienie teoretycznych n oraz rzeczywistych n1 wielkości prędkości obrotowych wału korbowego silnika, dla których generuje najwyższy moment obrotowy.

Nr	*L [mm]*	*n [obr/min]*	*n_1 [obr/min]*	*M(max) [KM]*
1	895	8790	9600	7,53
2	855	9210	10100	7,66
3	815	9660	10200	7,88
4	775	10150	10500	8,92
5	735	10710	11000	9,62
6	695	11320	11300	9,38

Dla jednostki napędowej wyposażonej w obydwa układy zakres użytecznych prędkości obrotowych wynosi 4100 obr/min. Aby główne kryterium oceny zostało spełnione, silnik współpracujący z prototypem powinien charakteryzować się zakresem użytecznych prędkości obrotowych szerszym od takiego wyposażonego w układ o stałej geometrii przynajmniej o 30%, co stanowi 1230 obr/min. Ponieważ jednostka napędowa z układem wydechowym o zmiennej geometrii wykazuje się zakresem użytecznych prędkości obrotowych szerszym o 1700 obr/min (41,5%), to prototyp spełnia przyjęte kryterium i uznaje się, że został on skonstruowany oraz wykonany poprawnie.

6. WNIOSKI

Uzyskane wyniki badań przeprowadzonych na hamowni pokazują, że zastosowanie układu wydechowego o zmiennej geometrii może skutkować rozszerzeniem zakresu prędkości obrotowych silnika, w których występuje minimum 65% maksymalnego momentu obrotowego jednostki napędowej nawet o 41%. Podobnie wygląda wpływ omawianego prototypu na przebieg krzywej mocy silnika. Skutkuje to wyraźnym zwiększeniem zakresu użytecznych prędkości obrotowych jednostki napędowej, co przekłada się na poprawę dynamiki i elastyczności wyposażonego weń pojazdu. Dzięki zastosowaniu zmiennej geometrii rezonans występuje w szerszym zakresie prędkości obrotowych silnika, co przekłada się na wzrost jego sprawności, a w konsekwencji zmniejszenie zapotrzebowania na paliwo. Wyniki przeprowadzonych badań pokazują, że układ wydechowy o zmiennej geometrii ma spory potencjał, gdyż pozwala na wymierną poprawę przebiegu krzywych mocy i momentu obrotowego silnika bez zmian w budowie jednostki napędowej. Powinno przekładać się to na zwiększenie sprawności i dynamiki pojazdów wyposażonych w takie urządzenia.

LITERATURA

[1] BECZAŁA S.: Projekt i konstrukcja układu wydechowego o zmiennej geometrii do silnika dwusuwowego, Projekt Inżynierski Pol.Śl., Gliwice 2020.

[2] MASLAR D.: Externally adjustable modular tuned exhaust system, Patent US8322133B2, Gambrills 2009.

[3] MASLAR D.: Dynamically adjusting tuned exhaust system, Patent US20060243822A1, Washington 2006.

[4] Motor_tech, strojenie silnika (http://www.motor-tech.katowice.pl/) dostęp dnia: 24.01.2021r.

[5] PROKOPIUS J. P.: Combustion engine exhaust expansion chamber variable volume control, Patent GB2190956A, 1987.

[6] RACZUK R. C.: Variableexhaust system for combustion engine, Patent US3726092A, Granada Hills 1973.

[7] ROBERTS J. S.:Two-stroke i.c. engine exhaust system with active control of effective tuned length, Patent GB2321498A, Leicester 1998.
[8] Variable length two stroke exhaust with servo 2
[9] https://www.youtube.com/watch?v=0odVzSgufjk (22.01.2021r).
[10]KORDZIŃSKI Cz.: Układy wylotowe szybkobieżnych silników spalinowych. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1964.

KATARZYNA BULANDA[1], MARIUSZ OLEKSY[1], RAFAŁ OLIWA[1], DARIUSZ KRAJEWSKI[1], KAMIL CZECH[2], GRZEGORZ BUDZIK[3], ŁUKASZ PRZESZŁOWSKI[3]

[1] Katedra Kompozytów Polimerowych, Wydział Chemiczny, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 6, 35-959 Rzeszów, Polska, e-mail: k.bulanda@prz.edu.pl, molek@prz.edu.pl, oliwa@prz.edu.pl, d.krajewski@prz.edu.pl,

[2] Szkoła Doktorska Nauk Inżynieryjno-Technicznych, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów, Polska, e-mail: d516@stud.prz.edu.pl,

[3] Katedra Konstrukcji Maszyn, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, Polska, e-mail: gbudzik@prz.edu.pl, lprzeszl@prz.edu.pl

WŁAŚCIWOŚCI UŻYTKOWE KOMPOZYTÓW POLIMEROWYCH STOSOWANYCH W TECHNOLOGII SZYBKIEGO PROTOTYPOWANIA

Abstract: As part of the work, polymer composites used in 3D printing technology were obtained. The influence of modified fillers on the properties of composites based on polycarbonate (PC) was investigated. In the future, the developed materials can be used for the production of elements serving as replacements for selected machine elements with the use of rapid prototyping technology and injection molding.

1. WPROWADZENIE

Wytwarzanie przyrostowe, znane również jako produkcja trójwymiarowa, stanowi szybko rozwijającą się metodę produkcji części o wysokiej dokładności wymiarowej, skomplikowanej geometrii oraz trudnych do otrzymania innymi metodami. Technologia szybkiego prototypowania pozwala uzyskać jednostkowy detal w krótkim czasie przy niewielkim nakładzie finansowym [1,2]. Co więcej, druk 3D jest obecnie cenioną techniką w przemyśle, między innymi w motoryzacji oraz lotnictwie, ale również zyskała wysoką popularność do zastosowań w warunkach domowych [3]. Wśród wielu metod druku 3D, technika wytłaczania materiału, w tym modelowanie przez topienie i wytłaczanie (*ang. Melted and Extruded Manufacturing*, MEM), stanowi bardzo często wybierany sposób produkcji, ze względu na jej wiele zalet poczynając od przystępnych cen maszyn oraz materiałów (filamentów), prostoty procesu, kończąc na wysokiej wszechstronności, powtarzalności druku [4-6]. MEM polega na wprowadzeniu planowanego wzoru trójwymiarowego produktu zapisanego w odpowiednim formacie, np. STL, do programu sterującego pracą drukarki. Następnie maszyna w oparciu o dostarczony wzór nakłada warstwa po warstwie stopiony materiał termoplastyczny (polimer, kompozyt), który wprowadzany jest do maszyny w formie nitki o określonej średnicy (filamentu) [7]. Najczęściej filamenty do druku 3D w technologii MEM są otrzymywane z polimerów termoplastycznych, takich jak: kopolimer akrylonitryl-butadien-

styren, polilaktyd, poli(tereftalan etylenu), ale również poliwęglan (PC) [8]. PC stanowi materiał o szerokich możliwościach aplikacji, polimer cechuje się wysoką stabilnością termiczną, dobrymi właściwościami mechanicznymi, odpornością w czasie [9]. Pomimo bardzo dobrych właściwości mechanicznych i użytkowych tworzyw sztucznych, w tym poliwęglanu, detale otrzymane techniką szybkiego prototypowania nadal nie mogą dorównać elementom wykonanym tradycyjnymi metodami, jak np. formowaniem wtryskowym. Skutkiem tego, często standardowe polimery modyfikowane są w celu poprawy wybranych właściwości tworzywa, ostatnio wysoką popularność zyskały polimerowe materiały kompozytowe ze względu na ich wysoką funkcjonalność [3,10].

W ramach pracy otrzymano kompozyty polimerowe na bazie poliwęglanu z dodatkiem znanych i opisanych w literaturze modyfikowanych nanonapełniaczy i wypełniaczy. Wprowadzone dodatki dobrano tak, aby poprawić właściwości przetwórcze PC, w tym płynność oraz stabilność termiczną, przy zachowaniu dobrych właściwości mechanicznych polimeru. Uzyskane w ten sposób kompozyty będą w przyszłości wykorzystywane do produkcji wybranych elementów maszyn, takich jak przekładnie zębate małej mocy za pomocą technologii szybkiego prototypowania i formowania wtryskowego.

2. METODYKA BADAŃ

Materiały użyte do badań

Komercyjny poliwęglan, PC (Makrolon ET 3227, *WW Ekochem Spółka z o.o.* Sp. k., Głogowo, Polska) wykorzystano jako matrycę polimerową. PC napełniono krzemionką (Aerosil MOX 170, Evonic Industries, Hanau, Niemcy), bentonitem („Specjal" produkt techniczny, Zębiec S.A. Zakłady Górniczo-Metalowe, Zębiec, Polska) modyfikowanym czwartorzędową solą amoniową (BARQUAT® DM80, Lonza, Switzerland), hybrydowym napełniaczem lignina (Sigma-Aldrich, USA)/dwutlenek krzemu (Syloid 244, W.R. Grace & Co., USA) oraz wielowarstwowymi nanorurkami węglowymi (PlasmaChem, Berlin, Niemcy). Jako kompatybilizator zastosowano modyfikowany chemicznie polietylen szczepiony bezwodnikiem maleinowym (Fusabond E926, DuPont, Wilmington, DE, USA).

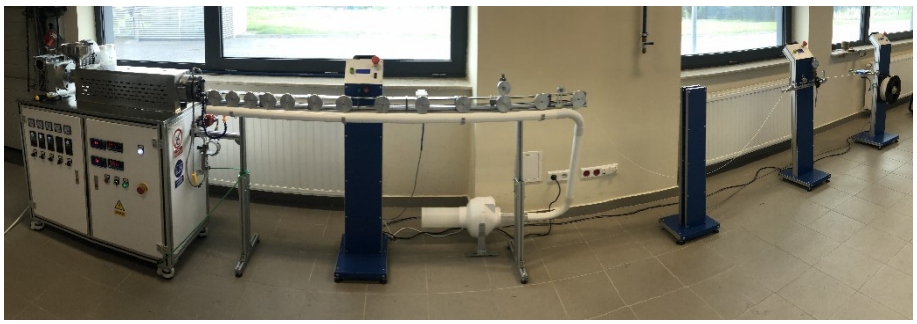
Otrzymywanie kompozytów polimerowych i próbek do badań

Przed wymieszaniem odpowiedniej ilości składników poszczególnych kompozycji, materiały suszono w suszarce próżniowej. Homogenizację składników kompozycji prowadzono na wytłaczarce ślimakowej Coperion o parametrach: 400 obrotów ślimaka/min, wydajność wytłaczania 4 kg/h oraz w zakresie temperatur od 240°C do 280°C. Następnie otrzymane włókna zgranulowano oraz suszono w suszarce próżniowej. Z tak wytworzonych kompozytów wyprodukowano filamenty o średnicy ok. 1,75 ± 0,05 mm na specjalnie w tym celu zaprojektowanej linii do otrzymywania filamentów (Gamart S.A., Jasło, Polska) (Rys. 1).

Tabela 1.

Skład poszczególnych kompozycji

Kompozycja	PC (% wag.)	Krzemionka (% wag.)	Lignina/ krzemionka (% wag.)	Bentonit (% wag.)	Fusabond (% wag.)	Wielo-warstwowe nanorurki węglowe (% wag.)
PC	100	-	-	-	-	-
PC/3%S	96	3	-	-	1	-
PC/3%L	96	-	-	3	1	-
PC/3%B	96	-	3	-	1	-
PC/1,5%L/ 1,5%B	96	-	1,5	1,5	1	-
PC/0,5%CN	98,5	-	-	-	1	0,5
PC/0,5%CN/ 1,5%S	97	1,5	-	-	1	0,5
PC/0,5%CN/ 1,5%B	97	-	-	1,5	1	0,5
PC/0,5%CN/ 1,5%L	97	-	1,5	-	1	0,5

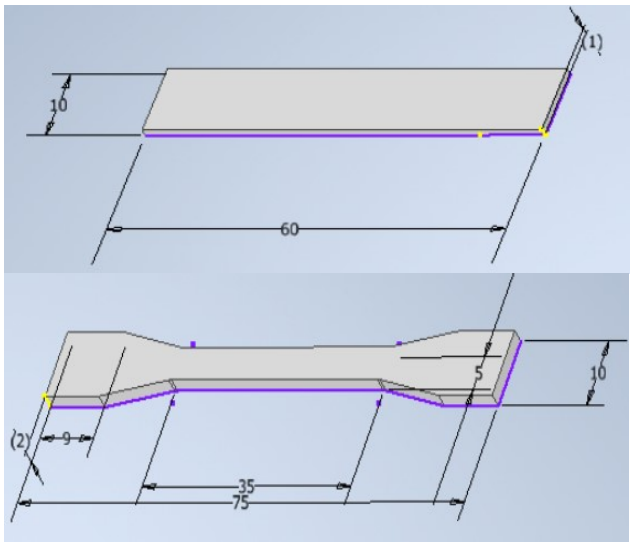


Rys. 1*. Linia technologiczna do otrzymywania filamentów.*

Wytworzone kompozyty wykorzystano do otrzymania próbek potrzebnych do dalszych badań na drukarce 3D UP BOX (Tiertime) w technologii MEM oraz metodą wtrysku na miniwtryskarce Haake MiniJet II.

a)

b)



Rys. 2. *Wymiary wykonanych kształtek do badań: a)beleczka, b) wiosełko.*

Zastosowane metody badawcze:

MFR, masowy wskaźnik szybkości płynięcia określono za pomocą Plastometru DYNISCO 4781. Odpowiednio nagrzany aparat napełniono próbką o masie około 4 g i przyłożono obciążenie wstępne na 240 s, po czym zmieniono obciążenie na właściwe – 2,16 kg i rozpoczęto pomiar. Próbkę wytłoczoną z dyszy odcinano co 20 sekund, a następnie ważono. Dla każdej z serii wykonano trzy pomiary.

Twardość Rockwella mierzono za pomocą twardościomierza Zwick/Roell w temperaturze otoczenia. Próbkę umieszczono w aparacie, przyłożono określone obciążenie (obciążenie, przy którym wgłębnik zapadnie się do grubości 0,15-0,35 mm) i rozpoczęto 30 sekundowy pomiar. Dla każdej z serii przeprowadzono dziesięć oznaczeń.

Udarność Charpy'ego oznaczono za pomocą młota udarowego PSW GEHARD ZORN o sile 1 J. Próbki do badań w kształcie beleczek ułożono poziomo na podporach maszyny w taki sposób, aby młotek uderzał w środek krawędzi próbki. Dla każdej serii wykonano pięć pomiarów.

Oznaczenie właściwości wytrzymałościowych podczas statycznej próby rozciągania przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej INSTRON 5967 w temperaturze otoczenia. Próbki w kształcie wiosełek umieszczono w uchwytach maszyny, moduł Young’a mierzono przy zadanej prędkości rozciągania 5 mm/min (do uzyskania 1% odkształcenia rozciągającego), po czym prędkość zwiększono do 50 mm/min. Postęp procesu obserwowano na komputerze. Dla każdej serii wykonano pięć pomiarów.

Do określenia chropowatości próbek opracowanych metodą druku 3D wykorzystano Hommel Tester T1000 (JENOPTIK, Schwenningen, Niemcy)

wyposażony w TASTER TKL 300 L. Skanowanie prowadzono z prędkością 0,20 mm/s na odcinkach o długości 4,80 mm.

Do obserwacji mikrostruktury wytworzonych materiałów wykorzystano skaningowy mikroskop elektronowy Hitachi S-3400N. Przed obserwacją próbki polimerów i kompozytów napylono warstwą złota z palladem. Obserwacje prowadzono przy napięciu 5 keV.

Analizę termograwimetryczną przeprowadzono za pomocą TGA/DSC 1 (METTLER Toledo) w atmosferze azotu. Około 5 mg próbki ogrzewano na płytkach platynowych od 25°C do 600°C, z szybkością grzania 10°C/min. Wyniki analizowano przy użyciu oprogramowania STARe (METTLER Toledo).

3. WYNIKI BADAŃ I DYSKUSJA

Analizując wyniki badań właściwości mechanicznych (Tabela 2) otrzymanych kompozytów można zauważyć, że kształtki otrzymane metodą druku 3D charakteryzują się słabszymi właściwościami mechanicznymi w porównaniu do kształtek otrzymanych metodą wtryskiwania do formy. Przedstawione spostrzeżenie jest szeroko opisane w literaturze [8,11,12] i wynika z większej jednorodności próbek otrzymanych techniką tradycyjną. Próbki uzyskane wytwarzaniem przyrostowym charakteryzują się występowaniem pustych przestrzeni w strukturze uzyskanych kształtek. Porównując wyniki nienapełnionego polimeru oraz jego kompozytów można stwierdzić, że wprowadzone dodatki wpływają na chropowatość otrzymanego filamentu, co również potwierdzają otrzymane wyniki (Tabela 3), która ma bezpośredni wpływ na zmniejszenie stabilności procesu drukowania kształtek. W konsekwencji tego otrzymane za pomocą druku 3D kształtki kompozytów PC z dodatkami charakteryzują się mniejszą dokładnością geometryczną, co może być powodem otrzymania wyższych wartości odchylenia standardowego wyników badań mechanicznych (Tabela 2).

Masowy wskaźnik szybkości płynięcia pozwolił określić wpływ zastosowanych wypełniaczy na płynność otrzymanych materiałów polimerowych. Wyniki tych badań podsumowano w Tabeli 2, na podstawie której można stwierdzić, że kompozyty zawierające modyfikowane napełniacze 3%S, 3%B, 3%L, 1,5%L/1,5%B wykazały zwiększenie masowego wskaźnika szybkości płynięcia. Najwyższy wynik otrzymano dla kompozytu PC/3%B oraz PC/1,5%L/1,5%B, gdzie zmiana w porównaniu z nienapełnionym PC wynosi odpowiednio o 254,6% oraz 165,32%. Spadek MFR wskazał, że lepkość układu wzrosła po dodaniu wielowarstwowych nanorurek węglowych 0,5%CN i kombinacji nanowypełniaczy 0,5%CN/1,5%S, 0,5%CN/1,5%L. Spadek otrzymanych wartości MFR można przypisać powstającym wzajemnie połączonym sieciom nanopłytek, które utrudniają ruch molekularny łańcuchów polimeru [13,14].

Wprowadzenie napełniaczy do matrycy spowodowało wzrost twardości kompozytów otrzymanych metodą wtryskiwania do formy. Jedynie w przypadku kompozycji PC/0,5%CN oraz PC/0,5%CN/1,5%L zaobserwować

można spadek wartości badanego parametru o odpowiednio 5,57% oraz 4,51% w porównaniu do nienapełnionego polimeru. Kompozycja PC/0,5%CN/1,5%B uzyskała najwyższy wynik spośród badanych H=97,53 N/mm^2, natomiast PC/3%L i PC/0,5%CN/1,5%S uzyskały wynik odpowiednio 96,89 N/mm^2 i 96,69 N/mm^2. Jednak w przypadku próbek uzyskanych metodą druku 3D tylko kilka z nich, PC/3%L, PC/1,5%L/1,5%B, PC/0,5%CN i PC/0,5%CN/1,5 %B miał lepszą twardość niż PC. Najwyższy wynik 58,62 N/mm^2 uzyskał kompozyt PC/1,5%L/1,5%B. Pozostałe kompozyty, najprawdopodobniej ze względu na wzrost chropowatości powierzchni powodowany przez wprowadzone wypełniacze, zwłaszcza 0,5%CN/1,5%S (15,65 μm) i 0,5%CN/1,5%L (18,65 μm), w procesie drukowania MEM uzyskały niższe wyniki twardości niż PC. Wzrost chropowatości spowodował spadek płynności materiału, co potwierdzają również omawiane wyniki MFR.

Na podstawie wyników badań udarności stwierdzono, że zarówno dla próbek uzyskanych w technologii druku 3D, jak i formowania wtryskowego, wprowadzenie wielościennych nanorurek węglowych do matrycy PC zwiększyło odporność materiału na pękanie pod wpływem dynamicznego uderzenia. Udarność kompozytów z dodatkiem nanorurek poprawiła się o 12,7% dla próbek formowanych wtryskowo i do 70,4% dla próbek drukowanych w 3D. Dodatek pozostałych wybranych napełniaczy do PC: 3%S, 3%B, 3%L i 1,5%L/1,5%B skutkował zmniejszeniem odporności na pękanie kompozytów w porównaniu z nienapełnionym polimerem. Wyjątkiem są kompozyty otrzymane metodą wtrysku PC/3%S i PC/3%L, które charakteryzowały się lepszą odpornością na uderzenia.

Analizując wyniki badań wytrzymałościowych przy statycznym rozciąganiu zestawionych w Tabeli 2 stwierdzono, że sprężystość ogólnie spadła wraz z dodatkiem wielowarstwowych nanorurek węglowych, na co wskazuje wzrost modułu Young'a i odpowiadający mu spadek naprężenia rozciągającego dla kształtek otrzymanych metodą wtryskiwania do formy. Natomiast kompozyty zawierające modyfikowane napełniacze wykazały spadek modułu Young'a w porównaniu do PC (1576,73 MPa). Wprowadzenie dodatków do matrycy polimerowej spowodowało wzrost sprężystości kompozytów otrzymanych techniką MEM. Otrzymane kompozyty wykazują kruche pękanie, co potwierdziły również wyniki obrazowania SEM (Rys. 2), znajduje to odzwierciedlenie we właściwościach odkształcenia przy zerwaniu, ponieważ niezależnie od techniki wyrobu próbek do badań wyniki pokazują, że po wprowadzeniu dodatków do PC odkształcenie rozciągające przy zerwaniu zmalało, jedynie w przypadku kompozycji PC/0,5%CN (druk), PC/3%S (wtrysk) oraz PC/0,5%CN/1,5%L (wtrysk) otrzymano wynik wyższy odpowiednio o 1,51%, 43,86% oraz 1,72%.

Tabela 2.

Zestawienie wyników badań właściwości mechanicznych i reologicznych otrzymanych kompozytów.

Parametr	Kompozyty									
	PC/0,5%CN/ 1,5%L	PC/0,5%CN/ 1,5%B	PC/0,5%CN/ 1,5%S	PC/0,5%CN	PC/1,5%L/ 1,5%B	PC/3%L	PC/3%B	PC/3%S	PC
MFR g/10 min	3,77 ± 0,04	4,13 ± 0,06	3,49 ± 0,06	3,84 ± 0,04	10,52 ± 0,04	4,16 ± 0,04	14,06 ± 0,01	4,23 ± 0,06	3,97 ± 0,05
	Próbki otrzymane metodą druku 3D								
Twardość wg Rockwella N/mm^2	28,6 ± 1,11	55,49 ± 10,38	28,99 ± 1,6	51,2 ± 13,24	58,62 ± 8,17	52,69 ± 6,99	40,77 ± 2,79	44,72 ± 3,27	46,18 ± 4,97
Udarność wg Charp`ego kJ/m^2	17,96 ± 1,96	13,82 ± 3,36	14,04 ± 1,20	13,29 ± 2,71	6,17 ± 0,27	6,2 ± 1,48	10,34 ± 2,16	7,17 ± 1,35	10,54 ± 0,79
Naprężenie zrywające MPa	18,77 ± 1,72	42,93 ± 3,67	26,68 ± 0,89	50,41 ± 7,78	43,29 ± 8,93	44,34 ± 0,31	42,07 ± 0,07	35,73 ± 2,46	51,92 ± 0,84
Moduł Youn`a MPa	803,72 ± 6,62	1260,44 ± 38,6	929,55 ± 54,44	1550,63 ± 57,35	1468,5 ± 170,98	1393,46 ± 17,49	1389,33 ± 109,12	1285,08 ± 49,23	1576,73 ± 49,25
Odkształcenie przy zerwaniu %	4,83 ± 0,91	5,66 ± 0,41	5,25 ± 0,67	6,06 ± 0,27	4,65 ± 0,48	5,88 ± 0,26	5,71 ± 0,78	4,95 ± 0,03	5,97 ± 0,05

Tabela 2cd.

Zestawienie wyników badań właściwości mechanicznych i reologicznych otrzymanych kompozytów.

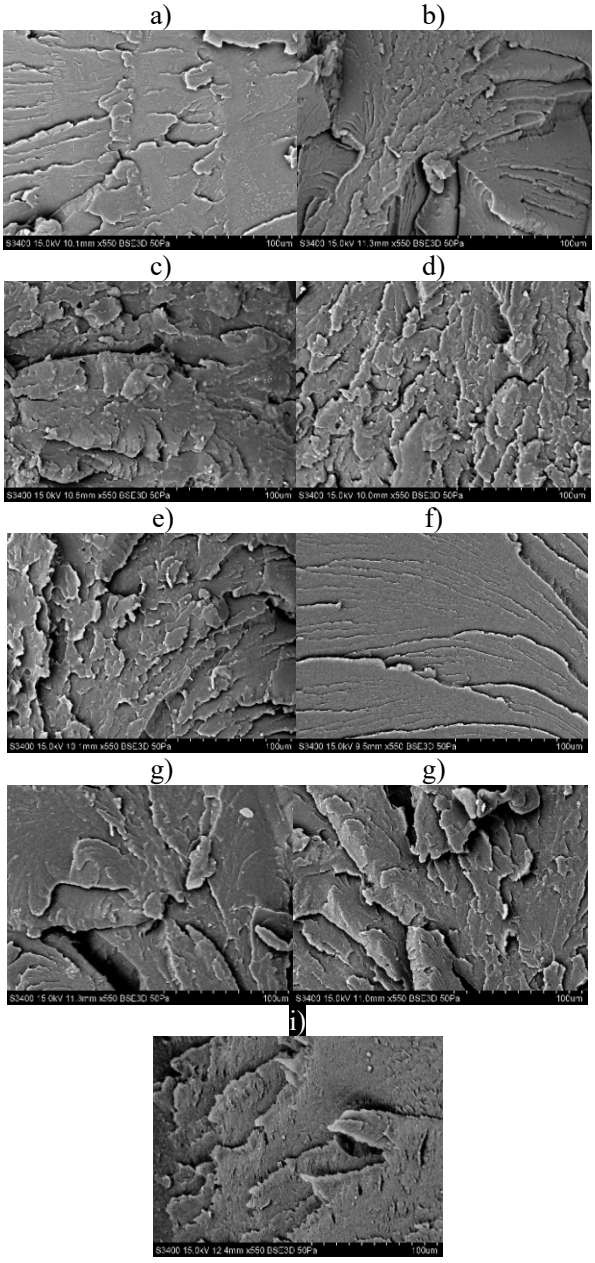
Parametr	Kompozyty									
	PC/0,5%CN/ 1,5%L	PC/0,5%CN/ 1,5%B	PC/0,5%CN/ 1,5%S	PC/0,5%CN	PC/1,5%L/ 1,5%B	PC/3%L	PC/3%B	PC/3%S	PC
	Próbki otrzymane formowaniem wtryskowym								
Twardość wg Rockwella N/mm^2	90,15	97,53	96,69	89	96,05	96,89	95	94,49	94
	± 11,68	± 9,39	± 10,19	± 15,07	± 5,92	± 6,62	± 5,98	± 5,11	± 7,7
Udarność wg Charpy`ego kJ/m^2	50,98	64,79	59,55	60	45,44	60,51	47	65,49	58
	± 5,35	± 4,66	± 3,17	± 9,3	± 1,36	± 4,14	± 1,98	± 3,80	± 6,37
Naprężenie zrywające MPa	51,78	48,64	57,24	47	50,05	51,76	52	53,17	52
	± 1,29	± 4,92	± 7,33	± 3,96	± 3,54	± 0,20	± 3,26	± 3,52	± 3,73
Moduł Young`a MPa	1696,1	1683,8	1841,5	##	1901,3	1826,5	###	1861,5	###
	± 18,44	± 4,36	± 22,81	± 38,24	± 3,98	± 85,71	± 4,38	± 19,51	± 13,08
Odkształcenie przy zerwaniu %	17,72	12,91	14,67	15	13,74	15,58	13	25,06	17
	± 3,49	± 3,01	± 10,31	± 4,46	± 2,52	± 2,90	± 0,27	± 4,76	± 3,29

Zestawienie wyników badania chropowatości
kompozytów otrzymanych w technologii MEM.

Parametr / Filament	Ra (µm)
PC	1,66 ± 0,08
PC/3%S	8,02 ± 0,70
PC/3%L	7,52 ± 0,04
PC/3%B	7,99 ± 1,30
PC/1,5%L/1,5%B	1,29 ± 0,08
PC/0,5%CN	1,51 ± 0,04
PC/0,5%CN/1,5%S	15,65 ± 1,68
PC/0,5%CN/1,5%B	9,12 ± 1,06
PC/0,5%CN/1,5%L	18,65 ± 0,85

Jakość powierzchni próbek otrzymanych w technologii 3D przeanalizowano za pomocą testu chropowatości. Analizując otrzymane wyniki parametru Ra (Tabela 3) można zauważyć, że wprowadzone wypełniacze wpływają na jakość powierzchni próbek. Wprowadzenie modyfikowanych wypełniaczy 3%S, 3%B i 3%L zwiększyło chropowatość powierzchni polimeru odpowiednio o 383,13%, 353,01% i 381,33%. Z drugiej strony, wprowadzony wypełniacz hybrydowy 1,5%L/1,5%B spowodował wygładzenie powierzchni PC, ponieważ kompozyt PC/1,5%L/1,5%B cechuje się chropowatością 1,29 µm. Dodatek wielościennych nanorurek węglowych pozwolił również na uzyskanie mniejszej chropowatości w porównaniu z PC. Jednak wprowadzone układy hybrydowe zawierające CN znacząco zwiększyły chropowatość powierzchni kompozytów, najwyższy wynik 18,65 µm uzyskano dla PC/0,5%CN/1,5%L.

Morfologię kruchych przełomów otrzymanych kompozytów analizowano z zastosowaniem skaningowej mikroskopii elektronowej (SEM). Przełomy uzyskano po ochłodzeniu kształtek w suchym lodzie i ich złamaniu udarowym, a wyniki tych obserwacji przedstawiono na Rys. 3. Na postawie mikrofotografii SEM kruchych przełomów badanych kształtek stwierdzono, że nienapełniony PC (Rys. 3. a)) charakteryzuje się kruchym przełomem z niewielkimi bruzdami. Dodatek modyfikowanych napełniaczy krzemionki (3%S,), bentonitu (3%B), ligniny (3%L) i hybrydowego napełniacza lignina/bentonit (1,5%L/1,5%B) sprawia natomiast, że przełom próbek ma charakter większych i mniejszych poszarpanych płytek i trudne jest rozróżnienie faz (polimeru i napełniacza). W przypadku wszystkich kompozytów nie zaobserwowano aglomeratów napełniacza w osnowie polimerowej, co świadczy o dobrze dobranej metodzie homogenizacji [15]. Jak wiadomo z literatury [16], morfologia przedstawiona na Rys. 3. c) wynika z warstwowej budowy modyfikowanego bentonitu oraz z jego organofilowego charakteru, który ułatwia dobrą mieszalność z matrycą polimerową. Dodatek zmodyfikowanej krzemionką ligniny do osnowy polimerowej spowodował powstanie w przełomie drobniejszych poszarpanych z drobnymi wypustkami płytek.



***Rys. 3**. Wyniki badania SEM dla poszczególnych kompozytów: a) PC, b) PC/3%S, c) PC/3%B, d) PC/3%L, e) PC/1,5%L/1,5%B, f) PC/0,5%CN, g) PC/0,5%CN/1,5%S, h) PC/0,5%CN/1,5%B, i) PC/0,5%CN/1,5%L.*

Wprowadzenie do osnowy hybrydowego układu napełniaczy 1,5%L/1,5%B nie spowodowała wyraźnych zmian. Obserwujemy powstanie większych płytek wynikających prawdopodobnie z obecności bentonitu. Podsumowując drobnopłytkowa struktura tych kompozytów prawdopodobnie świadczy o tym, że otrzymaliśmy nanokompozyty. Na podstawie kolejnych mikrofotografii SEM kruchych przełomów stwierdzono w przełomie PC z dodatkiem CN (Rys. 3. f)) kruchy przełom z niewielkimi bruzdami. Dodatek do takiego kompozytu jeszcze zmodyfikowanej krzemionki wpłynął na utworzenie większej ilości dużych płytek pokrytych nanocząstkami prawdopodobnie pochodzącymi od modyfikowanej krzemionki co zaobserwowano w przypadku kompozytu PC/3%S. Na podstawie kolejnych mikrofotografiach SEM kruchych przełomów kompozytu z dodatkiem bentonitu i modyfikowanej ligniny (Rys. 3. h) i i)) podobnie jak w przypadku kompozytów PC/3%B i PC/3%L obserwujemy zwiększenie ilości płytek, a w przypadku zmodyfikowanej ligniny obrzeża ich posiadają drobne poszarpane wypustki.

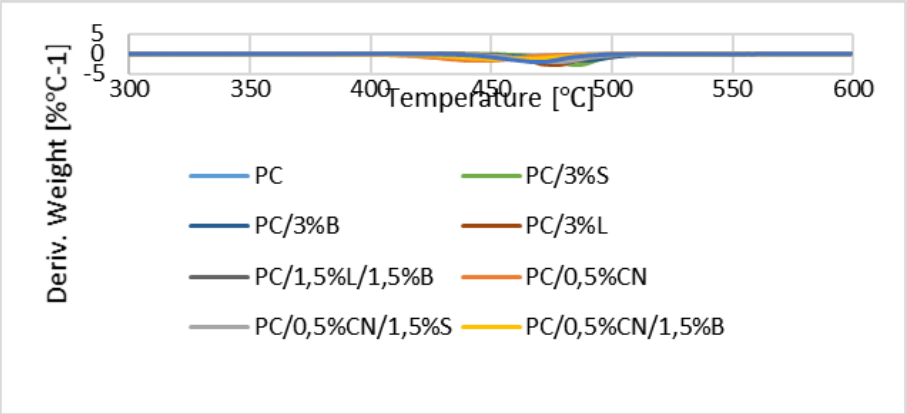
Wyniki badań właściwości termostabilności mieszanek zestawiono w Tabeli 4. Z krzywej TGA wyznaczono temperaturę ubytku 5% masy ($T_{5\%}$), którą można przyjąć za początek procesu degradacji.

Tabela 4.

Wyniki badania termostabilności kompozytów.

Parametr / Filament	$T_{5\%}$, °C	T_1, °C	Δm_1, %	R_{600}, %
PC	410	453,17	40,32	21,83
PC/3%S	453,17	485,83	43,11	22,2
PC/3%L	422,83	487	48,26	21,86
PC/3%B	445	476,5	43,91	20,88
PC/1,5%L/1,5%B	438	478,83	43,95	21,43
PC/0,5%CN	403	442,67	37,94	17,05
PC/0,5%CN/1,5%S	442,67	477,67	44,95	20,51
PC/0,5%CN/1,5%B	407,67	456,67	42,32	17,19
PC/0,5%CN/1,5%L	440,33	469,5	41,39	22,21

Z krzywej pochodnej zmian masy (Rys. 4) wyznaczono maksymalną temperaturę kolejnych etapów degradacji $(T_{max})_i$ i stratę początkowej masy próbki przy maksymalnej temperaturze $(m_{max})_i$.



Rys. 4. *Termogramy DTG.*

Polimer oraz wszystkie kompozyty charakteryzują się jednoetapowym rozkładem termicznym. Etap procesu degradacji (Rys. 4.) wykazuje niewielki intensywny pik. Pik ten pojawia się w zakresie temperatur 375 - 525°C, podczas których następuje utrata około 40% masy początkowej próbki (Δm_1) w przypadku wszystkich materiałów (Tabela 4). Niemodyfikowany polimer charakteryzuje się wysoką stabilnością termiczną, ponieważ początek procesu rozkładu PC zachodzi w temperaturze 410°C. Wprowadzone dodatki spowodowały wzrost stabilności termicznej materiału. Wskazuje to na udane chemiczne oddziaływanie międzyfazowe między napełniaczami a osnową PC. Co ważniejsze, jest to wyraźny dowód na udaną dyspersję dodatków w matrycy i jest silnie zgodny z ulepszonymi właściwościami mechanicznymi. Wzrost wartości termostabilności jest odzwierciedleniem niskiego przewodnictwa cieplnego dodatków S, B, L. Najwyższy wynik otrzymano dla kompozytu PC/3%S 453,17°C, co może być związane ze stosunkową dużą powierzchnią wypełniacza krzemionkowego. Obecność 3%S w matrycach polimerowych prowadzi do powstania strefy międzywarstwowej na powierzchni napełniacza, a tym samym do unieruchomienia łańcuchów polimerowych na powierzchni dodatku [17,18]. Co więcej, obecność 3%L również zasadniczo zwiększa stabilność termiczną, początek procesu degradacji 445°C, co może być związane z powstawaniem zwęglonych rodników aromatycznych ligniny, które tworzą powłokę ochronną, dlatego rozkład materiału następuje w wyższych temperaturach [18]. Analogicznie wybrane hybrydowe napełniacze 0,5%CN/1,5%S oraz 0,5%CN/1,5%L spowodowały wzrost stabilności termicznej. Wprowadzone wielowarstwowe nanorurki węglowe nie były funkcjonalizowane lub modyfikowane przed mieszaniem, dlatego krzywe TGA dla próbek PC oraz PC/0,5%CN wykazują jedynie niewielką różnicę. Spadek wartości termostabilności jest odzwierciedleniem wysokiego przewodnictwa cieplnego nanorurek, które mogą tworzyć lokalnie wysokie temperatury w

grudkach CN, w przeciwieństwie do matrycy polimerowej PC, gdzie cząsteczki na obrzeżu grudek mogą zacząć szybciej ulegać degradacji. Co więcej, kompozyt zawierający jedynie CN wykazywał większą utratę masy (Tabela 4) ze względu na niski efekt przegrzania.

4. WNIOSKI

W pracy przeprowadzono badania nad opracowaniem kompozytów polimerowych z matrycą PC z dodatkiem modyfikowanych napełniaczy do technologii MEM. W tym celu wyselekcjonowano kilka znanych i opisanych w literaturze napełniaczy, które zdyspergowano w matrycy PC, a następnie otrzymano z nich materiał do druku 3D w postaci filamentu z wykorzystaniem zaprojektowanej linii technologicznej. Zbadano wpływ modyfikowanych napełniaczy, w tym krzemionki modyfikowanej tlenkiem glinu, bentonitu modyfikowanego czwartorzędową solą amoniową, hybrydowego napełniacza lignina/dwutlenek krzemu, ale również niemodyfikowanych wielowarstwowych nanorurek węglowych na właściwości otrzymanych kompozytów na osnowie poliwęglanu (PC). Stwierdzono, że:

- Dodatek modyfikowanych napełniaczy do matrycy polimeru zwiększył płynności tworzywa (MFR). Najwyższy wynik otrzymano dla kompozytu PC/3%B, gdzie zmiana w porównaniu z nienapełnionym PC wynosi 254,6%. Natomiast dodatek wielowarstwowych nanorurek węglowych spowodował wzrost lepkości układu, jednak zmiana jest niewielka i zawiera się w przedziale 3,28% - 12,11%.
- Zaobserwowano wzrost twardości według Rockwella otrzymanych kompozytów, zarówno dla kształtek uzyskanych metodą tradycyjną, jak i druku 3D, jedynie kształtki otrzymane metodą MEM z PC/0,5%CN/1,5%S oraz PC/0,5%CN/1,5%L uzyskały niższą twardość odpowiednio 28,99 N/mm^2 oraz 28,6 N/mm^2.
- Dodatek wielowarstwowych nanorurek węglowych spowodował wzrost udarności według Charpy'ego. Niestety, kompozyty zawierające jedynie modyfikowane napełniacze charakteryzują się spadkiem otrzymanych wartości udarności.
- Sztywność materiału spadła wraz z dodatkiem wielowarstwowych nanorurek węglowych, na co wskazał spadek modułu Young'a i odpowiadający mu wzrost naprężenia rozciągającego dla kształtek otrzymanych metodą wtryskiwania do formy. Natomiast pozostałe kompozyty wykazały wzrost sztywności w porównaniu do PC (1576,73 MPa).
- Wprowadzone napełniacze wpłynęły również na wyniki chropowatości powierzchni próbek otrzymanych drukiem 3D, najniższą chropowatością 1,29 µm charakteryzuje się PC/1,5%L/1,5%B.
- Obserwacje mikrostruktury kompozytów metodą SEM potwierdziły równomierny rozkład napełniaczy w osnowie polimerowej.

- Wyniki TGA pokazują, że dodatek napełniaczy spowodował wzrost stabilności termicznej kompozytów, jedynie w przypadku PC/0,5%CN oraz PC/0,5%CN/1,5%B otrzymano niższą temperaturę początku degradacji w porównaniu do PC.

LITERATURA

[1] AHMED, W.; ALNAJJARl, F.; ZANELDIN, E.; AL-MARZOIQI, A.H.; GOCHOO, M.; KHALID, S. Implementing FDM 3D Printing Strategies Using Natural Fibers to Produce Biomass Composite. Materials 2020, *13*, 4065

[2] BERE, P.; NEAMTU, C.; UDROIU, R. Novel Method for the Manufacture of Complex CFRP Parts Using FDM-based Molds. Polymers 2020, *12*, 2220

[3] VINYAS, M.; ATHUL, S.; HARURSAMPATH, D.; THOI, T.N. Experimental evaluation of the mechanical and thermal properties of 3D printed PLA and its composites. Mater. Res. Express 2019, *6*, 115301

[4] KOZIOL, M.; SZPERLICH, P.; TORON, B.; OLESIK, P.; JESIONEK, M. Assessment of the Piezoelectric Response of an Epoxy Resin/SbSINanowires Composite Filling FDM Printed Grid. Materials 2020, *13*, 5281

[5] JUSTRO, J.; TAVARA, L.; GARCIA-GUZMAN, L.; PARIS, F. Characterization of 3D printed long fibre reinforced composites. Compos. Struct. 2018, *185*, 537–548

[6] PARK, S.J.; LEE, J.E.; PARK, J.H., LYU, M.-Y.; PARK, K.; KOO, M.S.; KIM, K.Y. PFDM 3D Printing of Environmental Friendly and High Strength Bio-based PC Filaments for Baby Toys. Elastomers Compos. 2017, *52*, 99–104

[7] BERE, P.; NEAMNTU, C.; UDROIU, R. Novel Method for the Manufacture of Complex CFRP Parts Using FDM-based Molds. Polymers 2020, *12*, 2220

[8] BRENKEN, B.; BAROCIO, E.; FAVALORO, A.; KUNC, V.; PIPES, R.B. Fused filament fabrication of fiber-reinforced polymers: A review. Addit. Manuf. 2018, *21*, 1–16

[9] ANDRZEJEWSKI, J.; MARCINIAK-PODSADNA, L. Development of Thermal Resistant FDM Printed Blends. The Preparation of GPET/PC Blends and Evaluation of Material Performance. Materials 2020, *13*, 2057

[10] BANO, S.; IQBAL, T.; RAMZAN, N.; FAROOQ, U. Study of Surface Mechanical Characteristics of ABS/PC Blends Using Nanoindentation. Processes 2021, *9*, 637

[11] BUDZIK, G.; MAGNISZEWSKI, M.; PRZESZŁOWSKI, L. Torsional strength testing of machine elements manufacture by incremental technology from polymeric materials. Polimery 2018, *63*, 830–832

[12] JINDAL, P.; YADAV, R.N.; KUMAR, N. Dynamic mechanical characterization of PC/MWCNT composites under variable temperature conditions. Iran. Polym. J. 2017, *26*, 445–452
[13] OLIWA, R.; HENECZKOWSKI, M.; OLEKSY, M. Epoxy composites for aviation industry. Polimery 2015, *60*, 167–178
[14] BULA, K.; KLAPISZEWSKI, Ł.; JESIONOWSKI, T. A novel functional silica/lignin hybrid material as a potential bio-based polypropylene filler. Polym. Compos. 2014, *36*, 913–922
[15] ZAABA, N.F.; ISMAIL, H. The effect of filler loading on tensile and morphological properties of polylactic acid (PLA)/ thermoplastic corn starch (TPCS)/ peanut shell powder (PSP) biocomposites. AIP Conf. Proc. 2019, 2068, 20073,
[16] OLEKSY, M.; OLIWA, R.; ZAWILA, B.; BUDZIK, G. Polyurethane compositions for rapid prototyping containing bentonites modified with silsesquioxanes. Polimery 2012, *57*, 463–469
[17] WANG, P.; ZOU, B.; DING, S.; HUANG, C.; SHI, Z.; MA, Y.; YAO, P. Preparation of short CF/GF reinforced PEEK composite filaments and their comprehensive properties evaluation for FDM-3D printing. Compos. Part B Eng. 2020, *198*, 108175
[18] ANTONY, S.; CHEROUAT, A.; MONTAY, G. Fabrication and Characterization of Hemp Fibre Based 3D Printed Honeycomb Sandwich Structure by FDM Process. Appl. Compos. Mater. 2020, *27*, 935–953

RAFAŁ DUDEK[1], SŁAWOMIR RUTKOWSKI[2]
[1] AGH w Krakowie, email: dudraf@agh.edu.pl
[2] Politechnika Rzeszowska w Rzeszowie, email: s.rutkowski@prz.edu.pl

WYBRANE PROBLEMY REGENERACJI ELEMENTÓW MASZYN W KOPALNIACH ODKRYWKOWYCH

Abstract: Authors showed the problem of exploitation of chosen machinery parts in open-pit mining. Pad welding technology was used in repairs. Laboratory and industrial research showed proper choice of technology which prolonged durability and lowered the costs.

1. WSTĘP

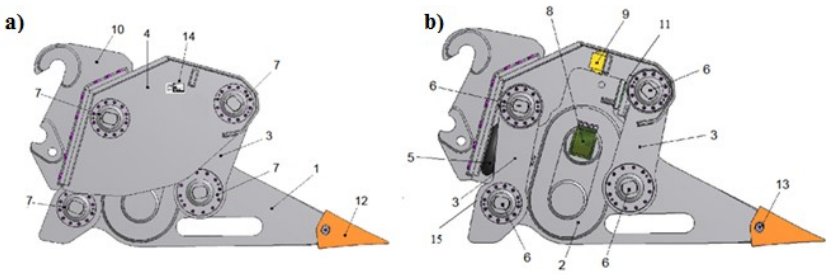
Kruszywa są podstawowym materiałem w budownictwie i drogownictwie. Pozyskiwanie ich odbywa się teraz w coraz bardziej wydajnych procesach technologicznych. Wymusza to coraz cięższe warunki pracy maszyn w kopalniach odkrywkowych. W polskim górnictwie surowców skalnych coraz częściej zaczęto stosować młoty hydrauliczne, zrywaki wibracyjne i głowice frezujące. Dzięki tym pracom pozyskuje się surowiec , który później transportuje się do maszyn, dzięki którym uzyskuje się odpowiednią frakcję materiału [1]. Wymienione urządzenia stanowią osprzęt roboczy standardowych koparek jednonaczyniowych i nie są oddzielnymi maszynami. Wybór osprzętu uzależniony jest od charakterystyki złoża i jego urabialności [2–3]. Aby uzyskać potrzebną frakcję, wydobyty urobek poddawany jest rozdrobnieniu w kruszarkach różnej budowy. Elementy urządzeń urabiających jak i przerabiających surowiec ulegają zużyciu i wymagają wymiany lub regeneracji. W artykule wybrano do przedstawienia problemu zrywak wibracyjny XR 42 Xcentric Ripper oraz kruszarkę Makrum 40.80 [4–9].

2. KONSTRUKCJA ZRYWAKA

Urządzenie będące osprzętem koparki jednonaczyniowej, które pojawiły się na rynku w 2009 roku nazywane zrywakami dynamicznymi lub hydraulicznymi, nazwano również zrywakami wibracyjnymi. Stanowi ono organ roboczy wymienny z łyżką i stanowi alternatywę do młotów hydraulicznych. Zbudowany jest z konstrukcji ramowej oraz z silnika hydraulicznego z wałem mimośrodowym. Dzięki temu wał podczas obrotów wykonuje ruch posuwisto–zwrotny narzędzia urabiającego caliznę. Końcówkę narzędzia stanowi wymienny ząb zrywaka, który bezpośrednio urabia skałę (Rys.1).

***Rys. 1**. Przykładowy zrywak wibracyjny XR 42 firmy Xcentric Ripper [5]*

Konstrukcje pierwszych zrywaków opracowała firma Xcentric Ripper w oparciu o opatentowaną technologię „akumulacji udaru hydraulicznego". Budowa tego typu zrywaka została przedstawiona na rysunku (Rys.2). Mimośrodowy wał ułożyskowany w dwóch parach łożysk stożkowych napędzany jest przez silnik hydrauliczny umożliwia przenoszenie znacznych obciążeń dynamicznych . Częstotliwość wibracji narzędzia osiąga do 25 [1/s] przez co ząb zrywaka wchodzi głębiej w skałę zwiększając efektywność urabiania.
Ogólna budowa zrywaka wibracyjnego została przedstawiona na przykładzie zrywaka z serii XR (Rys. 2).

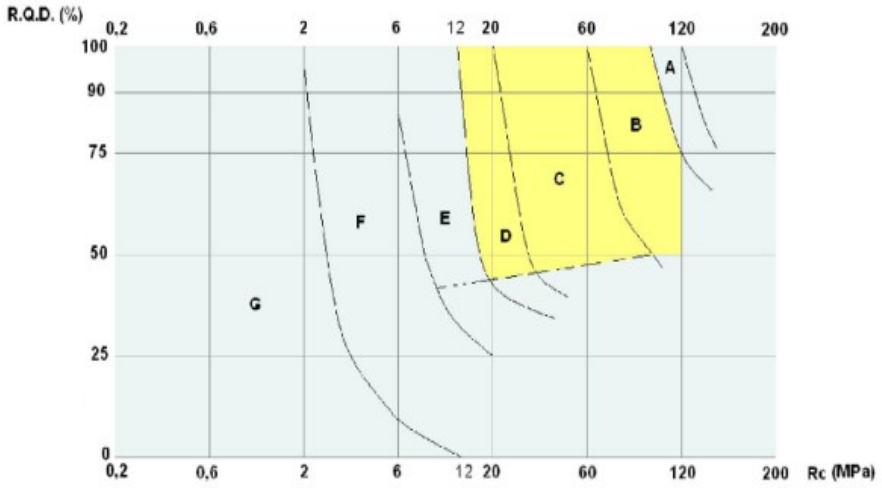


***Rys. 2**. Ogólna zrywaka wibracyjnego serii XR firmy Xcentric Ripper: a) widok od lewej, b) widok z prawej strony [5].*

Narzędzie robocze zrywaka wibracyjnego (zrywak) składa się z ramienia (1) które zakończone jest zębem (12). Zarówno ramię zrywaka jak i zęby wykonane ze stali stopowych o wysokiej odporności na ścieranie i uderzenia. Ząb (12) mocowany jest do ramienia (1) za pomocą sworznia (13). Dzięki temu wymiana zęba w przypadku jego zużycia jest bardzo łatwa. Należy w tym miejscu podkreślić, że koszt wymiany zęba zrywaka jest kilkukrotnie mniejszy niż koszt wymiany grotów w młotach hydraulicznych. Ramię zrywaka (1) połączone jest

z wahaczami (3) za pomocą sworznia (6), a wahacze mocowane są do obudowy zrywaka (4) również za pomocą sworzni. Oba połączenia sworzniowe zabezpieczone są przez osłony sworzni (7). Mechanizm napędu zrywaka znajduje się wewnątrz obudowy zrywaka (4), której konstrukcja zapewnia pełną szczelność i zabezpiecza elementy mechanizmu napędu przed wodą, pyłami, okruchami skał itp.. Zrywak napędzany jest przez silnik hydrauliczny (8), który jest zasilany z układu hydraulicznego koparki. Moment obrotowy z wału silnika poprzez przekładnię (2) przenoszony jest na wał mimośrodowy na którym zamontowane jest narzędzie robocze generując tym samym jego wibracje. W skład napędu hydraulicznego zrywaka wibracyjnego wchodzą także rozdzielacz, sterujący dopływem medium do silnika (8), akumulator hydrauliczny (9) niwelujący pulsacje ciśnienia w układzie zasilania zrywaka oraz wewnętrzny zawór bezpieczeństwa (15), który zabezpiecza silnik (8) przed nadmiernym wzrostem wartości ciśnienia zasilania. Dodatkowo w obudowie zrywaka (4) zamontowany jest ogranicznik (11), który uniemożliwia nadmierne zagłębianie się zrywaka w urabianą skałę. Z tyłu obudowy znajduje się uchwyt (10) umożliwiający połączenie zrywaka do czworoboku przegubowego układu wysięgnikowego koparki na której montowany jest zrywak. Połączenie realizowane jest za pomocą szybkozłączy mechanicznych i może być wykonane samodzielnie przez operatora koparki, podobnie jak połączenie szybkozłączami hydraulicznymi przewodów zasilającego i spływowego do instalacji hydraulicznej koparki [5].

Można spotkać się z podanymi przez firmy produkujące zrywaki z zakresem stosowania (Rys.3). Obszar B,C,D wskazuje na najefektywniejszy obszar stosowania zrywaków uzależniony od wytrzymałości skał na ściskanie R_c oraz wskaźnika jakości urabiania skał R.Q.D.



***Rys. 3**. Efektywność zastosowania zrywaków [5]*

Analizując wykres można wnioskować, że w przypadku wapieni, łupków, granitów i piaskowców wykorzystanie zrywaków wibracyjnych jest uzasadnione. Dla tych skał można uzyskać nawet trzykrotny wzrost urobku w porównaniu z młotem hydraulicznym. Natomiast dla bazaltów, diorytów, diabazów i twardych piaskowców stosowanie zrywaków jest nieopłacalne.

Producenci wskazują na kilka zalety zrywaków w porównaniu do młotów hydraulicznych:

–łatwy montaż i demontaż,

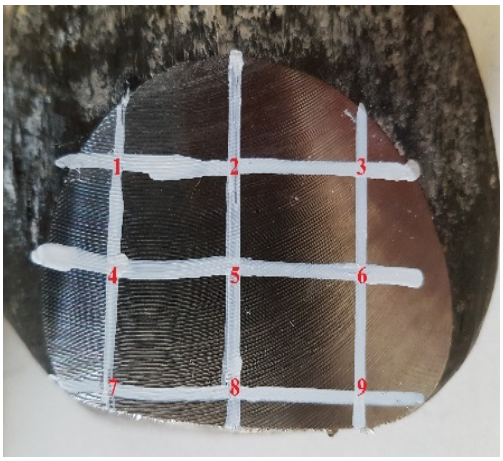
–możliwość przyciągania wybranych bloków skalnych w kierunku koparki (ten ruch zabroniony jest w młotach hydraulicznych, gdyż prowadzi do uszkodzenia uszczelnienia na tłoku),

–zmniejszenie poziomu hałasu emitowanego przez zrywak,

–prosta konstrukcja co minimalizuje wymogi konserwacyjne [4–9].

3. BADANIA ZĘBÓW ZRYWAKA

Ze względu na szybkie zużywanie się zębów zrywaka musiała następować wymiana zęba na nowy co 1,5 miesiąca. Problem ekonomiczny spowodował zajęcie się tematem. Do badań zakupiono nowy ząb zrywaka XR30 o masie własnej 34kg. Badanie rozpoczęto o odcięcia fragmentu zęba, analizie składu chemicznego i pomiarze twardości w punktach na przecięciu linii ukazanych na rysunku (Rys.4).



***Rys. 4**. Odcięty fragment fabrycznie nowego zęba do pomiaru twardości*

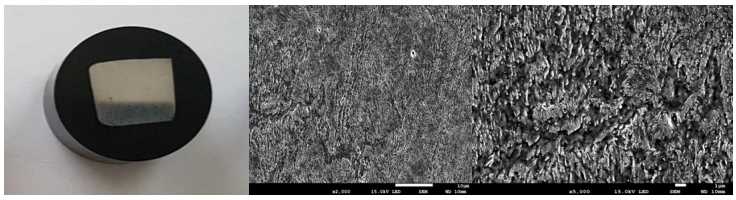
Analiza składu chemicznego wykazała zawartość następujących pierwiastków: 0,30%C, 0,61%Si, 1,00%Mn, 0,036%P, 0,02%S, 1,00%Cr, 0,08%Mo, 0,02%Ni, 0,004V. Odpowiada to stali 30HG. Twardość zmierzona w poszczególnych punktach przedstawia Tabela 1.

Tabela 1.

Pomiar twardości

Punkt pomiaru	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Twardość [HRC]	26	25	28	35	36	35	40	40	44

Badanie udarności wykonano na trzech próbkach i otrzymano następujące wyniki 63,74; 53,94; 50,26 J/cm^2. Badania mikroskopowe pokazały, że stal była ulepszona cieplnie, gdyż pokazała się struktura bainityczna z wydzieleniami węglików (Rys.5)



***Rys. 5**. Zgład i zdjęcia mikroskopowe*

Wstępne badania wykazały przyczynę szybszego zużywania zębów. Dlatego przystąpiono do analizy rodzaju elektrod i technologii napawania, które doprowadzi do znacznego podwyższenia wytrzymałości warstwy zęba urabiającego caliznę skalną. Wcześniejsze badania pozwoliły dobrać 2 różne elektrody by wykonać warstwę buforową i warstwę roboczą na powierzchni zęba. Do wykonania warstwy buforowej wykorzystano elektrodę wg normy EN 14700: E Fe 14-60-cg zaś do warstwy roboczej elektrodę wg normy EN 14700: E Fe 15-60-cg. Zaproponowane elektrody charakteryzują się po napawaniu dużą odpornością na ścieranie i dobrą odpornością na obciążenia dynamiczne zachowując swoje własności nawet w temperaturach powyżej 600°C. Takie temperatury występują podczas pracy zrywaka. Przed napawaniem strefy buforowej powierzchnię zęba oczyszczono do metalicznego połysku a następnie podgrzano ząb do temperatury około100°C. Po tych zabiegach nałożono warstwę buforową elektrodą Ø3,25 mm przy prądzie o napięciu 25V i natężeniu 120A. Następne warstwy układano już przy napięciu prądu 26V i natężeniu 125A. Po nałożeniu warstwy przed położeniem następnej metodą szlifowania usuwano odpryski i żużel. Ponieważ w trakcie wykonywania napoiny temperatura między ściegami wynosiła 250°C dlatego trzeba było wykonać wygrzanie powierzchni napawanej w temperaturze 300°C [10–12]. Na rysunku (Rys.6) przedstawiono ząb przed i po napawaniu.

***Rys. 6**. Ząb zrywaka z napoiną i bez napoiny*

Po napawaniu przeprowadzono te same badania jakie wykonano dla zęba fabrycznie nowego. Pomiary twardości wykonano w kolejnych punktach oznaczonych na rysunku (Rys.7).

***Rys. 7**. Odcięty fragment zęba napawanego do pomiaru twardości*

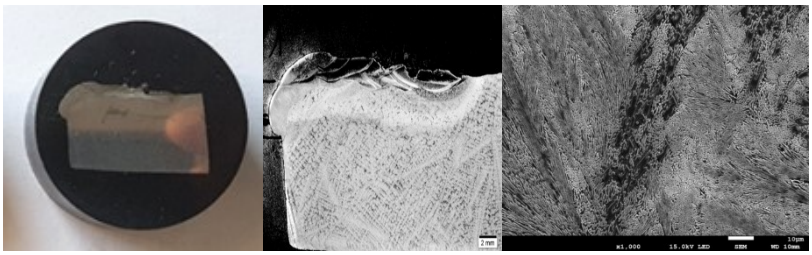
Wyniki pomiarów zamieszczono w Tabeli 2.

Tabela 2.

Pomiar twardości próbki napawanej

Punkt pomiaru	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Twardość [HRC]	55	53	53	53	56	56	57	59	60

Następnie wykonano zgład i badania mikrostruktury co pokazuje rysunek (Rys.8).



***Rys. 8**. Zgład i zdjęcia mikroskopowe po napawaniu*

Potem wykonano badania zużycia zębów nienapawanych i napawanych na terenie kopalni w warunkach przemysłowych. Wykorzystano w tym celu koparkę KOMATSU 800LC [13], do której podłączono zamiast łyżki zrywak wibracyjny XR 30 Xcentric Ripper [5]. Z uwagi na trudności wynikające z nierównomiernej pracy koparki spowodowanej warunkami pracy. Badania odbywały się w kopalni wapienia gdzie wytrzymałość skał na ściskanie wynosi R_c=(62÷104) MPa. Wcześniejsze roboty strzałowe spowodowały, że złoże charakteryzowało się wysokim wskaźnikiem spękania. Zapotrzebowanie na wapień zmieniało się wraz z zapotrzebowaniem na surowiec w cementowni. Dlatego postanowiono wyrazić czas pracy jako praca jednozmianowa w okresie miesięcznym w oparciu o rzeczywisty czas pracy koparki, który czasami trwał dłużej. Badano zęby fabrycznie nowe, napawane nowe i napawane zużyte. Dodatkowo w Tabeli 3 pokazano kwoty zakupu i napawania w celu oszacowania opłacalności zaproponowanej metody.

Tabela 3.

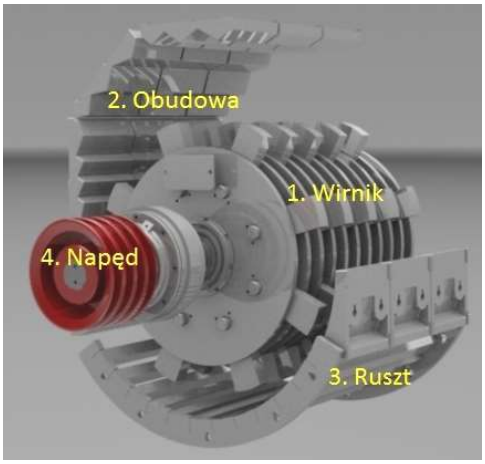
Porównanie czasu pracy i kosztów

Lp.	Rodzaj zęba	Czas pracy [miesiąc]	Koszt zakupu i napawania netto [PLN/sztuka]
1	Fabrycznie nowy	1,5	2500,00
2	Fabrycznie nowy napawany	2,5	3200,00
3	Zużyty napawany	2,0	3700,00

4. KONSTRUKCJA KRUSZARKI MŁOTKOWEJ

Polska według Polskiego Związku Producentów Kruszyw zajmuje trzecie miejsce pod względem produkcji. Maszyny do produkcji kruszyw, które są niezbędnym materiałem budowlanym i drogowym są używane przez cały rok w trudnych warunkach pracy. Poza tym dochodzi w nich czasami do dużych przeciążeń wynikających z niejednorodności rozdrabnianej skały a czasem z błędów obsługi . To właśnie wymienione wcześniej czynniki powodują szybkie zużywanie się elementów roboczych kruszarek czy to młotkowych czy udarowych. Typowa budowa kruszarki młotkowej przedstawiona została na rysunku (Rys.9).

Składa się ona z wirnika (wału z tarczami, do których wahliwie zamontowano młotki) (1), obudowy kruszarki (będącej rodzajem osłony i statycznej części kruszarki) (2), rusztu (stanowiący o rozdrobnieniu kruszonej skały) (3) oraz napędu (w tym przypadku przenoszonego przez koło pasowe) (4). Cała obudowa wyłożona płytami odbojowymi (pancernymi), ruszt jak i wirujące tarcze z młotkami uderzając o skałę powodują jej rozdrobnienie. Do analizy zużycia została przyjęta kruszarka młotkowo–udarowa typu Makrum 40.80 (Rys.10).



***Rys. 9**. Budowa kruszarki młotkowej [14]*

***Rys. 10**. Kruszarka Makrum 40.80: a)widok ogólny b)wnętrze z widokiem na płyty pancerne*

5. BADANIA PŁYT PANCERNYCH

Podczas pracy tej kruszarki zauważono szybkie zużywanie się płyt pancernych a w szczególności żebra i noski (Rys.11).

***Rys. 11**. Zużyta płyta pancerna kruszarki Makrum 40.80 z noskiem*

Zaprezentowane urządzenie przerabia około 1 miliona ton skały wapiennej z niewielkimi przerostami hematytu. Płyty wykonane były ze staliwa niskostopowego L500II i wymieniano je od 2 do 3 razy w ciągu roku.
Płyty były zaprojektowane jako monolit co dodatkowo utrudniało montaż i demontaż wewnątrz kruszarki.
Analiza problemu pozwoliła zaproponować dwie istotne modyfikacje aby zwiększyć trwałość i skrócić czas remontu. Pierwszą była zmiana materiału płyty na staliwo Hadfielda i dodatkowo napawanymi noskami elektrodami odpornymi na udar i ścieranie. Druga dotyczyła konstrukcji płyty. Zaproponowano wykonanie jej w dwóch częściach co z uwagi na ciężar płyty usprawni jej wymianę.

Aby wykonać właściwą technologię napoin odpornych na ścieranie wykonano badania laboratoryjne na próbkach ze staliwa Hadfielda o wymiarach 250x60x30 oraz 100x60x30. Następnie wykonano próby napawania. Do wykonania warstwy buforowej wykorzystano elektrodę wg normy EN 14700 A: 18 Mn Si, zaś do warstwy roboczej elektrodę wg normy EN 14700: E Fe 16-65-cgt. Warstwy układano już przy napięciu prądu 26V i natężeniu 125A elektrodą Ø3,25 mm (Rys.12).

***Rys. 12**. Próbki po napawaniu*

Po napawaniu sprawdzono poprawność napawania metodą penetracyjną, która nie wykazała wad w nałożonych warstwach (Rys.13).
Następnie pocięto próbki aby wykonać kolejne badania. Twardość zmierzono w poszczególnych punktach zaznaczonych na rysunku a otrzymane wyniki przestawia Tabela 4 (Rys.14).

***Rys. 13**. Próbki po badaniu penetracyjnym.*

***Rys. 14**. Punkty pomiaru twardości w wyciętych próbkach*

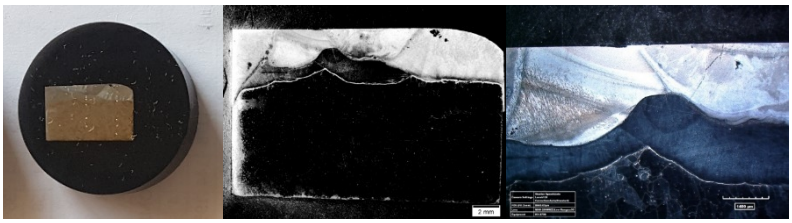
Tabela 4.

Pomiar twardości próbki napawanej

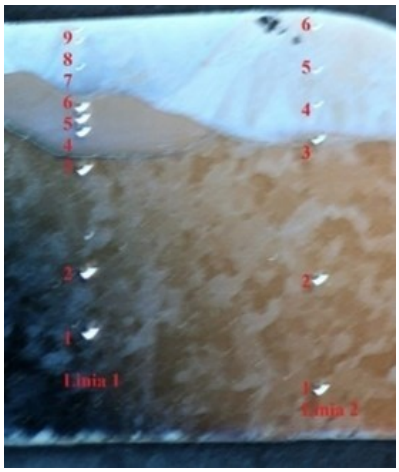
Punkt pomiaru	1	2	3	4	5	6
Twardość [HRC]	55,7	56,3	54,5	55,6	54,9	55,2

Kolejnym etapem było wykonanie zgładu i badanie makrostruktury (Rys.15).

Dodatkowo dokonano pomiarów w wykonanym zgładzie (Rys.16) a wyniki twardości przedstawia Tabela 5. Badania wykazały, że na powierzchni mamy do czynienia z materiałem twardym natomiast i głębiej twardość maleje co jest bardzo korzystne dla takiego charakteru pracy.



***Rys. 15**. Zgład i zdjęcia mikroskopowe w próbce*



***Rys. 16**. Widok punktów pomiarowych*

Tabela 5.

Pomiar twardości na zagładzie próbki napawanej

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Linia1									
HV10	191	196	210	221	215	223	727	676	672
HRC	–	–	–	–	–	–	61,2	59,0	56,6
Linia2									
HV10	213	214	276	614	602	560	–	–	–
HRC	–	–	26,5	55,9	55,3	53,0	–	–	–

Po przeprowadzeniu badań laboratoryjnych wykonano odlew płyty pancernej ze staliwa Hadfielda i napawano na niej noski. Płyty wykonane według zaproponowanej technologii zostały zamontowane do kruszarki Makrum 40.80. W trakcie eksploatacji zauważono wycieranie się nosków bez istotnych oznak zużycia płyty odbojowej. Dzięki wykonanym zmianom uzyskano trwałość omawianych płyt do 1 roku. Wcześniejsze płyty pozwalały na pracę kruszarki przez okres 4 do 6 miesięcy.

5. WNIOSKI

W obu omawianych przypadkach zastosowano technologię napawania. Opierała się ona głównie na analizie materiału zużywających się części jak również na konstrukcji elementu i jego roli w maszynie. Mając na uwadze te dwie podstawowe cechy można było dobrać nie tylko elektrody do napawania ale również sposób położenia kolejnych warstw napawanych. W pierwszym przypadku musiała nastąpić dodatkowa obróbka cieplna a w drugim nie była konieczna. Dlatego w trakcie wyboru technologii należy uwzględnić wszystkie aspekty regeneracji poszczególnych elementów maszyn. Zastosowanie zaprezentowanych technologii efektywnie wpłynęło na zwiększenie trwałości elementów maszyn wykorzystywanych w kopalniach odkrywkowych. Można wnioskować, że zaproponowana technologia wpłynie również na zwiększenie trwałości innych urządzeń przy podobnych efektach zużycia tribologicznego.

LITERATURA

[1] KASZTELEWICZ Z., ZAJĄCZKOWSKI M., SIKORA M.,: Przegląd mechanicznych sposobów urabiania skał zwięzłych, Mining Science 43/2013, vol. 136, s. 85-89

[2] KIPCZAK P., WŁADZIELCZYK K.,: Możliwości urabiania złóż surowców skalnych za pomocą specjalistycznego osprzętu roboczego do koparek jednonaczyniowych podsiębiernych, Monografia Wybrane problemy urabiania, transportu i przeróbki skał trudnourabialnych. Wyd. AGH, Kraków 2018, T. 3, s. 68-92

[3] KASZTELEWICZ Z., BODZIONY P., PATYK M.,: Problematyka eksploatacyjna urabiania sprzętem zrywakowym w górnictwie odkrywkowym, Górnictwo Odkrywkowe, 2016, s. 29-33

[4] RUTKOWSKI S., DUDEK R., WŁADZIELCZYK K.: Influence of pad welding on the wear of vibration ripper teeth, Tribologia: teoria i praktyka, Nr 5, 2019, s. 77–85

[5] https://xcentricripper.com (odwiedzona 08.09.2021 r.)

[6] https://powers.pl/oferta/osprzet/zrywarki-wibracyjne/ (odwiedzona 08.09.2021 r.)

[7] https://www.shearforce.ca (odwiedzona 08.09.2021 r.),

[8] DUDEK R., WŁADZIELCZYK K.: Wear testing of buttons in bits for blasthole drilling, Tribologia nr 2/2018, s.13-20

[9] Praca zbiorowa pod redakcją KRAUZE K., Monografia, Wybrane problemy urabiania, transportu i przeróbki skał trudnourabialnych, Tom 1, Wydawnictwa AGH, Kraków 2016

[10] Katalog WeldingAlloysGroup: Spawalnicze druty rdzeniowe WA. Napawanie. Napawanie twardymi stopami – cieplne natryskiwanie łukowe. 2015

[11] KLIMPEL A.: Napawanie i natryskiwanie cieplne – technologie. WNT Warszawa, 2000,

[12] SKRZYPCZYK A., RUTKOWSKI S., KASIŃSKA J.,: Napawanie warstw trudnościeralnych na stali Hardox metodami OAW i MMA. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika 2/2018, RUTMech, Rzeszów 2018
[13] www.komatsu.com (odwiedzona 08.09.2021 r.)
[14]RUTKOWSKI S., KOTWICA K., GÓRSKI M.: Sposoby zabezpieczania powierzchni roboczych wykładzin i płyt pancernych w kruszarkach młotkowych dla surowców skalnych, Transport przemysłowy i maszyny robocze, Nr 4(46), 2019, str. 30 – 34
[15] RUTKOWSKI S., Problemy zużycia narzędzi w kruszarkach młotkowych stosowanych do produkcji kruszyw, Transport przemysłowy i maszyny robocze, Nr 4 (38), 2017, str. 45 – 50

ANNA GNACY-GAJDZIK[1,2,3], PIOTR PRZYSTAŁKA[1]
[1]Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska, ul. Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice
[2]Szkoła Doktorów, Politechnika Śląska, ul. Akademicka 2a, 44-100 Gliwice
[3]DIP Draexlmaier Engineering Polska Sp. z o. o
Projekt współfinansowany przez Ministerstwo Edukacji i Nauki w ramach dotacji nr DWD/4/55/2020

IDENTYFIKACJA ANOMALII WYWOŁUJĄCYCH FAŁSZYWIE NEGATYWNE WYNIKI W PROCESIE TESTOWANIA OPROGRAMOWANIA WBUDOWANEGO

Abstract: The aim of this paper is to analyse tests that give blinking results during diagnostics of embedded systems used in the automotive industry. Identification and categorisation of anomalies occurring in the test environment and affecting the test results would allow the development of a methodology for automatic verification of negative test results. The research was conducted on the reports from test execution and on the logs containing signals from the communication buses and physical values measured in the Hardware In the Loop simulation.

1. WPROWADZENIE

Stale wzrastająca rola mechatroniki w budowie i eksploatacji pojazdów samochodowych jest źródłem wielu wyzwań dla inżynierów projektujących oraz integrujących ze sobą poszczególne rozwiązania mechaniczne, elektroniczne oraz programistyczne. Oprogramowanie wbudowane w sterowniki ECU realizuje coraz bardziej złożone funkcje. Systemy sterujące samochodem mogą pośrednio lub nawet bezpośrednio wpływać na zdrowie i życie ludzkie. Ważnym elementem zapewnienia jakości oraz bezpieczeństwa eksploatacyjnego pojazdów stało się testowanie, zdefiniowane jako złożony proces przez normę ISO 26262 oraz standard ASPICE. Aby zoptymalizować koszty oraz czas trwania poszczególnych etapów testowania producenci oprogramowania wbudowanego dążą do jego automatyzacji. Na poziomie testów jednostkowych oraz testów integracyjnych ingerencja człowieka w proces testowania kończy się na zaprojektowaniu przypadku testowego i jego implementacji. Włączenie gotowych skryptów testowych w praktykę ciągłej integracji (ang. Continuous Integration – CI) pozwala na automatyczne wykonywanie testów regresyjnych po każdym uaktualnieniu plików w repozytorium przez inżyniera systemów wbudowanych. W przypadku negatywnego wyniku serwer ciągłej integracji automatycznie przekazuje informacje o niepowodzeniu testu.

W przypadku testów kwalifikacyjnych weryfikujących wymogi bezpieczeństwa oprogramowania wymagane jest testowanie oprogramowania w czasie rzeczywistym w środowisku docelowym. Rekomendowane przez normę ISO 26262 środowisko testowe to docelowy pojazd samochodowy. Jednak ze względu na koszty oraz trudności błędów podczas testowania, powszechnie stosowanym środowiskiem jest symulacja Hardware In the Loop (HIL). Projektując przypadki testowe w obydwu tych środowiskach należy brać pod

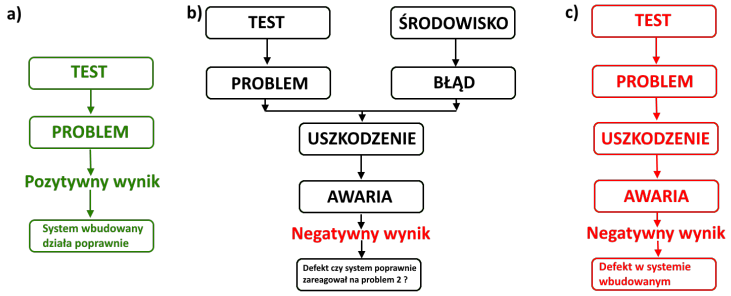
uwagę wiele warunków wpływających na wynik testu. W praktyce projektanci przypadków testowych koncentrują się na testowanej funkcjonalności, analizując w przypadku negatywnego wyniku testu przyczyny niepowodzenia i decydując o tym, czy należy zgłaszać defekt. Pojawianie się tzw. testów migoczących (dających wyniki pozytywne oraz negatywne przy kilkukrotnym wykonaniu testu na tej samej wersji oprogramowania wbudowanego i w tym samym środowisku) przyczynia się do tego, że testy kwalifikacyjne rzadko włączane są w praktykę CI.
W niniejszej pracy przeprowadzona została analiza testów dających wyniki sygnalizowane migotaniem wykonana na podstawie raportów z wykonanych eksperymentów oraz logów zawierających sygnały z magistral komunikacyjnych, wartości wielkości fizycznych mierzonych w symulacji HIL. Miała ona na celu identyfikację i kategoryzację anomalii występujących podczas wykonywania tych testów i wpływających na ich rezultat. Wyniki przedstawionej analizy zostaną wykorzystane w dalszych pracach badawczych, których celem jest opracowanie metodyki automatycznej weryfikacji negatywnych wyników testów układów wbudowanych.

2. KLASYFIKACJA ANOMALII WG NORMY IEEE STD 1044-2009

Standard klasyfikacji anomalii programowych został wprowadzony przez organizację IEEE w celu zdefiniowania nazewnictwa umożliwiającego skuteczną komunikację na temat anomalii oprogramowania, analizę danych o defektach i awariach oprogramowania. Norma ustala podstawowy zestaw atrybutów do klasyfikacji awarii i wad, uznając, że istnieją także inne atrybuty właściwe dla konkretnych zastosowań biznesowych, oprogramowania testowego, wbudowanego i innych. Również każda faza cyklu życia projektu, produktu lub systemu wymaga dostosowania wartości atrybutów klasyfikacji.

Wspomniana norma proponuje definicje następujących pojęć: defekt, błąd, awaria, usterka, problem. W kontekście anomalii programowych przytoczone pojęcia nie są synonimami i nie mogą być używane zamiennie. Defektem (ang. defect) jest niedoskonałość lub wada w produkcie (systemie, oprogramowaniu), jeśli jest wynikiem niespełnionych wymagań lub specyfikacji. Objawia się on w postaci uszkodzenia (ang. fault), czyli niewłaściwego, błędnego działania systemu, co może prowadzić do awarii (ang. failure) nie tylko danego systemu wbudowanego, ale też innych komponentów pojazdu. W procesie testowania oprogramowania wbudowanego sprawdzana jest jego reakcja na negatywną sytuację, trudność, z którą testowany system powinien sobie poradzić (ang. problem). Negatywny wynik testu świadczy o defekcie w testowanym systemie wbudowanym. Jeżeli w testowanym systemie pojawi się błąd, (ang. error), czyli niewłaściwe działanie człowieka lub środowiska, w którym funkcjonuje system może on doprowadzić do negatywnego wyniku testu mimo iż system wbudowany na problem zareagował poprawnie.

Na Rys. 1 pokazano zależności między pojęciami opisującymi nieprawidłowości w działaniu oprogramowania a wynikiem prowadzonego testu.



Rys. 1. *Zależności między pojęciami opisującymi nieprawidłowości w działaniu oprogramowania*

W przypadku testu z wynikiem pozytywnym (Rys. 1.a) badany układ wbudowany działa poprawnie, negatywna sytuacja (czyli problem) został procedowany zgodnie ze specyfikacją systemu wbudowanego. Jeśli w badanym systemie dochodzi do uszkodzenia, rozumianego jako niewłaściwe, błędne działanie systemu w założonej sytuacji test będzie miał wynik negatywny (Rys. 1.c). Doświadczenie pokazuje, że wynik negatywny testu (Rys. 1.b) może być spowodowany reakcją systemu wbudowanego na pojawiający się błąd w środowisku testowym wynikającym z działania człowieka, jak i zjawisk zachodzących w środowisku testowym, często nie związanych z testowaną funkcjonalnością. Pojawiające się wyniki testów sygnalizowane migotaniem wymagają analizy, a co za tym idzie nakładów finansowych i personalnych, a także znacząco wydłużają czas potrzebny na testowanie. Automatyzacja tego etapu zoptymalizuje i znacząco skróci proces rozwoju oprogramowania wbudowanego. Zakres prowadzonych badań obejmuje identyfikację i kategoryzację anomalii występujących podczas wykonywania testów tak, aby można było zaproponować metodykę tworzenia przypadków testowych umożliwiających zastosowanie algorytmów rozszerzonej inteligencji [6,7] do analizy negatywnych wyników testów.

Wybrane zostały następujące atrybuty, pojawiające się w normie [1], do klasyfikacji zidentyfikowanych anomalii:

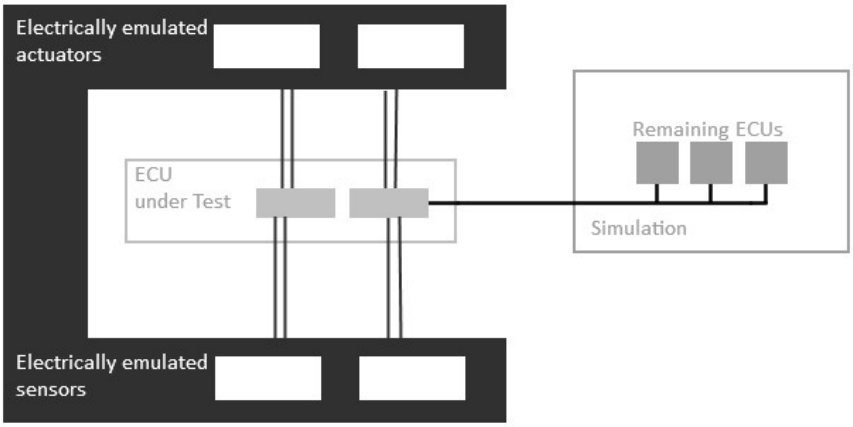
a) identyfikator (ang. ID)
b) opis (ang. description)
c) waga (ang. severity)
d) prawdopodobieństwo (ang. probability)

e) tryb (ang. mode)
f) typ (ang. type)

W Tabeli 1 przedstawiono przykładowe wartości atrybutów stosowane do ich kategoryzacji w niniejszym opracowaniu.

3. STANOWISKO BADAWCZE

Oprogramowanie wbudowane stosowane w przemyśle samochodowym może mieć wpływ na bezpieczeństwo ludzi poruszających się pojazdami, w zależności od realizowanych funkcji może nawet stanowić zagrożenie dla zdrowia i życia. Zgodnie z normą ISO 26262 [2] testy kwalifikacyjne, czyli weryfikujące czy oprogramowanie spełnia wymagania bezpieczeństwa w środowisku docelowym, powinny być prowadzone w docelowym pojeździe samochodowym. Ze względu na wysokie koszty oraz trudności w wywoływaniu błędów w procesie testowania dopuszczalne jest również rozwiązanie pokazane na Rys. 2 –symulacja Hardware In the Loop (w skrócie HIL).



***Rys. 1**. Symulacja Hardware In the Loop*

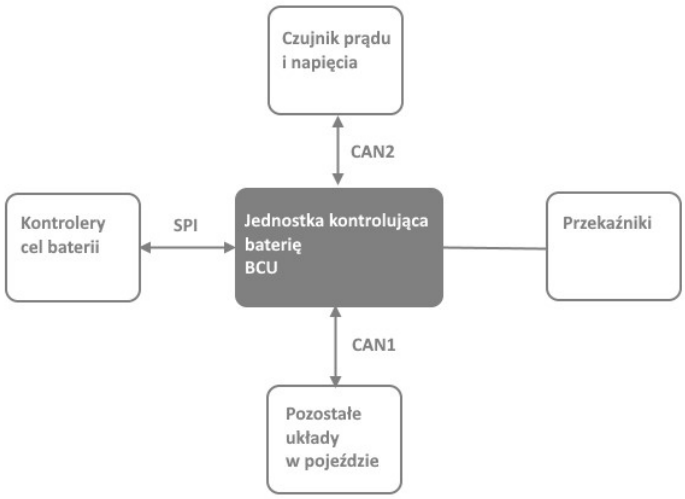
Istotnym walorem symulacji HIL jest możliwość testowania układu sterowania w układzie czasu rzeczywistego w bezpiecznych warunkach [3]. Algorytm sterujący uruchamiany jest na docelowym ECU. Zachowanie układu wbudowanego badane jest w środowisku składającym się z emulowanych elektrycznie czujników i elementów wykonawczych. Rzeczywiste sygnały ze sterownika podłączone są do systemu testowego, który symuluje rzeczywistość, również zachowanie pozostałych ECU, z którymi komunikuje się badany sterownik.

Tabela 1

Wartości atrybutów stosowane do kategoryzacji

Atrybut	Wartość	Opis
identyfikator	liczba całkowita	kolejne liczby całkowite
opis	tekst	opis dotyczący występującej anomalii
waga	blokująca	przeprowadzenie testu jest niemożliwe
	krytyczna	podstawowe operacje są zakłócone, kolejne testy będą miały negatywne rezultaty, powoduje błędy w środowisku testowym
	główna	jest przyczyną negatywnego wyniku testowanej funkcji, testy mogą być kontynuowane
	drobna	nie ma wpływu na testowaną właściwość systemu, negatywny wynik testu wynika z zakłóconych nieistotnych operacji
	nieznacząca	nie ma wpływu na testowany system, ani na środowisko testowe
prawdopodobieństwo	wysokie	prawdopodobieństwo wystąpienia większe niż 70%
	średnie	prawdopodobieństwo wystąpienia pomiędzy 40% a 70%
	niskie	prawdopodobieństwo wystąpienia mniejsze niż 40%
tryb	nadmiarowy	niewłaściwa implementacja nadmiarowa przypadku testowego (np. uruchomienie procedury usuwania błędów bez sprawdzenia czy one wystąpiły)
	prawidłowy	prawidłowo zaimplementowany przypadek testowy
	niepełny	niewłaściwa implementacja przypadku testowego np. brakujące elementy w sprawdzające poprawne warunki wstępne testu
typ	komunikacja	negatywny rezultat spowodowany błędami na magistralach komunikacyjnych
	tolerancja	negatywny rezultat spowodowany wartościami przekraczającymi założone wartości tolerancji
	fluktuacja	negatywny rezultat spowodowany fluktuacją prądu, temperatury
	czas	negatywny rezultat spowodowany przekroczeniem założonych ram czasowych dla zmiany sygnałów
	inne	pozostałe przyczyny

Na Rys. 3 przedstawiono badany układ wbudowany wraz z elementami mechatronicznymi, z którymi wchodzi on w interakcję w czasie pracy.



Rys. 2. *Badany układ jako czarna skrzynka*

Pełni on w pojeździe elektrycznym rolę jednostki kontrolującej stan naładowania, sprawność i funkcjonowanie akumulatora (ang. Battery Control Unit – BCU). Sterownik ten komunikuje się za pomocą magistrali SPI z kontrolerami cel baterii, otrzymując od nich informacje konieczne do realizacji algorytmów sterowania. Wartości wielkości fizycznych (tj. napięcie, natężenie prądu, temperatura oraz rezystancja izolacji) pochodzących z baterii były w środowisku HIL symulowane. Oprócz tego sterownik otrzymuje również informacje z czujnika natężenia prądu i napięcia precyzyjnie określającego pojemność w akumulatorze wysokonapięciowym (CAN2). Magistralą oznaczoną na schemacie jako CAN1 sterownik komunikuje się z pozostałymi układami ECU w samochodzie. Sygnały transmitowane tą magistralą również były symulowane w czasie badań. Przekaźniki zaznaczone na schemacie pełnią rolę przełączników – w zależności od tego czy bateria jest rozładowywana (tryb podstawowy) czy też ładowana napięciem zmiennym (AC) lub stałym (DC) odpowiedni układ jest podłączany do baterii. W przypadku wykrycia błędu klasy Emergency (np. zbyt wysokie napięcie na celi) zadaniem sterownika, oprócz zgłoszenia błędu pozostałym układom w pojeździe, jest natychmiastowe otwarcie przekaźników i przejście w tryb błędu.

Badania zostały przeprowadzone w środowisku HIL zbudowanym w oparciu o sprzęt i oprogramowanie firmy Vector. Urządzenie poddawane badaniom było umieszczone w adapterze igłowym firmy Reinhardt umożliwiającym podłączenie dowolnych punktów płytki drukowanej z symulatorem vTsystem. Konfiguracja vTsystemu wymaga podłączenia poprzez sieć LAN do komputera PC z zainstalowanym oprogramowaniem symulacyjnym CANoe. Zaimplementowane w nim zmienne i algorytmy umożliwiają sterowanie

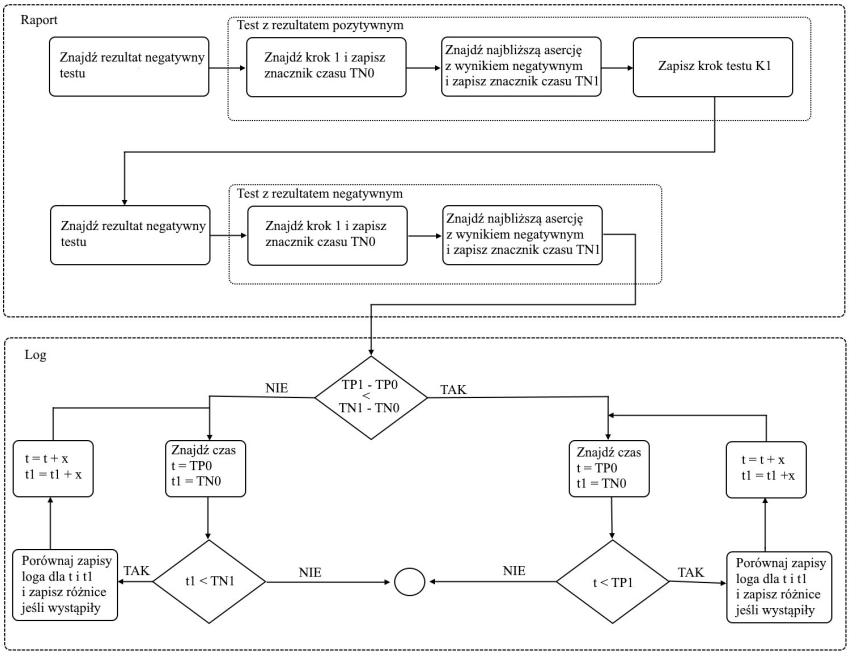
urządzeniami podłączonymi do vTsystemu. Można w nim generować i wysyłać do nich dowolne sygnały oraz tworzyć skrypty opisujące zachowanie symulowanych elementów systemu. Dodatkowo umożliwia ono również wykonywanie testów automatycznych przygotowanych wcześniej w dedykowanym oprogramowaniu vTestStudio lub skryptów w języku C, C++ czy Python [4].

4. METODYKA PROWADZONYCH BADAŃ

Wstępna faza badań miała na celu wyodrębnienie wyników testów sygnalizowanych migotaniem przeznaczonych do dalszej analizy. Wykonano dziesięciokrotnie zestaw 216 przypadków testowych podzielonych na 18 modułów funkcjonalnych. Testy w ramach modułu wykonywane były w losowej kolejności w celu uniezależnienia otrzymanych wyników bieżących od poprzednich. Otrzymano 74 wyniki pozytywne (co stanowi 34%), 15 negatywnych (co stanowi 7%) oraz 128 migoczących (59%). Prawidłowe podejście do wyników testów sygnalizowanych migotaniem powinno polegać na analizie i próbie eliminacji przyczyny ich migotania. W napiętym grafiku projektowym nie planuje się zasobów na takie analizy i w rzeczywistości, jak wskazuje Axelrod [5], podejście do tego typu testów polega na wykonywaniu ich do otrzymania pozytywnego rezultatu. Rozwiązaniem byłaby automatyzacja procesu analizy negatywnych wyników testów.

Kolejnym krokiem w tym kierunku jest identyfikacja możliwych przyczyn fałszywie negatywnych wyników testów. Spośród 128 testów o wynikach sygnalizowanych migotaniem na potrzeby badania wybrano losowo 25. W oparciu o algorytm przedstawiony na Rys. 4 przeanalizowano raporty z wykonania testów oraz logi zawierające zapis sygnałów przesyłanych na liniach komunikacyjnych oraz wartości mierzonych parametrów fizycznych w określonych chwilach czasowych.

Pierwszy etap analizy obejmował wyodrębnienie w raporcie danych związanych z negatywnym wynikiem testu. Oznaczony został jego pierwszy krok K0 i zapisany znacznik czasowy TN0. Następnie odnaleziona najbliższa asercja z wynikiem negatywnym, zapisany został znacznik czasowy TN1, a krok zawierający tą asercję opisany jako K1. Następnie w teście z wynikiem pozytywnym oznaczony został znacznik czasowy TP0 odpowiadający krokowi K0 wykonania testu oraz znacznik TP1 odpowiadający krokowi K1. Posiadając powyższe dane można przejść do analizy logu z wykonania testów. Należy prześledzić wykonanie obydwu testów od znaczników TN0 i TP0 do kroku K1 i porównać wszystkie pojawiające się w logu wartości sygnałów i wielkości fizycznych. Czas wykonania testu z wynikiem negatywnym i tego z wynikiem pozytywnym będzie różny, a porównanie powinno obejmować wszystkie wartości aż do osiągnięcia kroku K1 w teście, który zakończył się wcześniej. Wartość iteratora x zależy od czasu trwania cyklu z jakim zmieniają się wartości zapisywane w logu.



Rys. 3. *Algorytm analizy wyników testów pod kątem wystąpienia anomalii wywołujących fałszywie negatywne wyniki*

5. REZULTATY

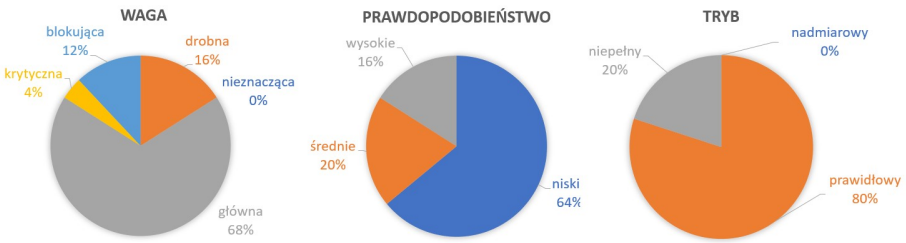
Do badań zostało losowo wybranych 25 przypadków testowych spośród 128 testów o wynikach sygnalizowanych migotaniem. Testom nadano identyfikatory – kolejne liczby całkowite. Opis stanowi identyfikator testowanej funkcji wraz z nazwą testu. Przeanalizowane zostały raporty z ich dziesięciokrotnego wykonania i na tej podstawie określono takie atrybuty jak waga, prawdopodobieństwo oraz tryb. Posługując się algorytmem przedstawionym na Rys. 4 określono typ oraz możliwe przyczyny negatywnego wyniku testu. Wyniki kategoryzacji badanych testów sygnalizowanych migotaniem przedstawiono w Tabeli 2.

Badania wykazały, że tylko 16% testów uzyskujących wyniki sygnalizowane migotaniem ma wagę drobną lub nieznaczącą. Oznacza to, że w przypadku większości testów, które uzyskały wynik negatywny należy przeanalizować przyczynę niepowodzenia przed zgłoszeniem defektu. W przypadku 20% badanych testów okazało się, że wprowadzenie zmian w implementacji przypadku testowego zniweluje pojawiające się wyniki negatywne. Analiza trzech atrybutów: wagi negatywnego rezultatu, prawdopodobieństwa jego wystąpienia oraz trybu zostały przedstawione na Rys. 5.

Tabela 2.

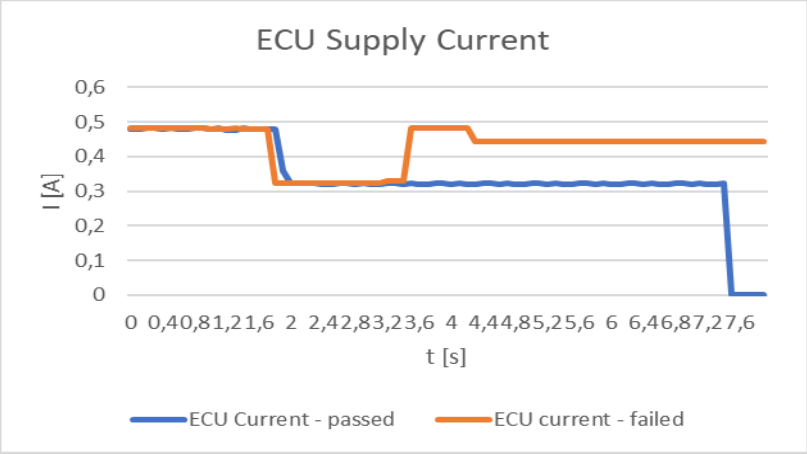
Wyniki analizy testów sygnalizowanych migotaniem

Id.	Opis	Waga	Prawdopo-dobieństwo	Tryb	Typ
1	ASF_006_CalM_Coding_Ident	drobna	niskie	prawidłowy	czas / komunikacja
2	SF_001_DiagServ_ContactorDiag	główna	wysokie	prawidłowy	tolerancja
3	SF_014_ErrHandl_CellVoltSafeLock	krytyczna	średnie	prawidłowy	komunikacja
4	SF_013_Obsrv_st_overcurr_AC_00	drobna	niskie	prawidłowy	komunikacja
5	SF_012_LvSense_KL30C_EqVerif	główna	niskie	prawidłowy	fluktuacja
6	SF_002_VehCan_NVEM02_Timeout	blokująca	niskie	niepełny	inne (XCP)
7	SF_003_ConIf_eConPickup	drobna	średnie	prawidłowy	Inne (BusSleep)
8	SF_001_DiagServ_CmcMeasurement	główna	niskie	prawidłowy	fluktuacja
9	SF_003_ConIf_PickUpVoltageEval	główna	wysokie	prawidłowy	inne (BusSleep)
10	SF_004_BCK_ChargeMeasurement	główna	niskie	prawidłowy	fluktuacja
11	SF_002_VehCan__Airbag_Deact	główna	niskie	prawidłowy	inne (XCP)
12	SF_005_RTC_WakeUp_BalanOff	główna	wysokie	prawidłowy	inne (BusSleep)
13	SF_013_Obsrv_st_overcurr_DC_00	główna	niskie	prawidłowy	inne (przekaźniki)
14	SF_013_Obsrv_st_overcurr_DC_01	główna	niskie	prawidłowy	tolerancja
15	SF_001_DiagServ_BatteryMode	główna	średnie	niepełny	inne (XCP)
16	SF_001_DiagServ_Temp2_Meas	główna	niskie	niepełny	inne (XCP)
17	SF_001_DiagServ_CalibIdent	drobna	niskie	prawidłowy	inne (XCP)
18	SF_001_DiagServ_VehicleMeas	główna	niskie	niepełny	inne (XCP)
19	SF_001_LAD_CALID_Measurement	główna	niskie	niepełny	inne (XCP)
20	SF_007_Diag_SeccAcc_Download	główna	niskie	prawidłowy	komunikacja
21	SF_007_Diag_CheckProgramPrecon	blokująca	średnie	prawidłowy	komunikacja
22	SF_007_Diag_EraseFlash_NegResp	blokująca	niskie	prawidłowy	komunikacja
23	SF_008_DTCS_PosRespOn	główna	niskie	prawidłowy	komunikacja
24	SF_008_DTCS_BtlTP_BlockSize	główna	wysokie	prawidłowy	komunikacja
25	SF_009_IsoMon_IsolationResistance	główna	średnie	prawidłowy	tolerancja



Rys. 4. *Wyniki analizy testów sygnalizowanych migotaniem*

Najbardziej czasochłonnym oraz najtrudniejszym elementem analizy okazało się określenie typu anomalii wpływającego na wynik negatywny testu. Przykładowo dla testu o ID=12 z wysokim prawdopodobieństwem wystąpienia migotania oraz wagą określoną jako główna (występująca anomalia nie pozwoliła na przetestowanie funkcji realizowanej przez ECU) plik logu ma rozmiar prawie 700MB i zawiera ponad 5 milionów linii z danymi zebranymi z symulacji dla 160 różnych wielkości fizycznych. Wstępne przygotowanie polega na określeniu punktów TN0= 7.685262 oraz TN1= 107.863262 oraz TP0= 11.080579 i TP1= 18.631135 i wyodrębnieniu odpowiednich fragmentów pliku loga do dalszej analizy. Na jej podstawie określono, że różnice występują m.in. w przebiegu natężenia prądu zasilającego ECU, co przedstawiono na Rys. 6.



Rys. 5. *Przebieg prądu zasilania ECU w badanym układzie w czasie od kroku K0 do kroku K1*

Z powyższego wykresu wynika, że po wykonaniu kroku K1 w teście z pozytywnym wynikiem wartość natężenia prądu zasilającego ECU jest bliska zeru, co oznacza, że przeszedł on w tryb uśpienia. Analiza danych zebranych

podczas wykonania testu z wynikiem negatywnym wykazała, że prąd zasilania ECU w tym przypadku nie osiągnął wartości niższej niż 300 mA, czyli tryb uśpienia nie został osiągnięty. Eksploracja pozostałych wielkości dowiodła, że komunikacja na głównej magistrali pojazdu w obydwu kierunkach została utrzymana w przypadku testu z negatywnym wynikiem, co było bezpośrednią przyczyną niemożliwości przejścia ECU w stan uśpienia oraz negatywnego wyniku testu. W związku z tym typ tego testu został skategoryzowany jako „Inne (Bus Sleep)".

6. WNIOSKI

Analiza negatywnych rezultatów testów układów wbudowanych jest procesem skomplikowanym i czasochłonnym. Automatyzacja tego procesu, obejmująca przygotowanie plików logów do dalszej analizy przy pomocy skryptów napisanych np. w Pythonie jest pomocna, ale niewystarczająca. W przypadku wspomnianego wyżej testu, pośród 160 wielkości występujących w pliku loga są napięcia i natężenia prądów, których fluktuacje zostaną wykazane jako różnice w przebiegu wykonania testu, natomiast w tym konkretnych przypadku nie mają wpływu na jego wynik. Zasadne wydaje się zastosowanie algorytmów rozszerzonej inteligencji w procesie dalszej analizy, kolejne badania będą prowadzone w kierunku optymalizacji tego procesu z ich zastosowaniem.

LITERATURA

[1] IEEE Std 1044-2009, IEEE Standard Classification for Software Anomalies

[2] ISO 26262:2018 Road vehicles – functional safety.

[3] NIKOŃCZUK P., JASZCZAK, S.:Stanowisko do testowania układów sterowania temperaturą w kabinie lakierniczej w trybie Hardware In The Loop, Autobusy – Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe nr 12, 2016, 1244-1247

[4] MIZOGUCHI M., IIDA T., IRIE T.: Optimization of automated executions based on integration test configurations of embedded software, IEEE International Conference on Software Testing, Verification and Validation Workshops (ICSTW), Porto, s. 358-363 (2020).

[5] AXELROD A.: Automatyzacja testów. Kompletny przewodnik dla testerów oprogramowania. PWN, Warszawa (2019).

[6] MADNI A.M.: (2020), Exploiting Augmented Intelligence in Systems Engineering and Engineered Systems. INSIGHT, 23: 31-36. https://doi.org/10.1002/inst.12282

[7] ROUSE W.B.: (2020), AI as Systems Engineering Augmented Intelligence for Systems Engineers. INSIGHT, 23: 52-54. https://doi.org/10.1002/inst.12286

ROBERT KOSTUREK[1], LUCJAN ŚNIEŻEK, JANUSZ TORZEWSKI
[1] Wojskowa Akademia Techniczna, robert.kosturek@wat.edu.pl
[2] Wojskowa Akademia Techniczna, lucjan.sniezek@wat.edu.pl
[3] Wojskowa Akademia Techniczna, janusz.torzewski@wat.edu.pl

WYBRANE PROBLEMY NISKOCYKLOWEGO ZMĘCZENIA POŁĄCZEŃ FSW STOPU AA2519

Abstract: This paper presents selected problems in low-cycle fatigue of AA2519 friction stir welded joints. The investigation involves macro and microstructure analysis supported by microhardness distribution, residual stress measurements, low-cycle fatigue testing, and fractography. The conducted study allowed to identify the main factors promoting a decohesion of the joint.

1. WSTĘP

Proces FSW (ang. *friction stir welding* – zgrzewanie tarciowe z przemieszaniem) pozwala na uzyskanie wysokiej jakości połączeń trudnospawalnych stopów aluminium, w tym dedykowanego zastosowaniom militarnym stopu AA2519 [1-2]. Rozpatrując zachowanie się połączeń FSW narażanych na występowanie obciążeń zmiennych, należy mieć na uwadze szereg aspektów mikrostrukturalnych czyniących je lokalnie podatnym na odkształcenie plastyczne, w tym: obszar niskiej twardości (ang. *low hardness zone*) oraz granice pomiędzy poszczególnymi strefami złącza [5-8]. Dodatkowy czynnik stanowią zmiany zarysu spajanych elementów oraz naprężenia własne, występujące jako efekt procesu łączenia. Wszystkie te składowe stanowią karby: mikrostrukturalne, geometryczne oraz naprężeniowe, powodujące lokalne spiętrzenie naprężeń prowadzące do stopniowej utraty spójności połączenia w warunkach obciążeń zmiennych [3,7]. W tym zakresie, na szczególną uwagę zasługują właściwości zmęczeniowe w domenie wytrzymałości niskocyklowej, z uwagi na specyfikę samego złącza, wpływającego na lokalizację maksymalnego odkształcenia sprężysto-plastycznego [9-11].

2. METODYKA BADAWCZA

Badanym materiałem był stop AA2519 w postaci wyciskanych płaskowników o grubości 5 mm i składzie chemicznym podanym w Tabeli 1.

Tabela 1.

Skład chemiczny stopu AA2519 (% wagowy)

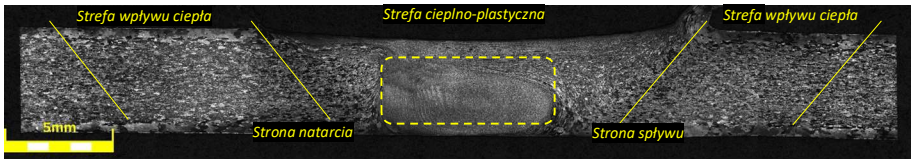
Si	Fe	Cu	Mg	Zn	Ti	V	Zr	Sc	Al
0,08	0,11	6,32	0,33	0,05	0,08	0,1	0,19	0,16	reszta

Zgrzewanie FSW zostało zrealizowane za pomocą maszyny ESAB FSW Legio 4UT z wykorzystaniem narzędzia MX Triflute o długości pinu 4,8 mm przy

zastosowaniu parametrów: 800 obr/min prędkości obrotowej narzędzia i prędkości zgrzewania wynoszącej 100 mm/min. Zastosowana długość pinu jest zalecana do łączenia blach o grubości 5 mm. Kąt nachylenia narzędzia wynosił 2°. Zgłady metalograficzne wytworzonych połączeń zostały poddane szlifowaniu na papierach ściernych o różnych gradacjach (80, 120, 240, 480, 600, 1200, 2400 i 4000) oraz polerowaniu z wykorzystaniem pasty diamentowej (3 μm, a następnie 1 μm). Na tak przygotowanych zgładach metalograficznych przeprowadzono obserwacje mikrostruktury za pomocą mikroskopu konfokalnego Olympus LEXT OLS 4100 oraz pomiary mikrotwardości za pomocą mikrotwardościomierza Struers DURA SCAN 70 zadając obciążenie 0.98 N, zgodnie z normą EN ISO 6507. Granice ziaren w stopie AA2519 umocnionym wydzieleniowo ujawniono poprzez trawienie odczynnikiem Kellera o składzie: 20 ml H2O, 5 ml 63% HNO3, 1 ml 36% HCl i 1 kropla 40% HF przez 10 sekund. Badania niskocyklowego zmęczenia zostały przeprowadzone, zgodnie z normą ASTM E606 / E606M, na maszynie wytrzymałościowej Instron 8802 Servohydraulic Fatigue Testing System z wykorzystaniem dynamicznego ekstensometru 2520-603. Podczas badań zmienną sterującą ε_{ac} zmieniano sinusoidalnie przy współczynniku asymetrii cyklu $R=\varepsilon_{min}/\varepsilon_{max}=0{,}1$. Obserwacje powierzchni pęknięcia zniszczonych próbek prowadzono za pomocą skaningowego mikroskopu elektronowego Jeol JSM-6610. Pomiary naprężeń własnych metodą trepanacji otworowej zostały wykonane przy użyciu stanowisko VPG Micro-Measurement System RS-200 zgodnie z normą ASTM E837.

3. WYNIKI BADAŃ

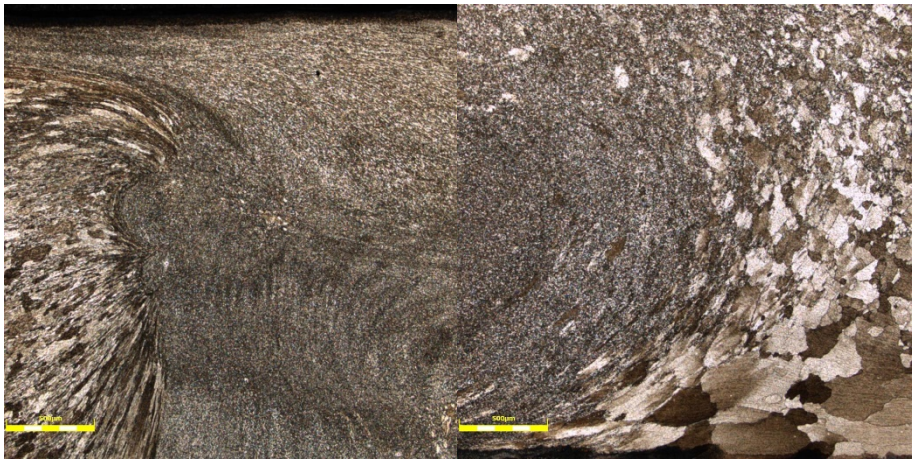
Przykładową makrostrukturę, wolnego od imperfekcji, połączenia FSW stopu AA2519 przedstawiono poniżej (Rys. 1).



Rys. 1. *Obraz makrostruktury połączenia FSW stopu AA2519; jądro zgrzeiny oznaczono linią kreskowaną.*

Wyszczególnić tu można strefę wpływu ciepła (rozrost ziaren, przestarzanie fazy umacniającej) oraz strefę cieplno-plastyczną (odkształcanie ziaren w podwyższonej temperaturze, rozpuszczanie i przestarzanie fazy umacniającej). Cechą charakterystyczną dla połączeń FSW jest znaczne rozdrobnienie ziarna w jądrze zgrzeiny, podobszaru strefy cieplno-plastycznej, na drodze dynamicznej rekrystalizacji. Struktura złączy FSW nie układa się symetryczne względem ich linii środkowej i w zależności od relacji kierunek obrotu narzędzia – kierunek posuwu narzędzia wyróżniamy: stronę natarcia (ang. *advancing side*), w której

kierunek obrotu narzędzia jest zgodny z kierunkiem posuwu narzędzia oraz stronę spływu (ang. *retreating side*), w której kierunek obrotu jest przeciwny do kierunku posuwu narzędzia. Strona spływu odznacza się występowaniem wyższej temperatury podczas procesu zgrzewania, co prowadzi do zauważalnych różnic mikrostrukturalnych pomiędzy poszczególnymi stronami złącza (Rys. 2a,b).

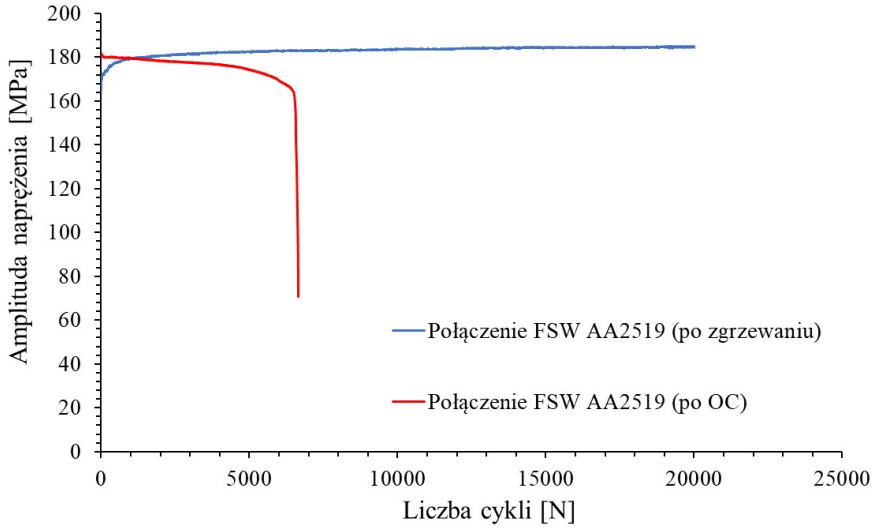


a) b)

Rys. 2. *Przykłady nieciągłości struktury ziarnistej połączenia FSW: a) strona natarcia, b) strona spływu.*

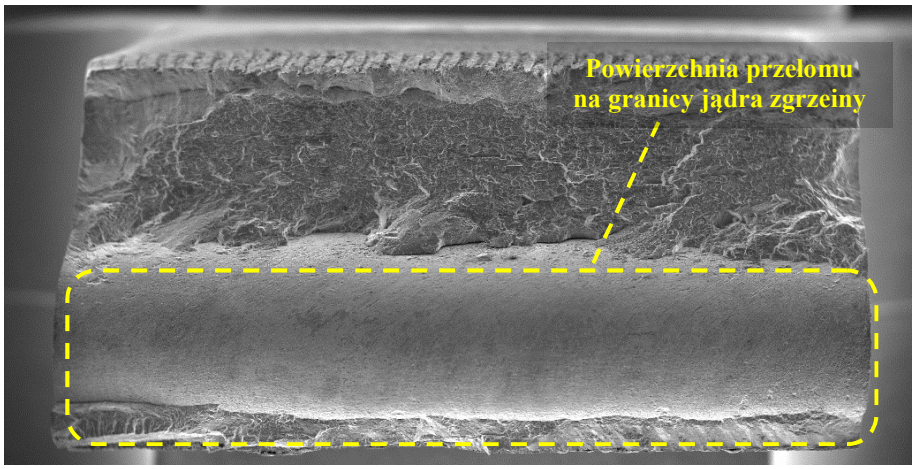
Po stronie natarcia zaobserwować można silnie odkształcone ziarna strefy cieplno-plastycznej sąsiadujące z drobnoziarnistym jądrem zgrzeiny (Rys. 2a). W przypadku strefy spływu, wyższa temperatura procesu mieszania umożliwia częściową rekrystalizację i zdrowienie ziaren strefy cieplno-plastycznej (Rys. 2b). Innym zagadnieniem, istotnym z punktu widzenia wytrzymałości połączenia, jest zmniejszenie udziału fazy umacniającej θ′ (możliwej do zaobserwowania przy wykorzystaniu transmisyjnego mikroskopu elektronowego) w strukturze stopu na skutek oddziaływania temperatury podczas procesu zgrzewania [2]. Z uwagii na fakt, że jest główna przyczyna relatywnie niskich efektywności połączeń stopów aluminium umacnianych wydzieleniowo (70-80%), w niektórych wypadkach stosuje się obróbkę cieplną (umacnianie wydzieleniowe) po procesie zgrzewania. Przeprowadzone przez autorów badania dowiodły, że takie rozwiązanie w pewnych aspektach jest korzystne np. występuje zmniejszenie naprężeń własnych [12], równomierne umocnienie na całej powierzchni przekroju poprzecznego połączenia [13]. W przypadku stopu AA2519 (oraz szergu innych stopów m.in. serii 7XXX) wpływ procesu umacniania wydzieleniowego na właściwości zmęczeniowe połączeń

FSW w zakresie niskocyklowym (ε_{ac}=0,25% , R=0,1) został określony jako niekorzystny (Rys. 3).

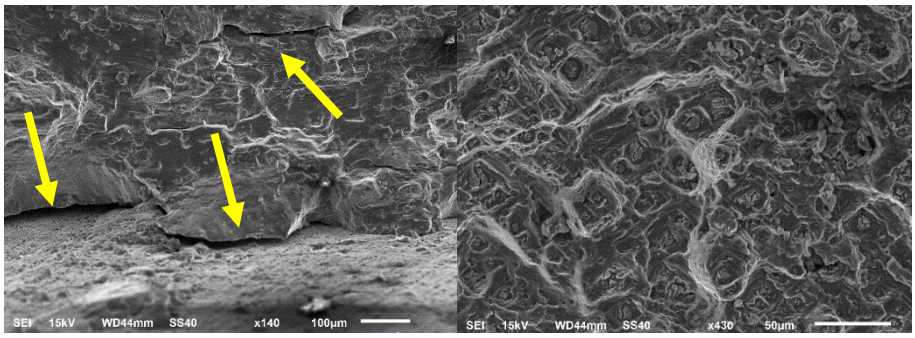


Rys. 3. *Zmiany amplitudy naprężenia w funkcji liczby cykli reprezentatywnych próbek połączeń FSW stopu AA2519 w stanie po zgrzewaniu i po obróbce cieplnej.*

Przeprowadzone przez autorów badania [13] wykazały, że przeprowadzonej obróbce cieplnej (przesycaniu w 530°C / 2h + chłodzenie w zimnej wodzie i starzeniu 165 °C / 10h) towarzyszyło uformowanie się porów na granicy pomiędzy jądrem zgrzeiny a strefą cieplno-plastyczną oraz znaczny rozrost ziarna. W sposób znaczący pogorszyło to właściwości zmęczeniowe obrobiony cieplnie połączeń. Analizując zmiany amplitudy naprężenia w funkcji liczby cykli (Rys. 3) połączenia FSW nieobrobionego cieplnie można zaobserwować fazę stopniowego umacniania się materiału w początkowym etapie badań, do liczby ok. 1000 cykli, po której następuje stabilizacja, aż do zniszczenia próbki przy ok. 20 000 cykli.
W przypadku połączenia poddanego obróbce cieplnej można zaobserwować istotną zmianę właściwości zmęczeniowych. Obrobione cieplnie połączenie FSW po początkowym, przejściowym umocnieniu, ulega cyklicznemu osłabieniu, aż do zniszczenia po ok. 6 500 cyklach. Przeprowadzony zabieg obróbki cieplnej w istotny sposób wpłynął na charakter przebiegu zmęczeniowego pękania połączeń, zdeterminowanego w znacznej mierze powstałymi imperfekcjami struktury. Przykładową powierzchnię przełomu próbki połączenia FSW poddanego obróbce cieplnej przedstawiono na poniższym rysunku (Rys. 4a-c).



a)

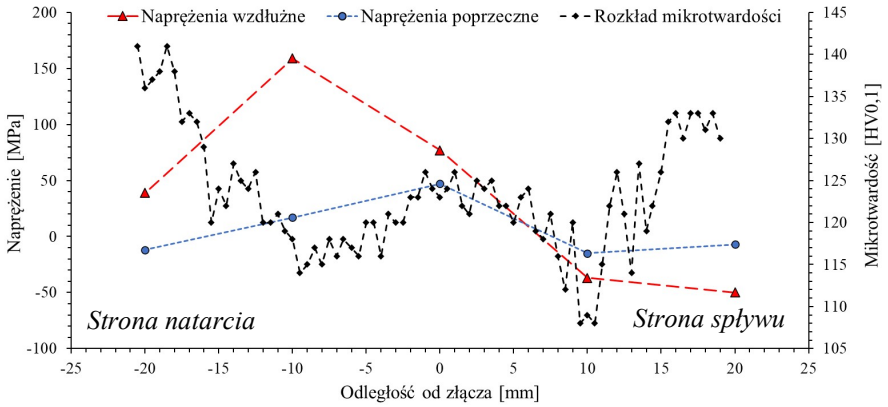


b) c)

Rys. 4. *Powierzchnia przełomu połączenia FSW po obróbce cieplnej (ε_{ac}=0,25%, N_f =1200 cykli): a) widok gólny, b) dekohezja na granicy jądra zgrzeiny i strefy cieplno-plastycznej, c) dołom; pęknięcia odzłomowe oznaczone żółtymi strzałkami.*

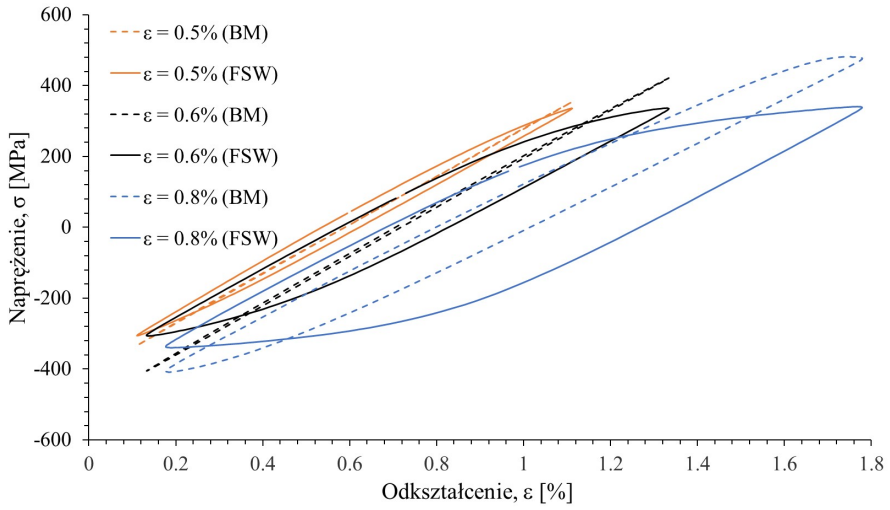
Obserwacje powierzchni przełomu połączenia FSW poddanego obróbce cieplnej (Rys. 4a) pozwalają stwierdzić, że pękanie rozwijało się na granicy jądra zgrzeiny oraz strefy cieplno-plastycznej. W obszarze tym występują liczne pęknięcia odzłomowe (Rys. 4b) świadczące o lokalnej, gwałtownej dekohezji materiału. Dołom resztkowy przejawia cechy pękania quasiplastycznego, rozwijającego się w strefach z układem gęsto rozmieszczonych wydzieleń Al_2Cu i lokalne obszary pękania plastycznego o charakterystycznej plastrowej budowie (Rys. 4c). Jako główną przyczynę pogorszenia się właściwości zmęczeniowych obrobionych cieplnie połączeń FSW stopu AA2519 wskazano duże różnice w strukturze ziarnistej pomiędzy poszczególnymi strefami (będące efektem intensywnego rozrostu ziaren w jądrze zgrzeiny podczas obróbki cieplnej) oraz uformowanie się porów pomiędzy nimi, dodatkowo sprzyjających

dekohezji materiału w warunkach obciążeń zmiennych [13]. Z tego względu badania nad zgrzewaniem FSW stopu AA2519, kontynuowano na materiale poddanym obróbce cieplnej przed procesem łączenia (ozn. AA2519-T62). Przeprowadzone w tym zakresie badania rozkładu mikrotwardości na powierzchni przekroju poprzecznego połączenia FSW oraz pomiarów naprężeń własnych metodą trepanacji otworowej pozwoliły na dalszą analizę właściwości poszczególnych stref połączenia (Rys. 5).



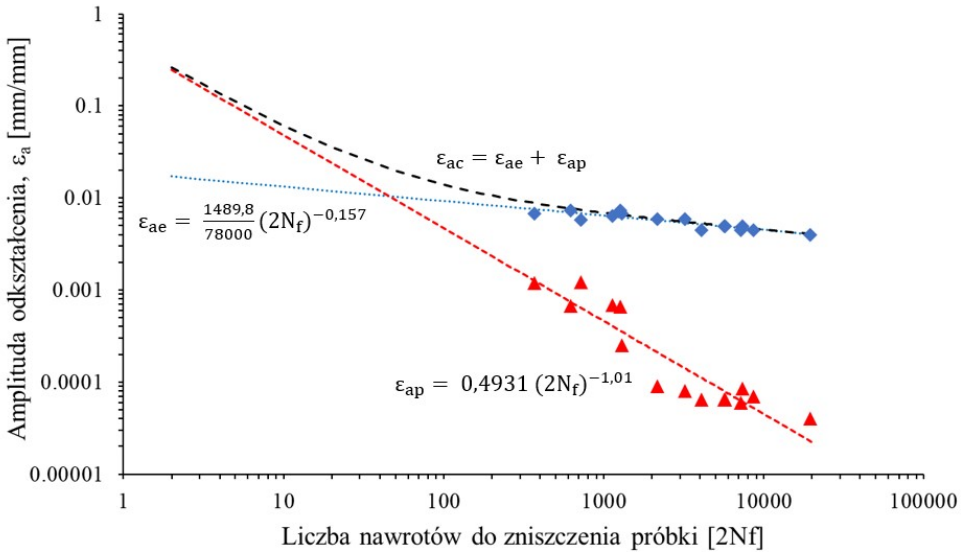
Rys. 5. *Zestawienie rozkładów mikrotwardości i naprężeń własnych w połączeniu FSW stopu AA2519-T62.*

Wyższa temperatura materiału zgrzeiny po stronie spływu znajduje swoje odzwierciedlenie również na uzyskanych w przebiegach rozkładów mikrotwardości. Zaobserwowany brak symetrii tych rozkładów względem osi symetrii złącza wynika z zachodzących procesów przestarzania fazy umacniającej θ′ w wyższej temperaturze materiału po stronie spływu. Analizując uzyskany rozkład naprężeń można wysnuć wniosek, że w złączu i najbliższym jego otoczeniu dominują naprężenia rozciągające. Większymi wartościami naprężeń rozciągających odznaczają się naprężenia wzdłużne, a swą największą wartość przyjmują po stronie natarcia (159 MPa). Niższe wartości naprężeń po stronie spływu można tłumaczyć ich częściową relaksacją w skutek działania wyższej temperatury (przejawiającą się m.in. częściową rekrystalizacją i zdrowieniem mikrostruktury – Rys. 2b). Ustabilizowane pętle histerezy dla stopu AA2519-T62 i jego połączenia FSW przedstawiono na Rys. 6.

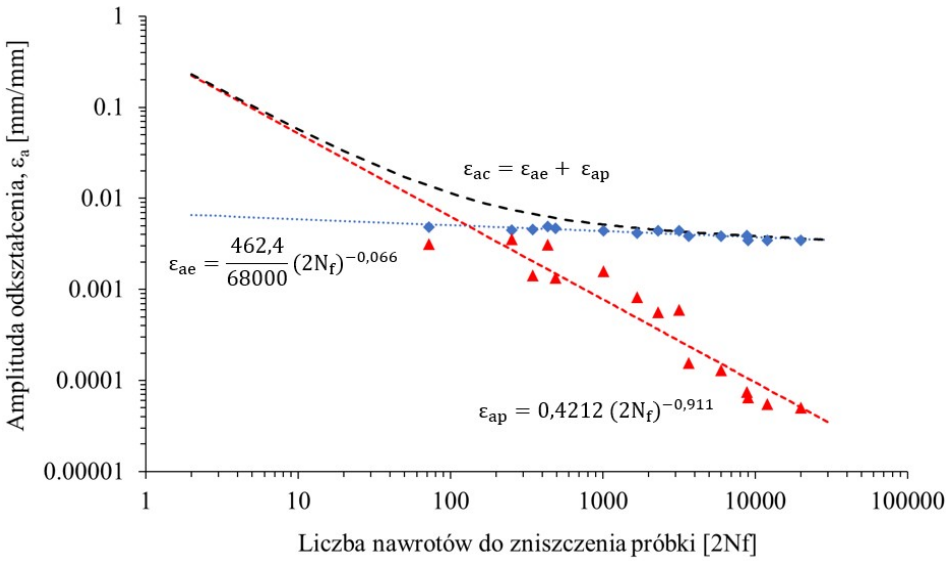


Rys. 6. *Zestawienie pętli histerezy stopu AA2519-T62: materiału rodzimego (BM) i połączenia (FSW).*

Wraz ze wzrostem amplitudy odkształcenia całkowitego następuje zauważalne zwiększenie pola pętel histerezy, świadczące o dyssypacji energii w odkształcanym cyklicznie materiale. Związane jest to ze wzrostem składowej odkształceń plastycznych obserwowanym z większym nasileniem w połączeniach FSW. Zjawisko to można wiązać ze spadkiem mikrotwardości obszaru złącza, będące efektem niekorzystnych zmian strukturalnych wywołanych przez proces FSW, a w szczególności zaniku fazy umacniającej θ′. Ograniczenie udziału fazy θ′, stanowiącej przeszkodę dla ruchu dyslokacji w strukturze stopu ma swe przełożenie na lokalną koncentrację odkształceń plastycznych w odkształcanym połączeniu. Przeprowadzone badania doświadczalne niskocyklowego zmęczenia pozwoliły na opracowanie wykresów Mansona-Coffina-Basquina dla stopu AA2519-T62 i jego połączeń FSW (Rys. 7-8).



Rys. 7. *Wykres Mansona-Coffina-Basquina dla stopu AA2519-T62 [5].*



Rys. 8. *Wykres Mansona-Coffina-Basquina dla połączeń FSW stopu AA2519-T62 [11].*

Krzywa reprezentująca amplitudę odkształcenia całkowitego, opisywana jest zależnością Mansona-Coffina-Basquina wyrażaną jako suma wyliczonych wartości ε_{ae} i ε_{ap} (1):

$$\varepsilon_{ac} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma'_f}{E}(2N_f)^b + \varepsilon'_f(2N_f)^c, \quad (1)$$

gdzie: σ'_f - współczynnik wytrzymałości zmęczeniowej, b - wykładnik wytrzymałości zmęczeniowej, ε'_f - współczynnik cyklicznego odkształcenia plastycznego, c - wykładnik cyklicznego odkształcenia plastycznego. Przyjmując powyższą formę zapisu, otrzymano odpowiednio:
dla stopu AA2519-T62 [5]:

$$\varepsilon_{ac} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{1489,8}{78000}(2N_f)^{-0,157} + 0,4931\,(2N_f)^{-1,01} \quad (2)$$

dla połączenia FSW stopu AA2519-T62 [11]:

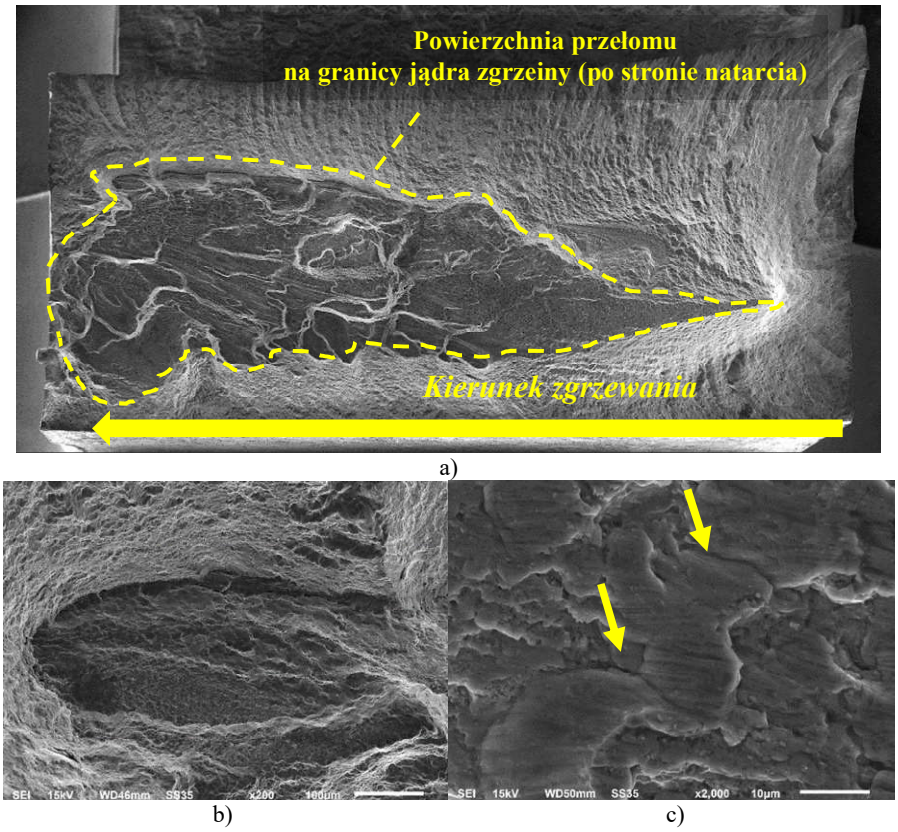
$$\varepsilon_{ac} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{462,4}{68000}(2N_f)^{-0,066} + 0,4212\,(2N_f)^{-0,911} \quad (3)$$

Obrazy powierzchni przełomu zmęczeniowego połączenia FSW stopu AA2519-T62 badanego przy ε_{ac}=0,5% przedstawiono na Rys. 9a-c.

Obserwowana powierzchnia przełomu (Rys. 9a) wykazuje cechy pękania plastycznego i sąsiaduje z jądrem zgrzeiny (Rys. 9a,b), gdzie na granicy stref cieplno-plastycznej i jądra zgrzein, występuje wyspowy obszar o cechach przełomu kruchego. Na powierzchni przełomu jądra zgrzeiny zaobserwowano nieliczne układy prążków zmęczeniowych z gęstym rozmieszczeniem drobnych pęknięć odzłomowych (Rys. 9c).

4. PODSUMOWANIE

Jednym z najważniejszych czynników wpływających na kierunki rozwoju nowoczesnych materiałów konstrukcyjnych są ograniczenia wynikające z ciągle niedoskonałych metod spajania. Niezwykle istotny obszar działalności naukowej leżącej u podstaw rozwoju nowoczesnych rozwiązań inżynierskich obejmuje prace dotyczące nowych, innowacyjnych technik spajania, w tym zgrzewania tarciowego z przemieszaniem materiału zgrzeiny - FSW (*Friction Stir Welding*). Zrealizowane badania niskocyklowego zmęczenia wykazały, że wzrost amplitudy odkształcenia całkowitego wpływa na większą dyssypację energii w odkształcanym cyklicznie połączeniu FSW niż w materiale rodzimym, co powiązano ze spadkiem udziału fazy umacniającej θ′ w strukturze materiału na skutek procesu zgrzewania. Wyniki badań mikrofraktograficznych powierzchni przełomów zmęczeniowych dały podstawy twierdzeniu, że w większości analizowanych przypadków dekohezji połączeń FSW dominuje przypadek pękania na granicy jądra zgrzeiny i strefy cieplno-plastycznej po stronie natarcia. Granica ta stanowi obszar styku silnie odkształconych i dynamicznie zrekrystalizowanych ziaren, w którym zlokalizowane są największe wartości rozciągających naprężeń własnych (159 MPa), dodatkowo sprzyjające inicjacji pęknięć zmęczeniowych.



Rys. 9. *Powierzchnia przełomu połączenia FSW stopu AA2519-T62 (ε_{ac}=0,5%, N_f =1000 cykli): a) widok gólny [11], b) fragment górnej części powierzchni przełomu, c) fragment powierzchni przełomu jądra zgrzeiny. Pęknięcia odzłomowe oznaczone żółtymi strzałkami.*

Praca została zrealizowana w ramach projektu MON PBG/13-998.

LITERATURA

[1] FISHER, J.; JAMES, J. Aluminum alloy 2519 in military vehicles. Mater. Sci. Forum 2002, 160, 43–46.

[2] LIANG, X.P.; Li, H.Z.; Li, Z.; HONG, T.; MA, B.; LIU, S.D.; LIU, Y. Study on the microstructure in a friction stir welded 2519 T87 Al alloy. Mater. Des. 2012, 35, 603–608.

[3] KOSTUREK, R.; ŚNIEŻEK, L.; TORZEWSKI, J.; WACHOWSKI, M. The influence of welding parameters on macrostructure and mechanical properties of Sc-modified AA2519-T62 FSW joints. Manuf. Rev. 2020, 7, 28.

[4] KOSTUREK, R.; ŚNIEŻEK, L.; TORZEWSKI, J.; WACHOWSKI, M. M. Research on the Friction Stir Welding of Sc-modified AA2519 extrusion. Metals 2019, 9, 1024.
[5] KOSTUREK, R.; ŚNIEŻEK, L.; TORZEWSKI, J.; WACHOWSKI, M. Low cycle fatigue properties of Sc-modified AA2519-T62 extrusion. Materials 2020, 13, 220.
[6] TEXIER, D.; ATMANI, F.; BOCHER, P.; NADEAU, F.; CHEN, J.; ZEDAN, Y.; Vanderesse, N.; Demers, V. Fatigue performances of FSW and GMAW aluminum alloys welded joints: Competition between microstructural and structural-contact-fretting crack initation. Int. J. Fatigue 2018, 116, 220–233.
[7] TORZEWSKI, J.; GRZELAK, K.; WACHOWSKI, M.; KOSTUREK, R. Microstructure and low cycle fatigue properties of AA5083 H111 friction stir welded joint. Materials 2020, 13, 2381
[8] VUHERER, T.; KRAMBERGER, J.; MILCIC, D.; MILCIC, M.; GLODEŽ, S. Fatigue behaviour of friction stir welded AA-2024 aluminium alloy sheets. IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng. 2019, 659, 012032.
[9] SUN, G.; CHEN, Y.; CHEN, S.; SHANG, D. Fatigue modeling and life prediction for friction stir welded joint based on microstructure and mechanical characterization. Int. J. Fatigue 2017, 98, 131–141.
[10] MIERZYŃSKI, J.; HUTSAYLYUK, V. Fatigue crack growth in the D16CzATW aluminium alloy in the presence of a calibrated hole under simple bending. Int. J. Fatigue 2012, 39, 54–60.
[11] KOSTUREK, R.; ŚNIEŻEK, L.; TORZEWSKI, J.; ŚLĘZAK, T.; WACHOWSKI, M.; SZACHOGŁUCHOWICZ, I. Research on the properties and low cycle fatigue of Sc-modified AS2519-T62 FSW joint. Materials 2020, 13, 5226
[12] ŚNIEŻEK, L.; KOSTUREK, R.; WACHOWSKI, M.; KANIA, B. Microstructure and Residual Stresses of AA2519 Friction Stir Welded Joints under Different Heat Treatment Conditions. Materials 2020, 13, 834.
[13] KOSTUREK, R.; ŚNIEŻEK, L.; WACHOWSKI, M.; TORZEWSKI, J. The Influence of Post-Weld Heat Treatment on the Microstructure and Fatigue Properties of Sc-Modified AA2519 Friction Stir-Welded Joint. Materials 2019, 12, 583.

DARIUSZ KRAJEWSKI[1], MARIUSZ OLEKSY[1], RAFAŁ OLIWA[1], KATARZYNA BULANDA[1], KAMIL CZECH[2]
[1]Katedra Kompozytów Polimerowych, Wydział Chemiczny, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 6, 35-959 Rzeszów, Polska, e-mail: d.krajewski@prz.edu.pl, molek@prz.edu.pl, oliwa@prz.edu.pl, k.bulanda@prz.edu.pl
[2]Szkoła Doktorska Nauk Inżynieryjno-Technicznych, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów, Polska, e-mail: d516@stud.prz.edu.pl,

WPŁYW MODYFIKACJI MATERIAŁU OSNOWY STOSOWANEJ DO WYROBU KOMPOZYTÓW POLIMEROWYCH NA JEJ PRZEWODNICTWO ELEKTRYCZNE ORAZ WYBRANE WŁAŚCIWOŚCI MECHANICZNE

Abstract: As part of the work, polymer composites based on epoxy resin were obtained. The influence of the addition of graphite, graphene and carbon black on the properties of composites was investigated, with particular emphasis on electrical conductivity. The selected compositions with the best performance properties will be used to obtain carbon fiber-reinforced composites that can be used in the aerospace and defense industries.

1. WPROWADZENIE

Kompozyty polimerowe są obecnie coraz częściej wykorzystywane jako materiały konstrukcyjne zastępując stopy metali, ze względu na wysoki stosunek wytrzymałości do masy oraz odporność na korozję. Jednakże wadą tego typu materiałów jest ich niska przewodność elektryczna, przez co nie chronią one przed wyładowaniami atmosferycznymi oraz nie stanowią dobrej ochrony przed polem elektromagnetycznym. Właściwości te są szczególnie ważne w przypadku przemysłu lotniczego, ze względu na duże narażenie na uderzenie piorunem [1-3], które w przypadku materiałów o niskiej przewodności elektrycznej może spowodować powstanie poważnych uszkodzeń [4].

Wyładowania atmosferyczne niosą za sobą również ryzyko uszkodzenia delikatnych urządzeń elektrycznych znajdujących się wewnątrz samolotu w związku z występowaniem silnego pola elektromagnetycznego przy kontakcie błyskawicy z powierzchnią kadłuba [2, 5].

Dawniej, gdy przy wytwarzaniu samolotów stosowano jedynie stopy metali, cały korpus stanowił w pewnym rodzaju klatkę Faradaya chroniącą pasażerów przed wyładowaniem atmosferycznym. Jednak w celu zredukowania masy całej konstrukcji, dla poprawy ładowności samolotów, zaczęto stosować w coraz większym stopniu kompozyty polimerowe, odznaczające się znacznie mniejszą gęstością. Dlatego tak ważnym tematem jest przystosowanie tych materiałów do wykorzystywania ich jako substytut metali, głównie pod względem zwiększenia ich konduktywności.

Najczęściej jako bazę do poprawy przewodności elektrycznej stosuje się kompozyty epoksydowo/węglowe, ze względu na ich dużą wytrzymałość oraz dobrą odporność na wyładowania atmosferyczne, nawet bez stosowania modyfikacji [6, 7].

Obecnie w celu poprawy przewodności kompozytów polimerowych stosuje się najczęściej nanonapełniacze węglowe takie jak: grafen, grafit, nanorurki węglowe czy sadza [8-16]. Możliwe jest wykorzystanie ich w postaci modyfikatorów do osnowy epoksydowej oraz jako dodatkową warstwę o zwiększonej konduktywności, którą wkomponowuje się w strukturę laminatu.

W ramach pracy otrzymano kompozyty polimerowe na osnowie żywicy epoksydowej (EP) modyfikowane nanonapełniaczami węglowymi. Maksymalne zawartości procentowe napełniaczy zostały ustalone na podstawie badań lepkości kompozycji. Dobrano je tak, aby możliwe było wykorzystanie ich w przyszłych badaniach przy wytwarzaniu kompozytów włóknistych metodą infuzji. Wybrane kompozycje o najlepszych właściwościach użytkowych zostaną wykorzystane do otrzymania kompozytów wzmocnionych włóknem węglowym, które mogą być zastosowane w przemyśle lotniczym i zbrojeniowym.

2. METODYKA BADAŃ

Materiały użyte do badań

Do przygotowania kompozytów wykorzystano żywicę epoksydową EPIDIAN 624 (EP) (CIECH SARZYNA, Polska). Modyfikację kompozytów prowadzono za pomocą: płatków grafenowych (GFN) o grubości 6-8 nm i średnicy 5 μm (GFN-1) oraz 25 μm (GFN-2) (ADJ Nanotechnology Sp. z o.o., Białystok, Polska); sadzy przewodzącej (SDA) o średnicy cząstek ok. 13 nm (3D-nano, Kraków, Polska); grafitów ekspandujących EG 096 (GFT-1) o granulacji 0-0,15 mm i zawartości węgla 96%, EG 290 (GFT-2) o granulacji 0,2-0,6 [mm] i zawartości węgla 90%, EG 396 (GFT-3) o granulacji 0,4-1,0 mm i zawartości węgla 96% oraz grafitu płatkowego MG 3096 (GFT-4) o średnim rozmiarze 5 μm i zawartości węgla 96% (Sinograf SA, Toruń, Polska). Żywica epoksydowa została usieciowana za pomocą dodatku 13% wagowych płynnego utwardzacza poliamidowego Z1 (CIECH SARZYNA, Polska).

Przygotowanie próbek do badań

Modyfikację żywicy epoksydowej prowadzono poprzez dodatek do niej napełniaczy węglowych w odpowiedniej ilości podanej w niniejszej pracy w postaci procentowej zawartości wagowej napełniaczy w kompozycji. Homogenizację mieszanek polimerowych prowadzono za pomocą szybkoobrotowego homogenizatora Dispermat D-51580 z mieszadłem turbinowym przy prędkości obrotowej 6000 [obr/min] oraz ultrasonikatora Hielscher UP400s. Próbki do badań właściwości elektrycznych i mechanicznych wykonano metodą odlewania próżniowego (vacuum casting). Sprawdzano różne zawartości dodatków napełniaczy węglowych do 25% wagowych dla GPT-1,

GPT-2, GPT-3 i GPT-4 ze względu na mały wpływ na przewodność elektryczną przy niedużej zawartości oraz do 1% wagowego dla CB, GPN-1 i GPN-2 w związku z znaczącym wpływ na ten parametr. Maksymalne zawartości procentowe napełniaczy zostały ustalone na tym poziomie ze względu na znaczne zwiększenie lepkości kompozycji po przekroczeniu tej zawartości, co uniemożliwiałoby ich wykorzystanie w przyszłych badaniach przy wytwarzaniu kompozytów włóknistych metodą infuzji.

Przeprowadzone badania

Oznaczenie rezystywności powierzchniowej i objętościowej prowadzono na mierniku dużych rezystancji KEITHLEY 6517B z przystawką do badań rezystywności powierzchniowej i objętościowej KEITHLEY 8009. Próbki kompozytu w postaci kwadratowej płytki o długości boku 60 mm i grubości 2 mm umieszczano w przystawce do badań rezystywności. Pomiar rezystywności powierzchniowej i objętościowej prowadzono w trybie automatycznego doboru napięcia prądu na sondach pomiarowych. Dla każdej kompozycji wykonywano po trzy pomiary.

Oznaczenie twardości Rockwella prowadzono za pomocą twardościomierza Zwick/Roell 3106. Badanie polegało na wciskaniu w próbkę kompozytu stalowej kulki o średnicy 5 mm pod działaniem całkowitego obciążenia F równego 358 N. Dla każdej kompozycji przeprowadzono dziesięć oznaczeń.

Oznaczenie udarności metodą Charpy'ego wykonano za pomocą młota do badań udarnościowych PSW GEHARD ZORN dla energii kinetycznej uderzenia równej 1 J. Próbki do badania zostały przygotowane wg normy PN-EN ISO 179-1 w postaci beleczek o grubości 4 mm, długości całkowitej 80 mm i szerokości 10 mm. Mierzona była powierzchnia przekroju próbki w miejscu uderzenia młota oraz energia jaka została zaabsorbowana przez próbkę w momencie uderzenia. Próbki do badań umieszczono w uchwytach urządzenia krawędziowo (bokiem o najmniejszym wymiarze liniowym) w kierunku uderzającego w nie młota. Dla każdej kompozycji wykonano pięć pomiarów.

Próba statycznego rozciągania została przeprowadzona poprzez zamocowanie próbki w uchwytach szczękowych maszyny wytrzymałościowej Instron 5967 pracującej pod kontrolą programu Bluehill 3, z początkową odległością między uchwytami równą 115 mm. Próbki do badania zostały przygotowane wg normy PN-EN ISO 527-4 w postaci wiosełek o grubości 4 mm, długości całkowitej 150 mm, szerokości na końcach 20 mm i szerokości wąskiej części 10 mm. Badanie przeprowadzono przy szybkości rozciągania próbek 2 mm/min, w temp. 23°C i wilgotności 50%. Przeprowadzono po pięć pomiarów dla każdej z kompozycji.

Próbę zginania trzypunktowego przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej Instron 5967 z trzema punktami kontaktu, gdzie dwa punkty pochodziły od nieruchomej dolnej podstawy a pozostały od ruchomego górnego elementu, który poruszał się w dół zginając próbkę z prędkością 1 mm/min. Próbki do badania zostały przygotowane wg normy PN-EN ISO 178 w postaci

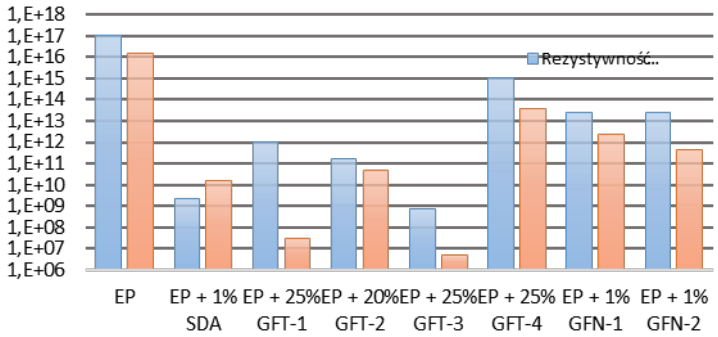
beleczek o grubości 4 mm, długości całkowitej 80 mm i szerokości 10 mm. Przeprowadzono po pięć pomiarów dla każdej z kompozycji.

3. WYNIKI BADAŃ I DYSKUSJA

W tabeli 1 przedstawiono wyniki badań (wartości średnie wraz z odchyleniem standardowym) dla wybranych kompozycji charakteryzujących się najlepszymi właściwościami przewodności elektrycznej. Właściwości te zostały osiągnięte przy maksymalnej badanej zawartości dla poszczególnych napełniaczy węglowych, oprócz napełniacza GFT-2, gdzie najlepsze właściwości uzyskano przy jego 20% zawartości w kompozycie.

Rezystywność

Na rysunku 1 przedstawiono wyniki oznaczenia powierzchniowej i objętościowej rezystywności dla wybranych kompozytów. Dla niemodyfikowanej żywicy epoksydowej otrzymano wartość rezystywności powierzchniowej równą 1,09E+17 Ω i objętościowej 1,39E+16 Ω·m. Wszystkie kompozyty modyfikowane napełniaczami węglowymi wykazały niższe wartości rezystywności. Najniższą wartość zarówno powierzchniowej jak i objętościowej rezystywności odnotowano dla kompozytu z dodatkiem 25% wagowych GFT-3, wyniosły one odpowiednio 7,40E+08 Ω i 4,55E+06 Ω·m, natomiast najmniejszy spadek wykazała kompozycja z dodatkiem 25% wagowych GFT-4: 1,05E+15 Ω i 3,51E+13 Ω·m. Uzyskanie tak dużego spadku rezystywności elektrycznej kompozytów jest spowodowane bardzo dobrymi parametrami przewodnictwa elektrycznego napełniaczy węglowych. Dodanie dużej ilości tych napełniaczy powoduje zwiększenie szansy na występowanie bezpośrednich połączeń między cząsteczkami napełniaczy, co ułatwia elektronom przemieszczanie się w kompozycie [12, 13]. Uzyskanie najmniejszej rezystywności w przypadku grafitów jak i grafenów dla cząstek o największym rozmiarze (GFT-3 i GFN-2) również potwierdza, że ułatwienie powstawania połączeń pomiędzy napełniaczami węglowymi wpływa na poprawę przewodności elektrycznej kompozytów.



***Rys. 1**. Zestawienie wyników średniej rezystywności elektrycznej: powierzchniowej i objętościowej*

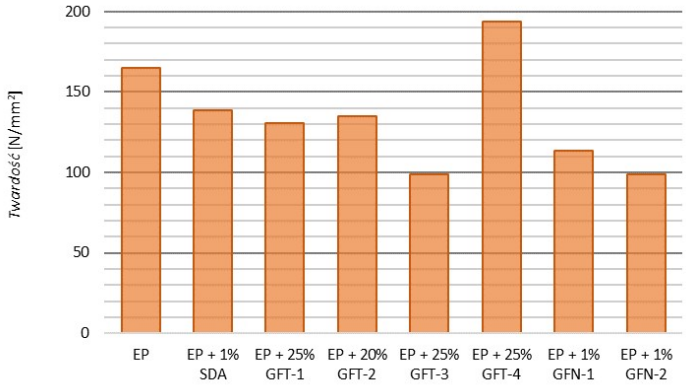
Tabela 1.

Zestawienie wyników badań rezystywności i właściwości mechanicznych otrzymanych kompozycji.

Nazwa kompozycji	EP + 1% GFN-2	EP + 1% GFN-1	EP + 25% GFT-4	EP + 25% GFT-3	EP + 20% GFT-2	EP + 25% GFT-1	EP + 1% SDA	EP
Rezystywność powierzchniowa Ω	2,33E+13 ± 0,03E+13	2,58E+13 ± 0,02E+10	1,05E+15 ± 0,01E+15	7,40E+08 ± 0,04E+08	1,66E+11 ± 0,11E+11	9,38E+11 ± 0,02E+11	2,28E+09 ± 0,08E+09	1,09E+17 ± 0,06E+17
Rezystywność objętościowa Ω·m	4,36E+11 ± 0,09E+11	2,26E+12 ± 0,05E+12	3,51E+13 ± 0,01E+13	4,55E+06 ± 0,03E+06	4,62E+10 ± 0,05E+10	3,14E+07 ± 0,09E+07	1,63E+10 ± 0,11E+10	1,39E+16 ± 0,22E+16
Twardość N/mm^2	98,61 ± 5,89	113,5 ± 6,7	193,6 ± 3,4	98,56 ± 5,75	135,1 ± 17,5	130,8 ± 2,9	138,6 ± 3,6	165,1 ± 9,1
Udarność kJ/m^2	8,24 ± 0,50	5,87 ± 0,27	6,19 ± 0,29	3,17 ± 0,34	3,49 ± 0,47	4,37 ± 0,79	9,42 ± 0,64	9,51 ± 0,28
Wytrzymałość na rozciąganie MPa	55,67 ± 0,52	53,11 ± 0,35	35,58 ± 2,44	18,76 ± 0,69	26,99 ± 1,24	21,83 ± 0,94	42,21 ± 0,41	49,74 ± 0,32
Moduł Younga GPa	3,13 ± 0,19	2,58 ± 0,12	4,59 ± 0,42	3,35 ± 0,24	3,94 ± 0,23	4,39 ± 0,40	2,79 ± 0,10	3,17 ± 0,14
Wytrzymałość na zginanie MPa	72,48 ± 2,02	69,91 ± 1,52	65,30 ± 3,87	35,01 ± 2,86	35,81 ± 3,53	41,87 ± 1,49	57,94 ± 2,08	67,24 ± 1,89
Moduł Younga GPa	2,86 ± 0,26	2,12 ± 0,15	4,07 ± 0,30	2,54 ± 0,41	2,71 ± 0,56	3,68 ± 0,13	1,91 ± 0,25	2,13 ± 0,21

Twardość

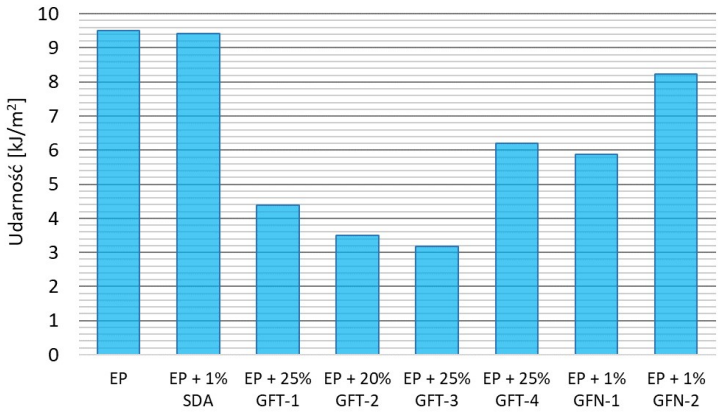
Na Rys. 2 przedstawiono wartości twardości oznaczonej metodą Rockwella. Wzrost wartości twardości względem niemodyfikowanej żywicy epoksydowej (twardość: 165 N/mm^2) odnotowano jedynie dla kompozycji modyfikowanej 25% GFT-4, dla której wyniosła 194 N/mm^2. W pozostałych przypadkach odnotowano spadek tej wartości, największy dla kompozycji modyfikowanych 25% GFT-3 i 1% GFN-2, gdzie wartość ta zmalała o ok. 40% względem EP. Taki charakter wyników ma związek z budową cząstek napełniaczy i ich orientacją w przestrzeni wewnętrznej kompozytu. Płytkowa budowa napełniacza grafitowego GFT-4 i jego orientacja równolegle do badanej płaszczyzny próbki (ze względu na sposób odlewania kształtek) pozwoliła na uzyskanie poprawy twardości. Grafity ekspandujące, które również wprowadzono w postaci płatków, nie wykazały już takiej zależności ze względu na rozmiar cząstek o prawie trzy rzędy wielkości większy w porównaniu do grafitu płytkowego, co uniemożliwiło uzyskanie korzystnego efektu wzmocnienia mikrostruktury kompozytu.



***Rys. 2**. Wyniki oznaczenia twardości Rockwella*

Udarność

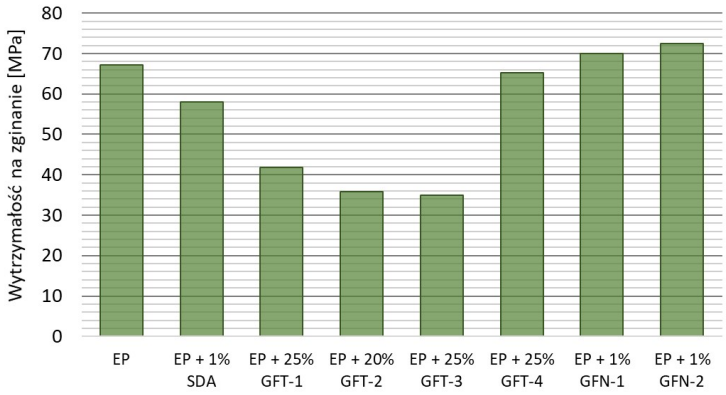
Wartości udarności oznaczonej dla badanych kompozytów przedstawiono na Rys. 3. Najwyższe wartości tego parametru odnotowano dla nienapełnionej EP i EP z dodatkiem 1% SDA, dla których wyniosła odpowiednio 9,5 kJ/m^2 i 9,4 kJ/m^2, jest to spowodowane niedużą zawartością tego napełniacza i jego dobrym rozprowadzeniem w matrycy polimerowej ze względu na jego sferyczny kształt. W przypadku pozostałych kompozytów uzyskano znacznie niższe wyniki, szczególnie dla kompozytu EP + 25% GFT-3, gdzie wartość ta zmalała o 66% względem EP. Tak duży spadek tej wartości przy dużej zawartości napełniaczy grafitowych może być związany dużą kruchością tego materiału oraz jego dobrych właściwościach ślizgowych [12].



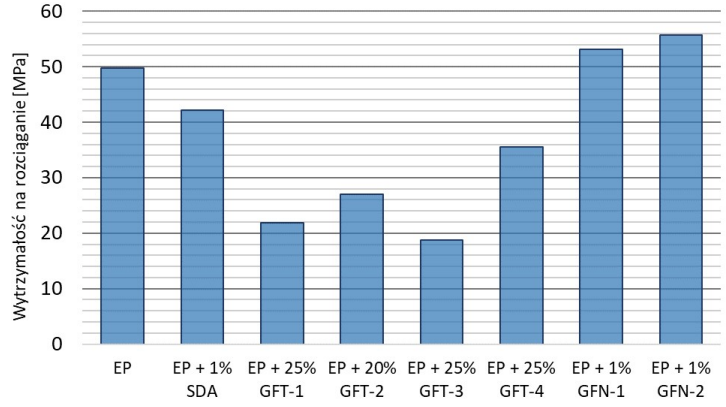
***Rys. 3**. Wyniki oznaczenia udarności wg Charpy'ego*

Wytrzymałość na zginanie i rozciąganie

Rysunki 4 i 5 przedstawiają wyniki oznaczenia wytrzymałości odpowiednio na zginie i rozciąganie. W obu przypadkach otrzymano podobną charakterystykę wyników pomiarów. Najlepszymi parametrami charakteryzowały się kompozyty zmodyfikowane grafenem. W obu przypadkach odnotowano dla nich wzrost wytrzymałości o ok. 10% względem niemodyfikowanego EP. Ma to związek z dobrą wytrzymałością mechaniczną grafenu [8-10], który przy niedużej zawartości w żywicy epoksydowej spowodował poprawę właściwości całego kompozytu. Nieznacznie lepsze wyniki uzyskano dla grafitu o większych cząsteczkach. Taką samą zależność można było zauważyć przy badaniu udarności, co pozwala stwierdzić, że większy rozmiar płatków grafenu ma pozytywny wpływ na właściwości mechaniczne materiału. Duża zawartość grafitów ekspandujących wpłynęła na znaczące pogorszenie się zarówno wytrzymałości na zganianie jak i rozciąganie. Otrzymane wartości stanowiły jedynie ok. połowy z wyników otrzymanych dla EP. Dla żywicy epoksydowej napełnionej GFT-3 wartość ta spadła odpowiednio z 67 do 35 MPa przy wytrzymałości na zginanie i z 49 do 18 MPa przy wytrzymałości na rozciąganie kompozytów. W przypadku grafitu płatkowego GFT-4 wartość wytrzymałości na zginanie wyniosła 65 MPa i jest ona zbliżona do wyniku uzyskanego dla EP. Jednocześnie kompozyt ten wykazał dużo niższą wartość wytrzymałości na rozciąganie (spadek o ok. 30% względem EP), co również potwierdza, że cząsteczki tego napełniacza zostały zorientowane w kierunku równoległym do kierunku odlewania próbek oraz do kierunku działającej siły przy rozciąganiu. Spowodowało to zwiększenie wytrzymałości kompozytu na naprężenie poprzeczne i spadek wytrzymałości na naprężenia wzdłużne.



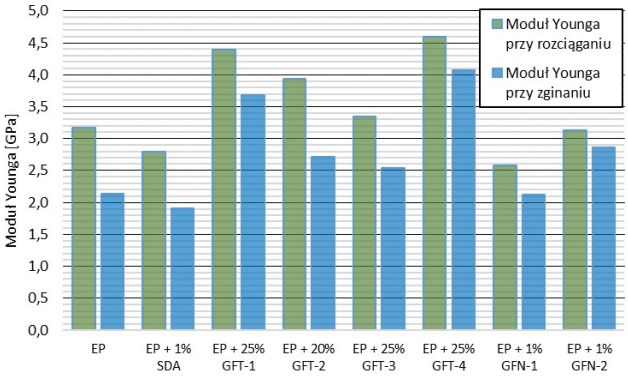
***Rys. 4**. Wyniki oznaczenia wytrzymałości na zginanie*



***Rys. 5**. Wyniki oznaczenia wytrzymałości na rozciąganie*

Rysunek 6 przedstawia oznaczone wartości modułu Younga podczas badania wytrzymałości na rozciąganie i zginanie przygotowanych kompozycji. Analizując otrzymane wyniki można zauważyć, że dodanie dużej ilości napełniaczy węglowych sprzyja poprawie sztywności modyfikowanej żywicy epoksydowej. Największy wzrost modułu Younga (o ok. 45%) względem niemodyfikowanej żywicy EP odnotowano dla kompozycji modyfikowanej GFT-4. Jednolita struktura płytkowego napełniacza grafitowego sprzyja więc uzyskaniu lepszej sztywności kompozycji. Porównując wyniki dla grafitów ekspandujących można zauważyć tendencję spadającej wartości modułu Younga

wraz ze wzrostem granulacji tego napełniacza. Odwrotna tendencja występuje natomiast dla napełniaczy w postaci płytek grafenowych, gdzie wraz ze wzrostem wielkości cząstek rośnie również sztywność kompozycji.



***Rys. 6**. Wyniki oznaczenia modułu Younga*

4. WNIOSKI

Analizując otrzymane wyniki można stwierdzić, że modyfikacja żywicy epoksydowej napełniaczami węglowymi ma pozytywny wpływ na jej przewodnictwo. Właściwość ta zależy zarówno od rodzaju, kształtu cząstek jak i ilości użytego modyfikatora.

Najlepsze wyniki przewodności elektrycznej uzyskano dla kompozycji z dodatkiem 25% grafitu ekspandującego GFT-3, dla której rezystywność objętościowa wyniosła jedynie 4,55E+06 Ω·m. Niestety tak duży dodatek grafitu spowodował znaczne obniżenie właściwości mechanicznych tego kompozytu. Biorąc więc pod uwagę zarówno przewodność jak i wytrzymałość mechaniczną można zauważyć, że najlepszymi właściwościami charakteryzuje się kompozycja z dodatkiem 1% sadzy przewodzącej, gdzie przy dużej poprawie przewodności elektrycznej (ok. 10E+08 razy mniejsza rezystywność w porównaniu do nienapełnionej żywicy epoksydowej) tylko nieznacznie zmniejszają się parametry wytrzymałościowe kompozytu. Kolejnym etapem prac będzie wykorzystanie kompozycji o najlepszych właściwościach użytkowych do uzyskania kompozytów wzmacnianych włóknem węglowym, które mogą znaleźć zastosowanie w przemyśle lotniczym, motoryzacyjnym, zbrojeniowym jak i energetyce wiatrowej.

LITERATURA

[1] UMAN M.A., RAKOV V.A.: The interaction of lightning with airborne vehicles, Progress in Aerospace Sciences 2003, 61–81

[2] GARDNER G.: Lightning strike protection for composite structures, HighPerformance Composites 2006, 44

[3] WILLETT J. C., PARK G., KRIDER E.P., S.PENG G., SIMMONS F.S., LAW G.W.: Triggeredlightning risk assessment for reusable launch vehicles at the southwest regional and Oklahoma spaceports, 86th AMS Annual Meeting, Atlanta, Georgia, 2006, 2–4
[4] HIRANO Y., KATSUMATA S., IWAHORI Y., TODOROKI A.: Fracture behavior of cfrp specimen after lightning test, School of Science and Technology 2009
[5] PAOLONE M., et.al.: Lightning Electromagnetic Field Coupling to Overhead Lines: Theory, Numerical Simulations, and Experimental Validation, IEEE Transactions on Electromagnetic Compatibility 2009
[6] SOUTIS C.: Carbon fiber reinforced plastics in aircraft construction, Materials Science and Engineering 2005, 412, 171-176
[7] FERABOLI P., MILLER M.: Damage resistance and tolerance of carbon/epoxy composite coupons subjected to simulated lightning strike, Composites: Part A 2009, 40, 954– 967
[8] CHEN D., FENG H., LI J.: Graphene Oxide: Preparation, Functionalization, and Electrochemical Applications, Chemical Reviews 2012, 6027–6053;
[9] SENIS E. C. et.al.: Enhancement of the electrical and thermal properties of unidirectional carbon fibre/epoxy laminates through the addition of graphene oxide, J Mater Sci 2019, 54, 8955-8970;
[10] WANG B., DUAN Y., XIN Z., YAO X., ABLIZ D., ZIEGMANN G.: Fabrication of an enriched graphene surface protection of carbon fiber/epoxy composites for lightning strike via a percolating-assisted resin film infusion method, Composites Science and Technology 2018, 158, 51-60;
[11] ZHAO Z., et.al.: Light weight non-metallic lightning strike protection film for CFRP Materials Today Communications 2020, 25;
[12] ALO O. A., OTUNNIYI I. O.: Graphite-Filled Polyethylene/Epoxy Blend for High-Conductivity Applications: The Immiscibility Edge, Polymer-Plastics Technology and Materials 2020;
[13] KUZHIR P., et.al.: Epoxy composites filled with high surface area-carbon fillers: Optimization of electromagnetic shielding, electrical, mechanical, and thermal properties, Journal of Applied Physics 2013;
[14] HAN J., et.al.: The combination of carbon nanotube buckypaper and insulating adhesive for lightning strike protection of the carbon fiber/epoxy laminates laminates, Carbon 2015;
[15] KUMAR V., et.al.: Interleaved MWCNT buckypaper between CFRP laminates to improve through-thickness electrical conductivity and reducing lightning strike damage, Composite Structures 2018;
[16] ZHANG H., KUWATA M., BILOTTI E., PEJIS T: Improved fracture toughness and integrated damage sensing capability by spray coated CNTs on carbon fibre prepreg, Composites: Part A 2015, 70, 102–110;

ROMAN KRÓL[1], KAZIMIERZ KRÓL[2]
[1]Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego
w Radomiu, Wydział Mechaniczny, Katedra Mechaniki Stosowanej i Mechatroniki
r.krol@uthrad.pl
[2]Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego
w Radomiu, Wydział Mechaniczny, Katedra Mechaniki Stosowanej i Mechatroniki
k.krol@uthrad.pl

OPTYMALIZACJA NIELINIOWA PRZEKŁADNI CYKLOIDALNEJ Z OGRANICZENIAMI RÓWNOŚCIOWYMI NA WYMIARY OBUDOWY

Abstract: In this paper the results of the nonlinear optimization of the cycloidal gearbox with equation constraints on the housing dimensions were presented. In the optimization process, the short-width coefficient of the cycloidal gearbox reaches the value of the upper box constraint (0.7). Decrease in the contact stress in the optimization leads to the increase in the thickness of the cycloidal gear. The *fmincon* Matlab function is reliable for the given solution.

1. WPROWADZENIE

Obiegowe przekładnie cykloidalne analizowane były już w czasach, kiedy barierą w ich stosowaniu były technologie wytwarzania. Rozwój obrabiarek sterowanych numerycznie umożliwił zastosowanie tych przekładni jako układów przeniesienia napędu w różnych gałęziach przemysłu maszynowego. Występują one jako wciągarki w helikopterach oraz samochodach terenowych. Znajdują także szerokie zastosowanie w robotach przemysłowych. Zaletą przekładni cykloidalnych są ich niewielkie rozmiary oraz duże wartości przełożenia.

W pracach naukowych [1], [2] wśród problemów występujących w przekładniach cykloidalnych wymienia się zużycie sworzni koła współpracującego oraz dużą amplitudę drgań na wałku wyjściowym. W celu analizy drgań opracowywane są modele przekładni cykloidalnej w oparciu o dynamikę układów wieloczłonowych [3], a także uproszczone modele, w których dynamiczne właściwości elementów przekładni modelowane są za pomocą mas skupionych, sprężyn i tłumików [1], [4]. Współczesne badania przekładni cykloidalnej dotyczą także tematyki wytrzymałościowej z zastosowaniem metody elementów skończonych [5]. We wspomnianej publikacji [5] sworznie wewnętrzne przekładni rozpatrywane są jako układ absorbujący energię. Wyczerpująca analiza kinematyki przekładni cykloidalnej przeprowadzona została w [6].

W analizach kinematycznych i dynamicznych trudno jest modelować wpływ luzu pomiędzy elementami przekładni na ich parametry robocze i wytrzymałościowe. Wymaga to zastosowania zmodyfikowanych metod całkowania równań ruchu, w których możliwy jest dostęp do współrzędnych elementów przekładni w momencie wykonywania algorytmu. Modyfikacja tych metod pozwala na weryfikację kontaktu pomiędzy sworzniami i kołami

obiegowymi. W pracach [3], [7]–[9], poruszana jest problematyka tolerancji wymiarowych, modelowania kontaktu oraz luzów i przytaczany jest opis matematyczny. Weryfikacja rezultatów w pracach [3], [6] wymaga programowania złożonych algorytmów modelowania kontaktu pomiędzy ciałami oraz rozbudowanych modeli zaprojektowanych w oparciu o dynamikę układów wieloczłonowych.

Publikacje z zakresu modelowania przekładni cykloidalnych nie są tak liczne jak np. prace [10]–[17] poświęcone detekcji uszkodzeń w przekładniach. Mało jest także prac poruszających tematykę optymalizacji przekładni cykloidalnej [9], [18], [19]. Podobny do przedstawionego w niniejszej pracy przykład optymalizacyjny znajduje się w publikacji [18], w której użyty został algorytm genetyczny.

W niniejszym artykule przedstawiono zastosowania optymalizacji nieliniowej z ograniczeniami przekładni cykloidalnej będącej częścią robota przemysłowego. Przekładnię cykloidalną pasującą do zadanych wymiarów obudowy uzyskano stosując optymalizację nieliniową z ograniczeniami równościowymi na promień rozmieszczenia sworzni koła współpracującego. W procesie optymalizacji wprowadzono także inne ważne ograniczenia np. na maksymalne naprężenia kontaktowe, warunki niepodcinania zębów koła obiegowego, maksymalne naprężenia od zginania sworzni koła współpracującego oraz sworzni mechanizmu równowodowego, jak również ograniczenia na promienie krzywizny zębów i stóp koła obiegowego.

2. ZAŁOŻENIA TEORETYCZNE

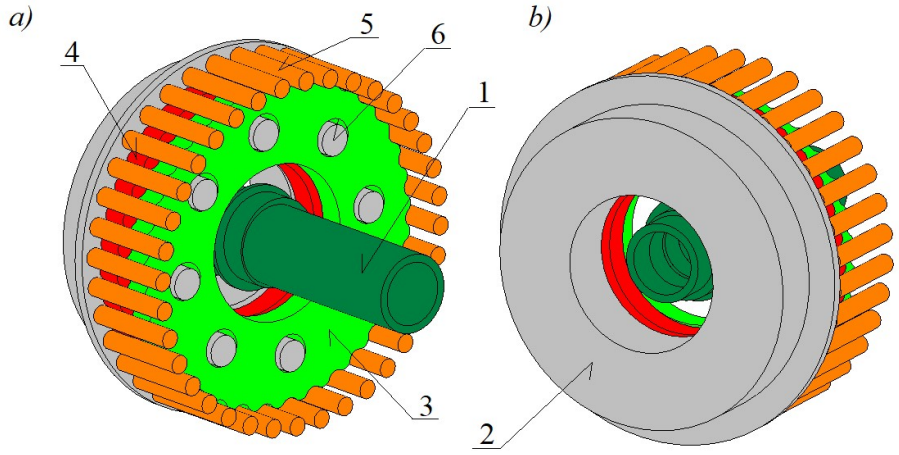
W niniejszym artykule przeprowadzono optymalizację jednostopniowej przekładni cykloidalnej o parametrach zadanych w tabeli 1.

Tabela 1.

Parametry geometryczne przekładni cykloidalnej

Parametr	Wartość
Liczba zębów koła obiegowego	z_s=35
Liczba sworzni zewnętrznych koła współpracującego	z_k=36
Liczba sworzni wewnętrznych	z_i=8
Maksymalny moment wejściowy	4 N·m
Moment wejściowy przy stabilnej pracy przekładni	0,6 N·m
Wymagana wartość momentu wyjściowego	21 N·m
Maksymalna średnica przekładni wynikająca z ograniczeń na wymiary obudowy	0,071 m

Budowa optymalizowanej przekładni cykloidalnej przedstawiona została na Rys. 1. W procesie optymalizacji uwzględniono pojedyncze koło obiegowe, sworznie zewnętrzne oraz sworznie wewnętrzne.



Rys. 1. *Budowa optymalizowanej przekładni cykloidalnej. Wał wejściowy (1), wał wyjściowy (2), koła obiegowe (3), (4), sworznie koła współpracującego (zewnętrzne) (5), sworznie mechanizmu równowodowego (6) (wewnętrzne) zamocowane w wale wyjściowym*

Zarys koła obiegowego powstaje z następujących równań parametrycznych

$$\begin{cases} u(\alpha) = \frac{e \cdot z_k}{m} cos(\alpha) + e \cdot cos(z_k \cdot \alpha) - q \cdot cos(\alpha + \gamma) \\ v(\alpha) = \frac{e \cdot z_k}{m} sin(\alpha) + e \cdot sin(z_k \cdot \alpha) - q \cdot sin(\alpha + \gamma) \\ \gamma = arctg\left(\frac{sin(z_s \cdot \alpha)}{\frac{1}{m} + cos(z_s \cdot \alpha)}\right) \end{cases} \quad (2.1)$$

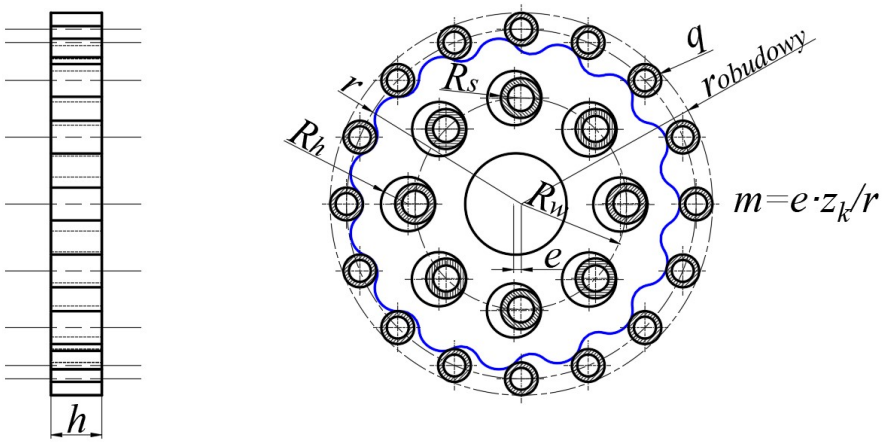
gdzie: e – mimośród, m – współczynnik skrócenia cykloidy, q – promień sworznia zewnętrznego, z_k – liczba sworzni zewnętrznych, z_s – liczba zębów koła obiegowego, α - zmienna kątowa o zakresie od 0 do 2π.

3. ZMIENNE PROJEKTOWE W PROCESIE OPTYMALIZACJI

W procesie optymalizacji zmienne były parametry przekładni cykloidalnej przedstawione w wektorze (3.1) oraz na Rys. 2. Wektor zmiennych projektowych określa wymiary pojedynczego koła obiegowego, sworzni wewnętrznych, zewnętrznych oraz otworów w kole obiegowym

$$x = [e, q, m, h, R_s, R_h, R_w], \quad (3.1)$$

gdzie: e – mimośród, q – promień sworznia zewnętrznego będącego częścią koła współpracującego, m – współczynnik skrócenia cykloidy, h – grubość koła obiegowego, R_S – promień sworznia wewnętrznego, będącego częścią mechanizmu równowodowego, R_h – otwór w kole obiegowym, w którym znajduje się sworzeń wewnętrzny, R_W – promień rozmieszczenia sworzni wewnętrznych.



Rys. 2. *Zmienne projektowe w procesie optymalizacji: e, q, m, h, R_s, R_h, R_w na przykładzie przekładni o przełożeniu i=15. Na rysunku oprócz zmiennych projektowych zaznaczono promień wewnętrzny obudowy $r_{obudowy}$. Współczynnik skrócenia cykloidy m jest wielkością pośrednią*

Na zmienne projektowe nałożone zostały ograniczenia kostkowe oraz ograniczenia wynikające z ograniczeń konstrukcyjnych przekładni jak np. warunek sąsiedztwa sworzni zewnętrznych. Ograniczenia optymalizacyjne opisane zostały w rozdziale 4.

4. OGRANICZENIA OPTYMALIZACJI NIELINIOWEJ

W procesie optymalizacji minimalizowana była objętość przekładni cykloidalnej przy następujących ograniczeniach:

a) ograniczenia równościowe:
   - promień obudowy ($r_{obudowy}$)
   - zależność pomiędzy promieniem sworznia wewnętrznego oraz promieniem otworu w kole obiegowym $R_h=R_s+e$

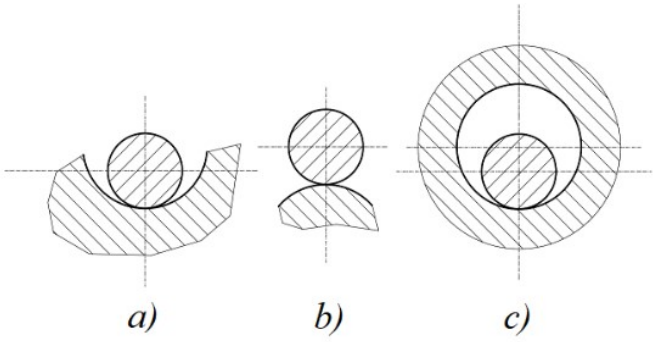
b) ograniczenia nierównościowe:
   - na maksymalne naprężenia kontaktowe pomiędzy sworzniami zewnętrznymi i zębami koła obiegowego σ_{max_zab}
   - na maksymalne naprężenia kontaktowe pomiędzy

sworzniami zewnętrznymi i stopami koła obiegowego σ_{max_stopa}
- na maksymalne naprężenia kontaktowe pomiędzy
sworzniami wewnętrznymi i otworami koła obiegowego σ_{max_wew}
- na minimalną wartość promienia krzywizny stopy, R_{nmin}
- na maksymalną wartość promienia krzywizny stopy, R_{nmax}
- na minimalną wartość promienia krzywizny zęba, R_{pmin}
- na maksymalną wartość promienia krzywizny zęba, R_{pmax}
- kostkowe na współczynnik skrócenia cykloidy *m*
- dwa ograniczenia na mimośród *e* wynikające z niepodcinania zębów
oraz sąsiedztwa sworzni zewnętrznych
- na promienie sworzni zewnętrznych i wewnętrznych,
uwzględniające maksymalne naprężenia od zginania
- na minimalny oraz maksymalny promień położenia
sworzni wewnętrznych R_w (warunek sąsiedztwa)
- wynikające z warunku sąsiedztwa otworów R_h
- na minimalną objętość

Ograniczenie równościowe na promień obudowy zdefiniowane zostało w równaniu:

$$r_{obudowy} = \frac{e \cdot z_k}{m} + q. \tag{4.1}$$

Ograniczenia na naprężenia kontaktowe pomiędzy zębami koła obiegowego i sworzniami zewnętrznymi przedstawione zostały w nierówności (4.2) [20], pomiędzy stopami koła obiegowego i sworzniami zewnętrznymi w (4.3) [20] oraz pomiędzy sworzniami wewnętrznymi i kołem obiegowym w (4.4) [20]. Poszczególne punkty kontaktowe przedstawione zostały na Rys. 3. Zakłada się, że przy odkształceniach kontaktowych nie występują nierównomierności odkształceń w obszarze kontaktujących się ciał.



Rys. 3. *Miejsca, dla których obliczane są naprężenia kontaktowe. Kontakt sworznia zewnętrznego ze stopą koła obiegowego (a), kontakt sworznia zewnętrznego z zębem koła obiegowego (b) i kontakt sworznia wewnętrznego z powierzchnią koła obiegowego (c)*

$$\sigma_{ZAB,MAX} = 0.5642 \cdot \sqrt{\frac{\frac{P_{ZEW.MAX}}{h} \cdot (\varrho + q)}{\eta \cdot \varrho \cdot q}}, \tag{4.2}$$

$$\sigma_{STOPA,MAX} = 0.5642 \cdot \sqrt{\frac{\frac{P_{ZEW.MAX}}{h} \cdot (|\varrho| - q)}{\eta \cdot |\varrho| \cdot q}}, \tag{4.3}$$

$$\sigma_{OTW,WEW} = 0.5642 \cdot \sqrt{\frac{\frac{P_{WEW.MAX}}{h} \cdot (R_h - R_s)}{\eta \cdot R_h \cdot R_s}}, \tag{4.4}$$

$$\eta = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}. \tag{4.5}$$

gdzie: $P_{ZEW.MAX}$ – maksymalna siła na sworzniu zewnętrznym, h – grubość koła obiegowego, ρ – promień krzywizny koła obiegowego w punkcie styku ze sworzniem zewnętrznym, q - promień sworznia zewnętrznego, $P_{WEW.MAX}$ – maksymalna siła działająca na sworzeń wewnętrzny, υ_1, υ_2 – liczby Poissona stykających się ciał, E_1, E_2 – moduły Younga stykających się ciał. We wzorach (4.2)-(4.4) stosowany jest współczynnik η (4.5) [20] - zależny od materiałów stykających się ciał.

W celu wprowadzenia ograniczeń na naprężenia kontaktowe należy wyznaczyć promień krzywizny koła obiegowego w punkcie styku. Promień krzywizny wyznaczony został na podstawie równań parametrycznych $u(t)$ i $v(t)$ (2.1) przez różniczkowanie symboliczne w programie matematycznym Maxima. Promień krzywizny w wierzchołkach stopy i zęba może być wyznaczony z równania (4.6) po wprowadzeniu kąta położenia odpowiadającego punktowi styku koła obiegowego i sworznia zewnętrznego

$$\varrho = \frac{\left\{[u(\alpha)']^2 + [v(\alpha)']^2\right\}^{3/2}}{u(\alpha)'v(\alpha)'' - v(\alpha)'u(\alpha)''} \tag{4.6}$$

Ograniczenia kostkowe na współczynnik skrócenia cykloidy przedstawione zostały w nierówności [21]:

$$m > \frac{z_k - 2}{2z_k - 1} \tag{4.7}$$

Warunek na mimośród, zapewniający niepodcinanie zębów koła obiegowego przedstawiony jest w nierówności [21]

$$e \geq q \cdot \frac{z_k+1}{z_k \cdot 3\sqrt{3}} \cdot \sqrt{\frac{z_k+1}{z_k-1}} \cdot \sqrt{\frac{m^2}{1-m^2}} \tag{4.8}$$

Ograniczenia wynikające z warunku sąsiedztwa zdefiniowane zostały w postaci następujących nierówności: ograniczenie na mimośród (4.9) [21] i ograniczenie na sąsiedztwo otworów w kole obiegowym (4.10)

$$e \geq \frac{q \cdot m}{z_k \cdot sin\left(\frac{\pi}{z_k}\right)}, \tag{4.9}$$

$$R_h \leq R_w \cdot sin\left(\frac{\pi}{z_i}\right) - C, \tag{4.10}$$

gdzie: C – stała zależna od ilości materiału pomiędzy otworami w kole obiegowym.

W nierówności (4.13) zależnej od P_{max} i M_g w równaniach (4.11) [21] i (4.12) przedstawione zostały ograniczenia na maksymalne naprężenia od zginania sworzni zewnętrznych:

$$P_{max} = \frac{4M_c}{e \cdot z_s \cdot z_k}, \tag{4.11}$$

$$Mg = \frac{1}{8} P_{max} \cdot L_{SW}, \tag{4.12}$$

$$q \geq 0.5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_g \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{rmax}}}. \tag{4.13}$$

gdzie: P_{max} – maksymalna siła kontaktowa działająca na sworzeń zewnętrzny, M_c – moment wyjściowy przypadający na jedno koło obiegowe, L_{SW} – czynna długość sworznia, σ_{max} - dopuszczalne naprężenia zredukowane.

5. FUNKCJA CELU I ALGORYTMY OPTYMALIZACJI NIELINIOWEJ

Oprogramowanie optymalizujące przekładnię cykloidalną zostało zapisane w formie skryptów [22] programu Matlab. Problem optymalizacyjny został opisany w równaniu (5.1). Zadanie polega na minimalizacji objętości przy ograniczeniach opisanych w rozdziale 4. Jako algorytm optymalizacyjny użyta została funkcja biblioteczna programu Matlab: *fmincon()*. Po procesie optymalizacyjnym wymiary przekładni pasują do obudowy o zadanym przez funkcję ograniczającą promieniu

$$minV(x): g_i(x) = 0, k_i(x) \leq 0, \tag{5.1}$$

gdzie: V(x) – objętość przekładni cykloidalnej, $g_i(x)$ – ograniczenia w postaci równań, $k_i(x)$ – ograniczenia w postaci nierówności.

Zaimplementowana w programie Matlab funkcja celu oblicza objętość przekładni cykloidalnej. W opisanym przykładzie optymalizacyjnym na objętość przekładni składa się objętość jednego koła obiegowego, sworzni zewnętrznych oraz sworzni wewnętrznych. Wał wejściowy oraz wyjściowy nie są zmieniane w procesie optymalizacji. Koło obiegowe opisane jest w sposób parametryczny równaniami (2.1). W celu obliczenia objętości koła obiegowego wyznaczana jest wartość funkcji

$$V_{KOŁA_OBIEGOWEGO} = h \cdot \int_0^{2\pi} |v(\alpha)| \cdot \left| \frac{du(\alpha)}{d\alpha} \right| d\alpha \tag{5.2}$$

Objętość przekładni cykloidalnej obliczana przez funkcję celu wyrażona jest w równaniu (5.3).

$$V_{PRZEKLADNI} = V_{KOŁA_{OBIEGOWEGO}} + z_k \cdot V_{SWORZNIA_{ZEWN}} +$$

$$+ z_i \cdot V_{SWORZNIA_WEWN} - z_i \cdot V_{OTWORU} \tag{5.3}$$

6. REZULTATY OPTYMALIZACJI

Rezultaty optymalizacji zostały przedstawione w formie wartości wektora *x* przed oraz po procesie optymalizacyjnym w tabelach 2 i 3. Kształt przekładni cykloidalnej przed i po procesie optymalizacyjnym przedstawiony został na rysunkach 4 i 5. Rysunek 6 przedstawia powiększenie przekładni z rysunku 5.

Tabela 2.

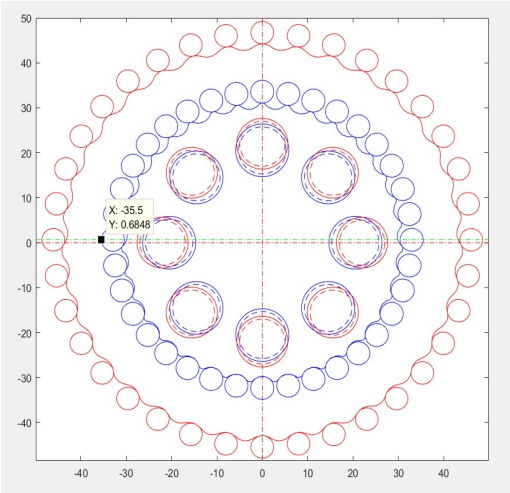
Przykład optymalizacyjny 1-szy

Parametr	Wartość przed optymalizacją	Wartość po optymalizacji
e	0,64 mm	0,6407 mm
q	2,5 mm	2,5489 mm
m	0,5	0,7
h	5 mm	11,0652 mm
R_s	5 mm	5,2201 mm
R_h	5,64 mm	5,8608 mm
R_w	22 mm	20,5413 mm

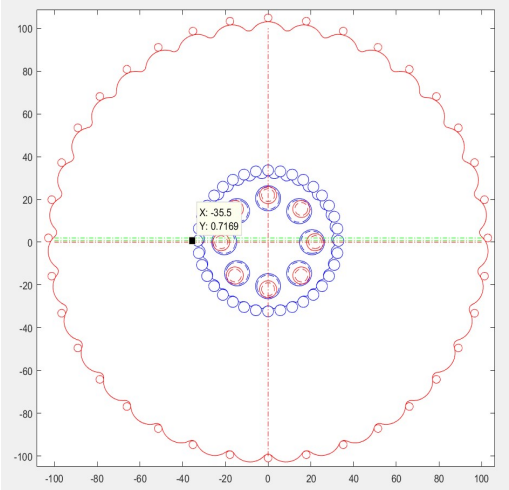
Tabela 3.

Przykład optymalizacyjny 2-gi

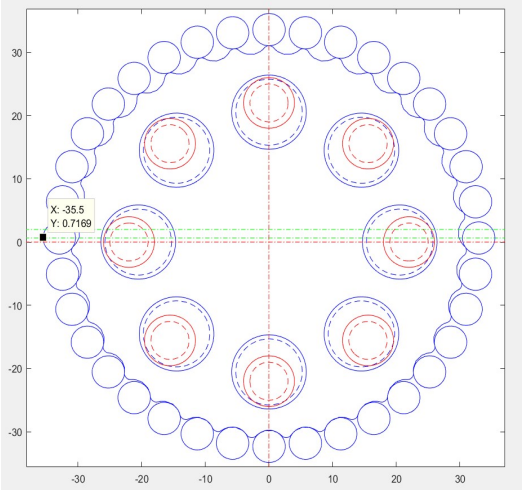
Parametr	Wartość przed optymalizacją	Wartość po optymalizacji
e	2 mm	0,6407 mm
q	1,8 mm	2,5489 mm
m	0,7	0,7
h	5 mm	11,0652 mm
R_s	3 mm	5,2201 mm
R_h	4 mm	5,8608 mm
R_w	22 mm	20,5413 mm



Rys. 4. *Rezultaty optymalizacji przekładni cykloidalnej [mm]. Czerwony kolor – kształt przed optymryalizacją, niebieski kolor – kształt po optymalizacji. W tabeli 2 zawarte są wektory argumentów przed i po optymalizacji*



Rys. 5. *Rezultaty optymalizacji przekładni cykloidalnej [mm]. Czerwony kolor - kształt przed optymalizacją, niebieski kolor – kształt po optymalizacji. W tabeli 3 zawarte są wektory argumentów przed i po optymalizacji*



Rys. 6. *Przekładnia cykloidalna z rysunku 5, powiększenie [mm]*

7. OPTYMALIZACJA PRZY RÓŻNYCH WARTOŚCIACH OGRANICZEŃ NA NAPRĘŻENIA KONTAKTOWE

W niniejszym rozdziale przeprowadzono optymalizację przy takich samych ustawieniach jak w rozdziale 6. Różnica polega jedynie na wprowadzeniu różnych kombinacji ograniczeń na naprężenia kontaktowe. Wektor *x* przed optymalizacją i po optymalizacji wraz z wartościami naprężeń kontaktowych przedstawiony został w tabelach 4-6. Maksymalne naprężenia kontaktowe pomiędzy zębem koła obiegowego i sworzniem zewnętrznym oznaczone zostały σ_{max_zab}, pomiędzy stopą koła obiegowego i sworzniem zewnętrznym σ_{max_stopa} oraz pomiędzy kołem obiegowym a sworzniem wewnętrznym σ_{max_wew}.

Tabela 4.

Optymalizacja przy jednakowych ograniczeniach na naprężenia kontaktowe σ_{max_zab}= σ_{max_stopa}= σ_{max_wew}=1200 MPa

Parametr	Wartość przed optymalizacją	Wartość po optymalizacji
e	0,9 mm	0,6407 mm
q	5 mm	2,5489 mm
m	0,47	0,7
h	19 mm	11,0652 mm
R_s	3 mm	5,2201 mm
R_h	4 mm	5,8608 mm
R_w	16 mm	20,5413 mm
σ_{max_zab}	478 MPa	1200 MPa
σ_{max_stopa}	133 MPa	140 MPa
σ_{max_wew}	550 MPa	319 MPa

Tabela 5.

Optymalizacja przy ograniczeniach na naprężenia kontaktowe w zębach σ_{max_zab}=600 MPa, w stopach σ_{max_stopa}=1200 MPa oraz w sworzniach wewnętrznych σ_{max_wew}=1200 MPa

Parametr	Wartość przed optymalizacją	Wartość po optymalizacji
e	0,9 mm	0,7290 mm
q	5 mm	2,4402 mm
m	0,47	0,7
h	19 mm	20 mm
R_s	3 mm	6,4047 mm
R_h	4 mm	7,1473 mm
R_w	16 mm	23,9036 mm
σ_{max_zab}	478 MPa	730 MPa
σ_{max_stopa}	133 MPa	109 MPa
σ_{max_wew}	550 MPa	193 MPa

Tabela 6.

Optymalizacja przy ograniczeniach na naprężenia kontaktowe w zębach i stopach σ_{max_zab}= σ_{max_stopa} =600 MPa oraz w sworzniach wewnętrznych σ_{max_wew}=600 MPa

Parametr	Wartość przed optymalizacją	Wartość po optymalizacji
e	0,9 mm	0,7312 mm
q	5 mm	2,4382 mm
m	0,47	0,7
h	19 mm	20 mm
R_s	3 mm	6,4339 mm
R_h	4 mm	7,1784 mm
R_w	16 mm	23,9849 mm
σ_{max_zab}	478 MPa	727 MPa
σ_{max_stopa}	133 MPa	109 MPa
σ_{max_wew}	550 MPa	192 MPa

9. WNIOSKI

Optymalizacja przekładni cykloidalnej o przełożeniu n=35 opisana w niniejszym artykule przeprowadzona została dla różnych wartości początkowych wektora *x*. W każdym wariancie promień przekładni uzyskany po procesie optymalizacji wynosi 35,5 mm, co zostało pokazane przez wprowadzenie znacznika na rysunkach 4, 5 i 6.

W procesie optymalizacji współczynnik skrócenia cykloidy *m* zwiększa swoją wartość. Górna wartość ograniczenia kostkowego tego współczynnika ustawiona została na 0,7. Ograniczenie to zostało osiągnięte w każdym wariancie optymalizacyjnym.

W optymalizacji z obniżonymi do 600 MPa wartościami maksymalnych naprężeń kontaktowych wzrastała grubość koła obiegowego do 20 mm. Górna granica tego parametru zdefiniowana została poprzez ograniczenie kostkowe (20 mm). W tabeli 4 przy wysokich granicach naprężeń kontaktowych grubość koła obiegowego wyniosła po procesie optymalizacji h≈11 mm. W tabelach 5 i 6, w których przedstawione zostały rezultaty optymalizacji z obniżonymi górnymi

granicami maksymalnych naprężeń kontaktowych wystąpił wzrost grubości koła obiegowego, który zmniejsza występujące w modelu naprężenia kontaktowe.

Autorzy podjęli próbę implementacji gradientowych algorytmów optymalizacji (metody najszybszego spadku i algorytmu Levenberga-Marquardta) w pracy [23]. Wspomniane algorytmy służą do wyznaczania minimum lokalnego funkcji celu. W metodzie najszybszego spadku gradient funkcji celu wskazuje kierunek poszukiwanego minimum, podczas gdy w algorytmie Levenberga-Marquardta używana jest informacja o drugiej pochodnej funkcji celu. Algorytm Levenberga-Marquardta jest bardziej złożony z uwagi na potrzebę wyznaczenia macierzy Hessego, co zapewnia adaptacyjność przyrostu wektora argumentów w zależności od krzywizny funkcji celu. Metoda najszybszego spadku jest prosta i gwarantuje zbieżność, podczas gdy algorytm Levenberga-Marquardta jest szybszy, ale może zdarzyć się, że w niesprzyjających warunkach nie osiągnie on minimum lokalnego.

Zaimplementowane w pracy [23] algorytmy gradientowe [24] testowane były dla przekładni cykloidalnej o przełożeniu i=15 dla różnych punktów startowych. Samodzielna implementacja wspomnianych algorytmów w środowisku Matlab pozwoliła na śledzenie kolejnych iteracji procesu optymalizacyjnego. Niedostatkiem zaimplementowanych algorytmów jest skalowanie występujących w nich współczynników. Problemy występowały także w sposobie dołączania do funkcji celu ograniczeń w postaci funkcji kary. Dla wielu punktów startowych zmienne projektowe z wektora argumentów przyjmowały wartości ujemne, co powodowało pojawianie się w wektorze gradientu wartości zespolonych. Wartości te wynikały z próby obliczenia przez algorytm optymalizacyjny pierwiastka z liczby ujemnej występującego we wzorach na naprężenia kontaktowe.

Użycie funkcji *fmincon* w optymalizacji przeprowadzonej w niniejszym artykule znacznie uprościło oprogramowanie zaimplementowane w środowisku Matlab oraz pozwoliło na uniknięcie problemów ze skalowaniem algorytmów gradientowych. Zadaniem wspomnianej funkcji, podobnie do algorytmów gradientowych jest wyznaczenie minimum funkcji celu z uwzględnieniem ograniczeń nieliniowych. Dokumentacja programu Matlab nie opisuje metod stosowanych w funkcji *fmincon*. W przedstawionych przykładach optymalizacyjnych minimum funkcji celu zostało osiągnięte dla każdego punktu startowego, dla którego przeprowadzono próbę optymalizacji. Funkcja *fmincon* w sposób niezawodny dostosowywała przyrost wektora argumentów oraz ograniczenia nieliniowe do lokalnych krzywizn funkcji celu.

W procesie projektowania przekładni cykloidalnej istotnym ograniczeniem okazały się dopuszczalne naprężenia na zginanie sworzni zewnętrznych. Zastosowanie optymalizacji pomaga w sposób automatyczny zaprojektować przekładnię spełniającą wymagania wytrzymałościowe oraz pasującą do wymiarów obudowy robota.

LITERATURA

[1] WIKŁO M., KRÓL R., OLEJARCZYK K., KOŁODZIEJCZYK K.: Output torque ripple for a cycloidal gear train, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, vol. 233, no. 21–22, pp. 7270–7281, Nov. 2019

[2] WIKŁO M., OLEJARCZYK K., KOŁODZIEJCZYK K., KRÓL K., KOMORSKA I.: Experimental vibration test of the cycloidal gearbox with different working conditions, Vibroengineering PROCEDIA, vol. 13, pp. 24–27, Sep. 2017

[3] XU L.X., YANG Y.H., Dynamic modeling and contact analysis of a cycloid-pin gear mechanism with a turning arm cylindrical roller bearing, Mechanism and Machine Theory, vol. 104, pp. 327–349, 2016

[4] BLAGOJEVIĆ M., MATEJIĆ M., KOSTIĆ N., Dynamic Behaviour of a Two-Stage Cycloidal Speed Reducer of a New Design Concept, Technical Gazette, no. 2, pp. 291–298, 2018

[5] KUMARN., KOSSE V., OLOYEDE A.: A new method to estimate effective elastic torsional compliance of single-stage Cycloidal drives, Mechanism and Machine Theory, vol. 105, pp. 185–198, 2016

[6] HSIEH C.F.: The effect on dynamics of using a new transmission design for eccentric speed reducers, Mechanism and Machine Theory, vol. 80, pp. 1–16, 2014

[7] XU L.X., CHEN B.K., LI C.Y., Dynamic modelling and contact analysis of bearing-cycloid-pinwheel transmission mechanisms used in joint rotate vector reducers, Mechanism and Machine Theory, vol. 137, pp. 432–458, 2019

[8] LIN K.S., CHAN K.Y., LEE J.J., Kinematic error analysis and tolerance allocation of cycloidal gear reducers," Mechanism and Machine Theory, vol. 124, pp. 73–91, 2018

[9] KOSTIĆ N., BLAGOJEVIĆ M., PETROVIĆ N., MATEJIĆ M., MARJANOVIĆ N., Determination of Real Clearances Between Cycloidal Speed Reducer Elements by the Application of Heuristic Optimization, Transactions of FAMENA, vol. 42, no. 1, pp. 15–26, Apr. 2018

[10] CHEN Y., LIANG X., ZUO M.J., Sparse time series modeling of the baseline vibration from a gearbox under time-varying speed condition, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 134, p. 106342, 2019

[11] D'ELIA G., MUCCHI E., COCCONCELLI M.: On the identification of the angular position of gears for the diagnostics of planetary gearboxes, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 83, pp. 305–320, 2017

[12] SCHMIDT S., HEYNS P.S., de VILLIERS J.P.: A novelty detection diagnostic methodology for gearboxes operating under fluctuating operating conditions using probabilistic techniques, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 100, pp. 152–166, 2018

[13] TENG W., DING X., CHENG H., HAN C., LIU Y., MU H.: Compound faults diagnosis and analysis for a wind turbine gearbox via a novel

vibration model and empirical wavelet transform, Renewable Energy, vol. 136, pp. 393–402, 2019
[14] MBA C.U., MAKIS V., MARCHESIELLO S., FASANA A., GARIBALDI L.: Condition monitoring and state classification of gearboxes using stochastic resonance and hidden Markov models, Measurement: Journal of the International Measurement Confederation, vol. 126, no. August 2017, pp. 76–95, 2018
[15] LI Y., FENG K., LIANG X., ZUO M.J.: A fault diagnosis method for planetary gearboxes under non-stationary working conditions using improved Vold-Kalman filter and multi-scale sample entropy, Journal of Sound and Vibration, vol. 439, pp. 271–286, 2019
[16] HE W., CHEN B., ZENG N., ZI Y.: Sparsity-based signal extraction using dual Q-factors for gearbox fault detection," ISA Transactions, vol. 79, no. April, pp. 147–160, 2018
[17] ZHANG D., YUD.: Multi-fault diagnosis of gearbox based on resonance-based signal sparse decomposition and comb filter, Measurement: Journal of the International Measurement Confederation, vol. 103, pp. 361–369, 2017
[18] WANGJ., LUO S., SU D., Multi-objective optimal design of cycloid speed reducer based on genetic algorithm, Mechanism and Machine Theory, vol. 102, pp. 135–148, Aug. 2016
[19] WANG Y., QIAN Q., CHEN G., JIN S., CHEN Y.: Multi-objective optimization design of cycloid pin gear planetary reducer, Advances in Mechanical Engineering, vol. 9, no. 9, p. 168781401772005, Sep. 2017
[20] ALEKSANDROV K.F., AMBARCUMJAN A.Ja., BIDERMAN S.A., BIRGER V.L., VOLMIR I.A., DAREVSKIJ A.S., DEMJANUSHKO V.M., KILDIBEKOV I.V., KURSHIN I.G., MAKUSHIN L.M., ROSENBLJUM V.M., SAVIELIEV V.I., SAVIN N.G., CHERNYKH N.G., Strength, stability and Vibration. Handbook in three volumes. Moscow: Mashinostroeniye, 1968
[21] CHMURAWA M., Obiegowe przekładnie cykloidalne z modyfikacją zazębienia. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2002
[22] KRÓL R., "Updated software for the one stage cycloidal gearbox optimization (MATLAB scripts) with commentary." https://zenodo.org/record/4815611#.YNs3ebtxdPY, 2021
[23] KRÓL R., WIKŁO M., OLEJARCZYK K., KOŁODZIEJCZYK K., ZIEJA A.: Optimization of the one stage cycloidal gearbox as a non-linear least squares problem, in Advances in Mechanism and Machine Science, 2019, pp. 1039–1048.
[24] KRÓL R.: Software for the one stage cycloidal gearbox optimization using the Steepest Descent Method and Levenberg-Marquardt algorithm (MATLAB scripts), 2018.

TADEUSZ ŁAGODA[1], PAWEŁ KRYSIŃSKI[2], AGATA SIERAKOWSKA[2], TOMASZ CIEŚLAK[2], SŁAWOMIR MAŁYS[2], CEZARY BOROWIECKI[2]
[1]Politechnika Opolska, t.lagoda@po.edu.pl
[2]RAWAG, pawel.krysinski@schaltbau-rawag.com

BADANIA POŁĄCZEŃ ADHEZYJNYCH W PRZEMYŚLE KOLEJOWYM

Abstract: In this paper, results of bead peel test of elastic adhesives and shear strength test of an overlap adhesive joint subjected to tension for a contact adhesive were presented. In both cases, adhesive joints were evaluated before and after ageing. These findings were compared with the results of the finite elements analysis.

1. WPROWADZENIE

Firma RAWAG Sp. z o.o. niemal od 50 lat produkuje elementy wyposażenia pojazdów szynowych. Wyroby firmy są projektowane i produkowane przez wykwalifikowanych pracowników zakładu. Rozróżnia się cztery główne grupy produktów:
- drzwi, w których zakres wchodzą: drzwi zewnętrzne pasażerskie, stopnie wysuwne, drzwi kabiny maszynisty, drzwi szczytowe ognioodporne oraz wszelkiego rodzaju drzwi wewnętrzne manualne lub automatyczne;
- okna, w których zakres wchodzą: okna boczne przestrzeni pasażerskiej, okna maszynisty oraz pozostałe typy okien;
- interiory, w których skład wchodzą: wszelkiego typu elementy wyposażenia wewnątrz;
- konstrukcje, w których skład wchodzą: ciężkie konstrukcje spawane jak dachy lokomotyw i ściany boczne wagonów. W procesie wytwarzania używane są trzy procesy specjalne: spawanie, klejenie i malowanie. W niniejszej pracy zaprezentowano wyniki badań dla połączeń klejonych;
– adhezyjnych dla produktów typu drzwi przeznaczone do zamontowania w pojazdach szynowych. Proces klejenia wykonywany jest zgodnie z normą DIN 6701 [6].

2. POTENCJAŁ WDROŻENIA POŁĄCZEŃ KLEJONYCH W ASPEKCIE DUŻYCH PRĘDKOŚCI

Opracowanie i wdrożenie w produkcji nowych rozwiązań technicznych pozwoli na dostosowanie elementów wyposażenia pojazdów szynowych do standardów stawianych w rozporządzeniach zarówno Unii Europejskiej, Parlamentu Europejskiego jak i Rady Europy. Rozporządzenia te narzucają na poszczególne państwa członkowskie wdrożenie i ujednolicenie standardów dot. bezpieczeństwa w pojazdach szynowych dużych prędkości. Projekt B+R realizowany na terenie firmy RFWW „RAWAG” sp. z o. o., wdrażany

natomiast wieloetapowo ze względu na kilka produktów, które będą podlegały pracom B+R.

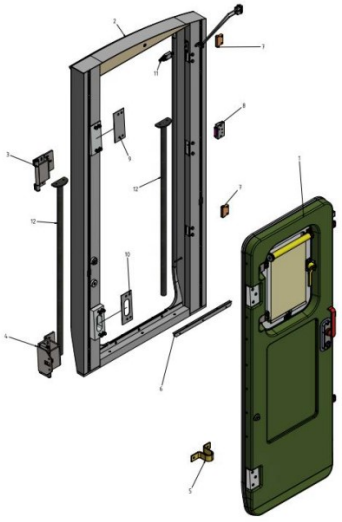
Projekt ma kluczowe znaczenie dla przedsiębiorstwa ze względu na jego charakter produkcji oraz procentowy udział wykonywanych elementów, które będą podlegały pracom B+R. Realizacja pozwoli na wdrożenie zupełnie nowych rozwiązań, a co za tym idzie poszerzenie portfolio produktów oferowanych klientom, spełniających najwyższe standardy europejskie. Producent jako wiodący dostawca systemów drzwiowych w Polsce, będzie miał również większe możliwości konkurowania na rynku Unii Europejskiej.

Zastosowanie połączeń klejonych, szczególnie poszyć drzwi jest alternatywą dla konwencjonalnego spawania. Przy wymaganiach stawianych wyrobom (współczynniki przenikania ciepła, wytrzymałość na odciążenia powierzchniowe powyżej ±2500 Pa), zachodzi konieczność budowania struktur kompozytowych [2]. Technologia tych materiałów wymaga zastosowania innych procesów lub ich łączenia. W publikacji opisano przykład drzwi kabiny maszynisty (Rys.1).

Rys. 1. *Drzwi kabiny maszynisty.*

3. CHARAKTERYSTYKA PRZEDMIOTU BADAŃ

Drzwi kabiny maszynisty jako cały system przedstawiono na Rys. 2.



Rys. 2. *Drzwi kabiny maszynisty - system*

Konstrukcja ta wykonana jest ze stopów aluminium jako ramy z profili, zarówno ościeżnicy jak i samego płata drzwiowego, pokryte materiałami kompozytowymi z użyciem technologii klejenia. W celu zapewnienia odpowiednich współczynników przenikania ciepła, dodatkowo poszycie drzwi z jednej strony wykonane jest z laminatu (tworzywo sztuczne zgodne z EN 45545-2 [5]). Parametry konstrukcji zestawiono w Tabeli 1. System przeznaczony jest do zamontowania w pojazdach aglomeracyjnych, których prędkość handlowa wynosi 160 km/h.

Tabela 1.

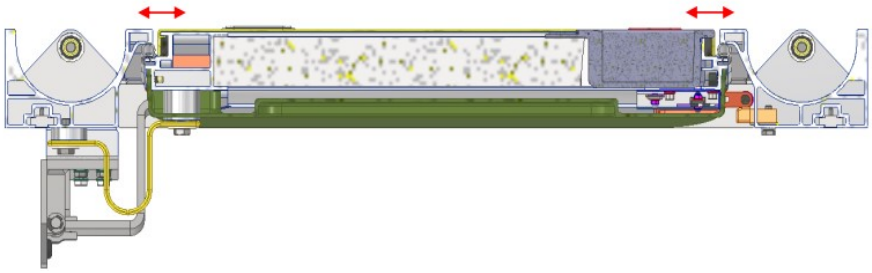
Parametry techniczne systemu.

Parametr	Wartość
Masa systemu	113,81 kg
Wymiary drzwi	1845 x 640 x 98 mm + tolerancja rysunkowa
Wymiary ościeżnicy	2038 x 943 mm + tolerancja rysunkowa
Siła użycia zamka	150N
Temperatury pracy	od -25°C do +70°C
Maksymalne pochylenie	10° (UIC 505)

4. DOBÓR POŁĄCZEŃ I MATERIAŁÓW DODATKOWYCH

Dobór połączeń klejonych w pierwszej fazie wykonywany jest na podstawie doświadczeń konstruktora z innych realizowanych wcześniej projektów. Głównym parametrem decydującym o rodzaju kleju i geometrii połączenia w pierwszej fazie jest wytrzymałość konstrukcji na obciążenie ciśnieniem

działające na powierzchnie wyrobu w trakcie eksploatacji, często podawane jako ekwiwalent prędkości poruszania się pojazdu w km/h lub największych możliwych skoków ciśnień występujących podczas wymijania się z pojazdami podróżującymi z większymi prędkościami na tym samym szlaku. Dla analizowanego przypadku dodatkowymi obciążeniami są: obciążenie powierzchniowe statyczne ±3500 Pa oraz zmęczeniowe ±1500Pa dla trwałości 10^6 cykli. W kolejnym kroku walidacji poddaje się geometrię połączeń, ich kształt, wymiary spoiny klejonej, aby finalne przeprowadzić analizę modalną układu. Dodatkowym zagadnieniem jest walidacja połączeń śrubowych z uwzględnieniem przypadku osiadania powłok malatury wyrobu [1]. Przekrój wyrobu przedstawiono na Rys. 3.



Rys. 3. *Przekrój drzwi kabiny maszynisty– system*

5. DANE DOTYCZĄCE POŁĄCZEŃ KLEJOWYCH ORAZ STOSOWANYCH KLEJÓW

5.1. Opis połączeń klejowych

W Tabeli 2 przedstawiono główne połączenia klejowe w omawianych drzwiach. Zostały one sklasyfikowane pod kątem ich istotności dla bezpieczeństwa pasażerów oraz funkcjonowania pojazdu wg normy DIN 6701 [6] (Tabela 3).

5.2. Opis stosowanych klejów oraz sposobu walidacji

W celu zwalidowania połączeń klejowych w zależności od ich przeznaczenia, wykonuje się próby:

- Przyczepności kleju metodą oddzierania ściegu według DIN 54457 [7],
- Wytrzymałości na ścinanie przy rozciąganiu połączenia sklejonego na zakładkę wg EN 1465 [9].

W obu przypadkach złącza poddaje się również starzeniu według DVS 1618 [8]. Taki cykl przedstawiono w Tabeli 4. Dodatkowo, aby sprawdzić działanie jednego z powszechnie stosowanych w kolejnictwie środków myjących, dodano do cyklu krok F– zanurzenie w roztworze.

Tabela 2.

Główne połączenia klejowe w drzwiach

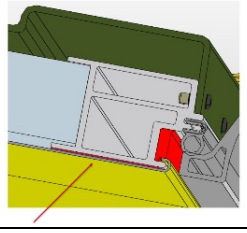
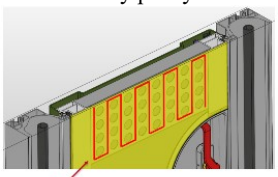
Połączenie klejowe	Klej	Klasa klejenia wg DIN6701 [6]	Uzasadnienie
Blacha zewnętrzna do ramy 	Teroson SB 2140	Z	Klej aplikowany w celu umocnienia połączenia zaginanego na krawędziach blachy do ramy wykonanych ze stopów aluminium
Blacha usztywniająca ramy do blachy poszycia 	SikaFlex 268 PowerCure	A3	Wzmocnienie, usztywnienie konstrukcji
Pakiet szyb do ramki okna	SikaFlex 265	A2	Połączenie pakietu szyb i ramki okna, która następnie jest przykręcana do konstrukcji drzwi pojazdu.

Tabela 3.

Opis klas klejenia wg normy DIN 6701 [6]

Klasa klejenia	Opis dotyczący bezpieczeństwa
A1	Wysoki wymóg bezpieczeństwa. Uszkodzenie połączenia klejowego prowadzi do nieuniknionego zagrożenia życia lub zagrożenia bezpiecznej eksploatacji pojazdów szynowych.
A2	Średni wymóg bezpieczeństwa. Uszkodzenie połączenia klejowego może prowadzić do zagrożenia eksploatacji poprzez szkodę na osobie lub do pogorszenia łącznej funkcji pojazdu szynowego.
A3	Niski wymóg bezpieczeństwa. Prawdopodobnie brak uszkodzeń ciała lub większych szkód dla środowiska. Maksymalnie utrata komfortu lub wydajności.
Z	Bez znaczenia dla bezpieczeństwa. Brak uszkodzeń ciała lub większych szkód dla środowiska. Maksymalnie utrata komfortu lub wydajności,

Tabela 4.

Cykl starzenia próbek połączeń klejowych

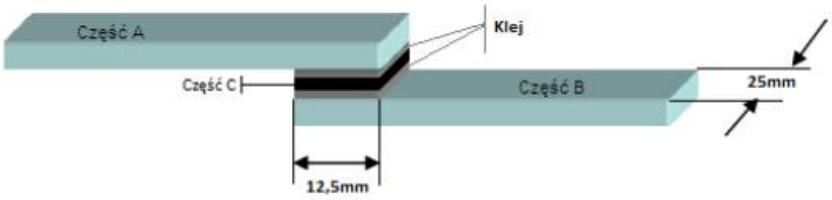
Oznaczenie	Warunki klimatyczne
A	Badanie po utwardzeniu (7 dni, 23°C, 50% wilgotności względnej)
B	7 dni składowania w zdemineralizowanej wodzie w temperaturze 20°C, klimatyzowanie przez 2 godziny w 23°C, 50% wilgotności względnej
C	1 dzień składowania w temperaturze 80°C, badanie bezpośrednio po wyjęciu z pieca
D	Klimatyzowanie przez 2 godziny w warunkach otoczenia (23°C, 50% wilgotności względnej)
E	7 dni w temperaturze 70°C przy wilgotności nasyconej 100%, następnie wyjęcie z pieca i schłodzenie uderzeniowe do -30°C, następnie klimatyzowanie przez 2 godziny w warunkach otoczenia (23°C, 50% wilgotności względnej)
F	Zanurzenie 8 godzin w roztworze środka myjącego "P3 Gratto 3000" i suszenie przez 16 godzin w temperaturze 50°C

Klej Teroson SB 2140

Teroson SB 2140 to rozpuszczalnikowy, kontaktowy klej niskomodułowy. Połączenie zostało zaprojektowane w sposób przedstawiony poniżej:

- Część A: chromianowane aluminium, oczyszczone przy pomocy alkoholu izopropylowego;
- Część B: chromianowane aluminium, oczyszczone przy pomocy alkoholu izopropylowego;
- Część C: poliolefinowa pianka koronowana, jako izolacja termiczna/akustyczna;
- Klej Teroson SB 2140 pomiędzy poszczególnymi częściami.

W celu sprawdzenia wytrzymałości na ścinanie, wykonano próbki złącz zakładkowych zgodnych z normą EN 1465 [9] o wymiarach: 25 x 100 x 1,5 mm, zakładka o wymiarach 12,5 x 25 mm.
Schemat przedstawiono na Rys.4.



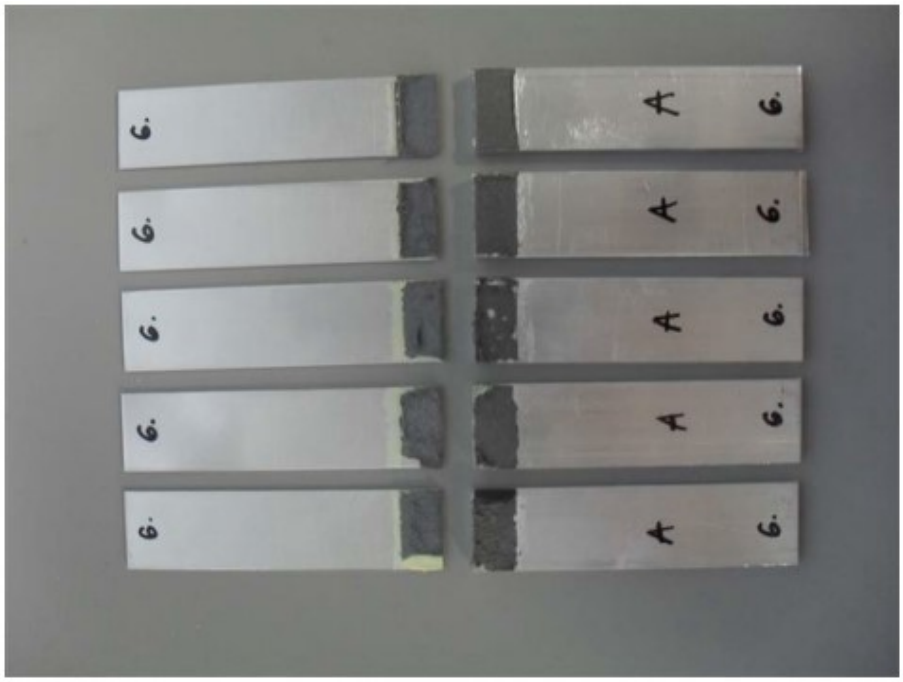
Rys. 4. *Schemat złącza zakładkowego*

Próbki klejone zostały poddane również procesowi starzenia zgodnie z odpowiednimi cyklami starzenia przedstawionymi w Tabeli 4. Wynik wytrzymałości na ścinanie przy rozciąganiu przedstawiono w Tabeli 5. Każdorazowo jest to średnia z wyników dla 5 próbek.

Tabela 5.
Wyniki wytrzymałości na ścinanie przy rozciąganiu połączenia sklejonego na zakładkę

Kolejny krok starzenia	**Wytrzymałość na ścinanie przy rozciąganiu [MPa]**	**Rodzaj zerwania**
A	0,90 ± 0,05	Rozerwanie części C
B	0,71 ± 0,04	Rozerwanie części C
C	0,77 ± 0,02	Rozerwanie części C
D	0,94 ± 0,08	Rozerwanie części C
E	0,90 ± 0,12	Rozerwanie części C
F	0,95 ± 0,11	Rozerwanie części C

Wyniki badań wskazują, że materiał substratów przeznaczonych do klejenia, czyli chromianowane aluminium został dobrany prawidłowo. Występuje adhezja do podłoża, złącze rozrywa się w najsłabszym miejscu– kohezyjnie rozrywa się poliolefinowa pianka. Przykładowy obraz rozerwania przedstawiono na Rys. 5.



Rys. 5. *Obraz rozerwania złącza zakładkowego bez starzenia*

Klej Sikaflex 268 PowerCure oraz Sikaflex 265

Kleje SikaFlex serii 26x to jednoskładnikowe kleje poliuretanowe. SikaFlex 265 jest konwencjonalnym poliuretanem utwardzanym poprzez wilgoć pobieraną z otoczenia. Natomiast system PoweCure to klej Sikaflex 268 z boosterem, czyli pastą wodonośną powodującą utwardzanie kleju w objętości, bez wpływu wilgoci z otoczenia. Różnicą dla obu klejów jest czas ich utwardzania– pierwszy (w odpowiednich warunkach: 23°C, 50% wilgotności względnej) potrzebuje około 24 godzin do utwardzenia 3 mm w głąb, a zatem do możliwości np. dalszego montażu klejonego elementu; drugi – w tych samych warunkach 4 do 6 godzin, bez względu na grubość złącza. Producent nie deklaruje znaczących różnic w wytrzymałości obu klejów. W celu weryfikacji doboru odpowiednich podłoży do klejenia, przeprowadza się test przyczepności kleju metodą oddzierania ściegu wg DIN 54457 [7], również ze starzeniem wg Tabeli 3. Ścieg kleju powinien mieć 120 mm długości oraz 4,5 – 5,0 mm grubości. W tabeli 6 przedstawiono wyniki testów. Wyniki wskazują, że materiał substratów przeznaczonych do klejenia, czyli chromianowane aluminium został dobrany prawidłowo. Występuje zadowalająca adhezja do podłoża.

Tabela 6.

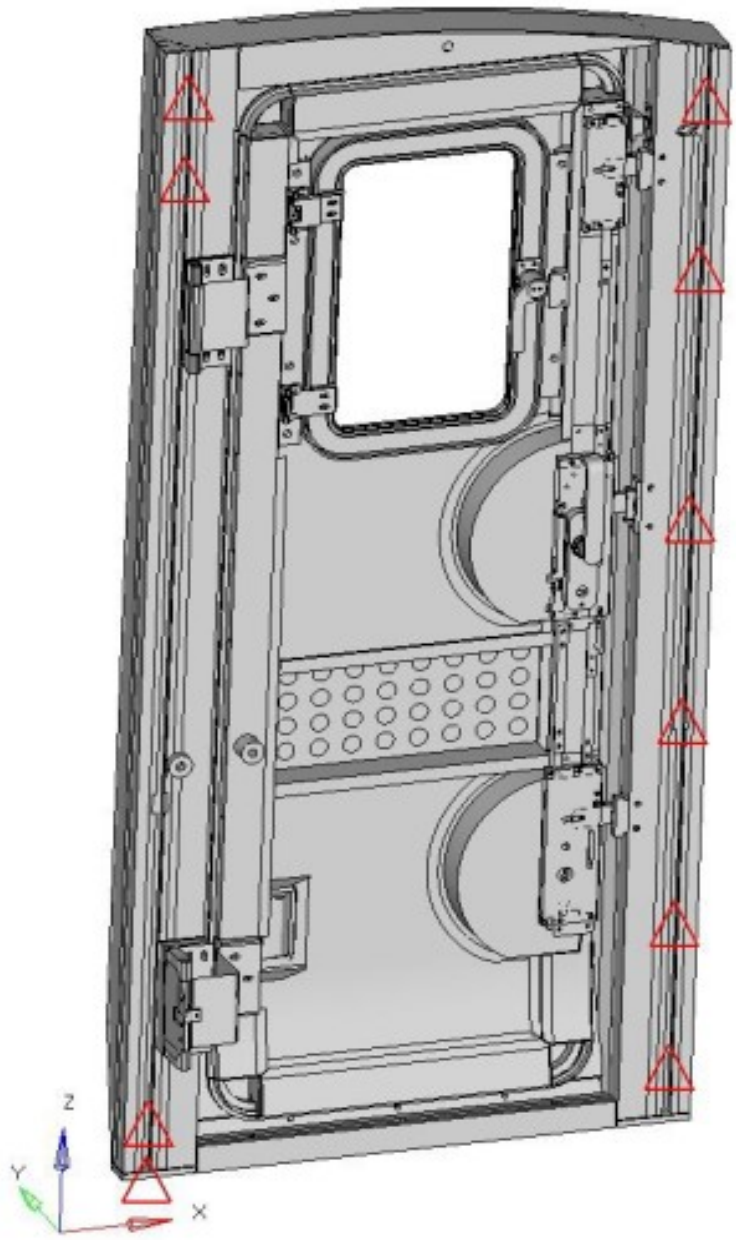
Wyniki testu przyczepności kleju metodą oddzierania ściegu wg DIN 54457 [7]

Klej	Przygotowanie powierzchni	Wyniki*						Dokumentacja zdjęciowa
SikaFlex 265	Zmatowienie włókniną Scotch-Brite + oczyszczenie alkoholem izopropylowym + Sika Aktivator-100 + Sika Primer-206 G+P	1	1	1	1	1	1	
SikaFlex 268 PowerCure	Zmatowienie włókniną Scotch-Brite + oczyszczenie alkoholem izopropylowym + Sika Primer-207	1	1	1	1	1	1	

*1 oznacza wiązanie zadowalające oraz >95%zerwania kohezyjnego

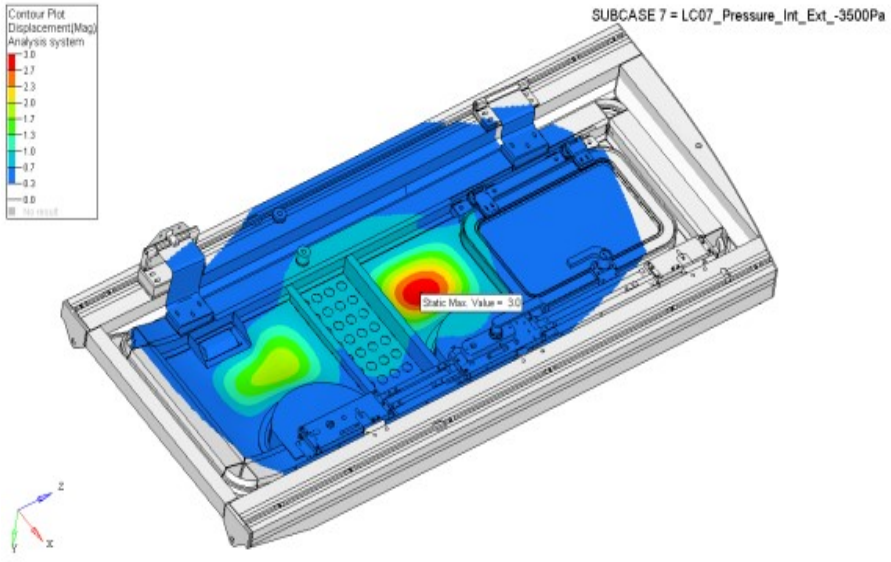
6. ANALIZA METODĄ ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

Model elementów skończonych został wykonany przy użyciu plików krokowych 3D. Do przygotowania modelu MES wykorzystano elementy typu 1D i 2D. Ogólny rozmiar oczek elementu wynosi 5 mm. Do połączeń śrubowych wykorzystano elementy sztywne oraz elementy CBAR. System drzwi jest ograniczony ze wszystkimi stopniami swobody w styku z karoserią, wszystkie sześć stopni swobody zostało zamocowane do karoserii, mocowanie zostało przedstawione na rysunku 6. W pierwszej fazie wykonano analizy statyczne i zmęczeniowe zgodnie z EN12633-1:2011-A1:2015 [10] oraz wymaganiami klienta, jak również przeprowadzona została ostateczna walidacja połączeń adhezyjnych.



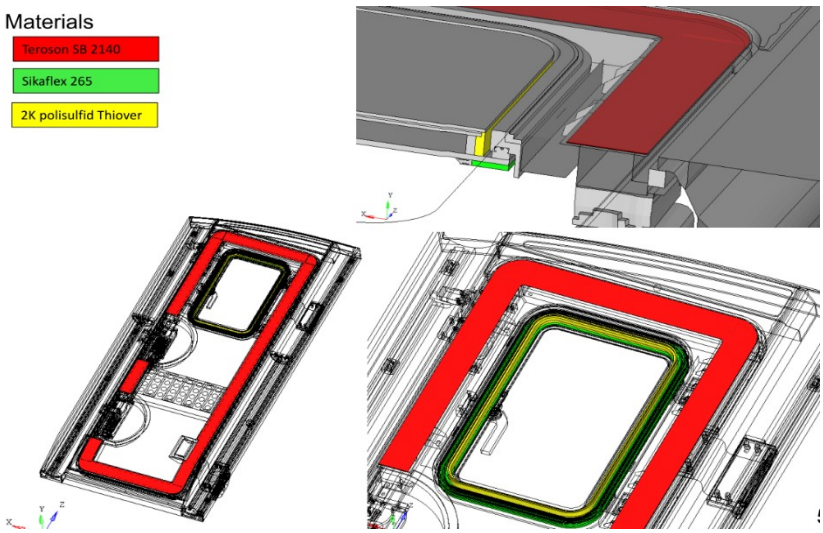
Rys. 6. *Punkty mocowania stopnii swobody to poszycia*

Wyniki dla jednego z testów statycznych obciążeniem 3500 Pa przedstawiono na Rys. 7.



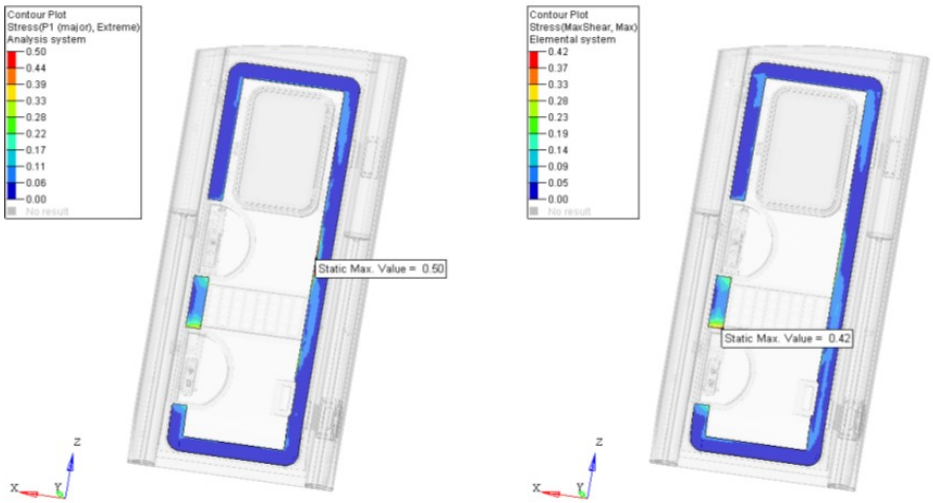
Rys. 7. *Wyniki deformacji systemu drzwi (poglądowy przypadek)*

W analogiczny sposób została przeprowadzona walidacja połączeń adhezyjnych. Przygotowany model dyskretny przedstawiono na Rys. 8.

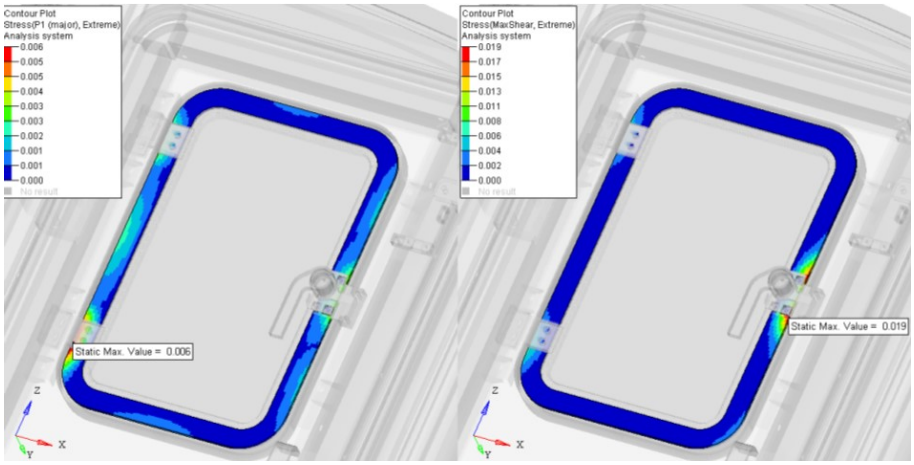


Rys. 8*. Model dyskretny zagadnień adhezyjnych [3]*

Wyniki obliczeń dla poszczególnych przypadków materiałowych przedstawiono na Rys. 9, Rys. 10, Tabelach 7 - 9.



Rys. 9. *Wyniki obliczeń połączeń klejonych [4]*



Rys. 10. *Wyniki obliczeń połączeń klejonych [4]*

Tabela 7.

Wyniki obliczeń połączeń klejonych [4]

Materiał	Zerwanie Kohezji [MPa]	Maksymalne naprężenie spójne [MPa]	$UF_{maxPrinc}$	Siła Ścinania [MPa]	Maksymalna Siła Ścinania [MPa]	UF_{shear}
Teroson SB 2140 [00010-PL-00065-AW lap shear SB 2140 RAWAG.pdf]	Założenie 2,8	0,5	0,18	2,8	0,42	0

Tabela 8.

Wyniki obliczeń połączeń klejonych [4]

Materiał	Zerwanie Kohezji [MPa]	Maksymalne naprężenie spójne [MPa]	$UF_{maxPrinc}$	Siła Ścinania [MPa]	Maksymalna Siła Ścinania [MPa]	UF_{shear}
Sikaflex-265 [TDS sikaflex_-265 2019.pdf]	6,0	0,006	0,010	4,5	0,019	0,004

Tabela 9.

Wyniki obliczeń połączeń klejonych [4]

Nazwa kleju	Wynik
Teroson SB2140	UF=0,18
Sikaflex-265	UF=0,004
2K polisulfid Thiover fa	UF=0,004

7. WNIOSKI

Przedstawione wyniki badań przeprowadzonych na wybranych klejach, zestawione z wynikami analizy metodą elementów skończonych wskazują, że założona koncepcja zastosowania tych klejów w omawianej konstrukcji drzwi jest zasadna. Na podstawie badań i obliczeń stwierdzono, że wyspecyfikowane dopuszczalne limity naprężeń nie zostały przekroczone. Oznacza to, że połączenia klejowe przenoszą obciążenia zakładane przez normy kolejowe. Daje to możliwość stosowania takich rozwiązań dla podobnych systemów.

LITERATURA

[1] BOROWIECKI C., SAWICKI M., ILUK A., KRYSIŃSKI P., RUSIŃSKI E,; Numerical and Experimental Investigation of Bolted Connections with Blind Rivet Nuts, Proceedings of the 14th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering. pp 88-95

[2] GOLUCH-GORECZNA R., URBANIAK M., BLEDZKI A., BOROWIECKI C., KRYSINSKI P.; Lightweight Construction of Aluminum-cork Sandwich Composites in the Transportation Industry BioResources 13(4), 8539-8554

[3] Raport ECE-CAE-21003a, 2021, EC Engineering, zlec. Rawag

[4] Raport ECE-CAE, 2021, EC Engineering, zlec. Rawag

[5] [EN 45545-2:2013- Kolejnictwo- ochrona przeciwpożarowa w pojazdach szynowych

[6] DIN 6701:2015- Klejenie pojazdów szynowych części pojazdów szynowych

[7] DIN 54457:2014- Badanie przyczepności kleju metodą oddzierania ściegu

[8] DSV 1618:2002- Elastyczne kleje grubowarstwowe w budowie pojazdów szynowych

[9] EN 1465:2009- Kleje. Oznaczenie wytrzymałości na ścinanie przy rozciąganiu połączeń na zakładkę

[10] EN 12663-1:2011+A1:2015- Zastosowanie w kolejnictwie. Wymagania konstrukcyjne nadwozi pojazdów szynowych. Cześć 1: Kabiny i tabor pasażerski (oraz alternatywne metody dla wagonów towarowych

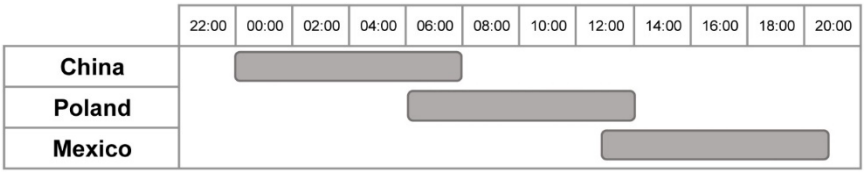
TOMASZ MACURA[1], ANNA TIMOFIEJCZUK[2]
[1] Politechnika Śląska w Gliwicach, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny Technologiczny, ul. Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice, Tomasz.Macura@polsl.pl
[2] Politechnika Śląska w Gliwicach, Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny Technologiczny, ul. Konarskiego 18a, 44-100 Gliwice, Anna.Timofiejczuk@polsl.pl

METODA FOLLOW THE SUN W PROJEKTOWANIU DLA BRANŻY MOTORYZACYJNEJ

Abstract: The automotive sector is one of the world's most dynamic industries. Car manufacturers search every day for new methods to bring their products to the market faster and more effectively. The following article describes the implementation of the Follow The Sun method, which is a form of cooperation between teams dispersed in different time zones, allowing for faster realisation of product development projects for the automotive industry.

W dzisiejszych czasach fizyczna odległość liczona w setkach kilometrów między dwoma pracownikami lub nawet całymi zespołami projektowymi nie jest już barierą w realizacji trudnych i złożonych projektów. Wprowadzenie szerokopasmowego internetu dostarczyło rozwiązania skracające dystans fizyczny i dające szansę na płynną współpracę. Duża dynamika, która charakteryzuje branżę motoryzacyjną wywiera presję na producentach samochodów osobowych do nieprzerwanego poszukiwania rozwiązań i metod w celu utrzymania konkurencyjności swoich produktów oraz pozycji na rynku. Jednym z popularnych trendów w branży motoryzacyjnej jest inwestowanie i zakładanie nowych lokalizacji w krajach, które znajdują się obecnie w fazie intensywnego rozwoju. Kraje te mogą zaoferować dobry dostęp do wykfalifikowanej kadry inżynierskiej, której koszt jest na ten moment zdecydowanie niższy w porównaniu do kadry inżynierskiej dostępnej w krajach zachodnich. Tego typu podejście, oprócz szeregu zalet, stawia przed firmami również wyzwania w zakresie koordynacji i organizacji pracy.

Jedną z metod kooperacji adresujących to zagadnienie jest koncepcja pracy w zespołach zdalnych, znajdujących się w różnych strefach czasowych, o nazwie Follow The Sun (FTS). Follow The Sun w tłumaczeniu na język polski oznacza „podążanie za słońcem", a więc realizacji poszczególnych etapów danego zadania przez kolejnych członków zespołów znajdujących się w następujących po sobie strefach czasowych [1]. Dzięki tej metodzie możliwe jest wykorzystanie pełnej doby, a więc 24 godzin jako czasu efektywnej pracy. Na rysunku 1 przedstawiony został przykładowy schemat współpracy trzech biur konstrukcyjnych znajdujących się w różnych strefach czasowych, gdzie kolejne 8-godzinne zmiany realizowane są przez odpowiednio: biuro w Chinach, następnie w Polsce oraz na końcu w Meksyku.



***Rys. 1**. Biura konstrukcji wiązek samochodowych zlokalizowane w trzech strefach czasowych*

Pierwsze dobrze udokumentowane wdrożenie FTS miało miejsce w 1990 roku. IBM założył cztery jednakowej wielkości lokalizacje charakteryzujące się atrakcyjnym kosztem pracy: Bangalore, Indie, Białoruś oraz Łotwa. Koordynacja projektu została umieszczona w Seattle [2]. Projekt ten otrzymał nazwę „Phalanx" i określono go jako docelową standardową strukturę lokalizacji niskokosztowych IBM. Tego typu rozwiązanie miało na celu zdefiniowanie jasnych zasad komunikacji pomiędzy wszystkimi lokalizacjami oraz transparentne delegowanie konkretnych zadań.

IBM powołał specjalną nomenklaturę dla delegowanych zadań, zostały one nazwane JavaBean'ami. Każdy JavaBean mógł być rozwijany oddzielnie i szybko. Niskokosztowe lokalizacje były odpowiedzialne za pracę nad tymi zadaniami, a następnie w ciągu dnia w USA były one sprawdzane i recenzowane przez lokalizację w Seattle. W przypadku, gdy przegląd jednego Beana trwał dłużej niż jeden dzień, drugi Bean był rozwijany równolegle. Każda lokalizacja otrzymywała około 6 Beanów do rozwoju. W najbardziej intensywnym momencie działania tej struktury w systemie znajdowało się ponad 20 beanów czekających na ocenę.

Niestety, zaprezentowane podejście nie było dla IBM skuteczną formą współpracy zespołowej. Codzienne przekazania okazały się zbyt częste. Kierownictwo zdecydowało, że standardowym rytmem będą przekazania co drugi lub trzeci dzień. Po kilku miesiącach centralny węzeł – Seattle, okazał się być główną blokadą z powodu powolnej reakcji na przegląd Beanów. Doprowadziło to dużych opóźnień oraz niezadowolenia z wprowadzonej formy współpracy. W rezultacie zdecydowano się zrezygnować z globalnego podejścia do projektu i powrócono do klasycznych metod zarządzania równoległego lub fazowego. Projekt był tak bardzo opóźniony, że nisko kosztowa lokalizacja zdecydowała się na pracę na nocnych zmianach, aby utrzymać stały kontakt z Seattle. Ostatecznie różnica stref czasowych okazała się być uznana za główny problem, zamiast być oczekiwaną zaletą.

Po projekcie Phalanx, firma IBM zdecydowała się jeszcze dwukrotnie dokonać próby implementacji metody FTS w realizacji rozwoju oprogramowania. Obie próby zostały udokumentowane przez parę Treinen i Miller-Frost [3]. W przypadku pierwszej próby zespół zbudowany był z developerów znajdujących się w lokalizacjach: USA oraz Australia. Wdrożenie zakończyło się sukcesem, w głównej mierze dzięki dobrej komunikacji i dużemu doświadczeniu w programowaniu zespołu. W przypadku

drugiej próby zespół zbudowany był z developerów pracujących w USA oraz Indiach. Niestety, w tej próbie wdrożenie zakończyło się niepowodzeniem. Głównym powodem, opisanym w podsumowaniu próby wdrożenia, były liczne problemy komunikacyjne pomiędzy uczestnikami, wynikające z dużych różnic kulturowych.

Bardzo ciekawą pozycją literaturową dotyczącą wdrożenia metody Follow The Sun jest artykuł: „A Systematic Literature Review of Best Practices and Challenges in Follow-the-Sun Software Development" przeglądowy autorstwa: Josiane Kroll i innych [4]. W publikacji przedstawiono analizę 27 opracowań poruszających tematykę Follow The Sun pod kątem najlepszych praktyk podczas implementacji tego typu metody. Wynikiem przeprowadzonej w artykule analizy jest identyfikacja 36 najlepszych praktyk, które najczęściej przedstawiane są w literaturze przedmiotu. Analiza dokonana została w kierunku wdrożenia metody FTS w obszarze software developmentu, jednak część przedstawionych najlepszych praktyk z powodzeniem może zostać wykorzystana w implementacji tego typu metody w innych obszarach rozwoju produktu w branży automotive.

Na podstawie przeglądu literatury, dostępnej w temacie metody FTS określone zostały podstawowe zalety i wady tego typu rozwiązania, które przedstawiono w Tabeli 1.

Tabela 1.

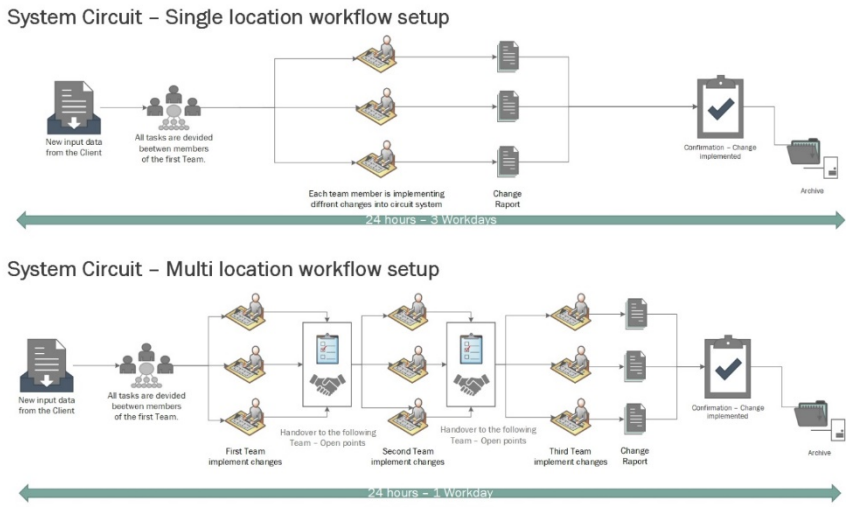
Zalety i wady metody Follow The Sun

Zalety	Wady
• Skrócenie czasu rozwoju • Szybka reakcja na potrzeby klienta • Zwiększenie umiejętności zespołów • Szybki transfer wiedzy • Redukcja kosztów licencji • Śledzenie błędów • Poprawa relacji międzynarodowych	• Czasochłonne przekazywanie zadań • Potrzeba złożonej koordynacji • Problemy komunikacyjne wynikające z różnic kulturowych • Rozmycie odpowiedzialności • Święta narodowe – dni wolne (potrzeba koordynacji/planowania)

Zastosowanie metody Follow The Sun w projektowaniu wiązek elektrycznych

Dostępna literatura w temacie Follow The Sun porusza zagadnienie tej metody z reguły w kontekście współpracy zespołów pracujących nad rozwojem oprogramowania, a więc szeroko pojętym software developmentem. Brak jest publikacji opisujących próby wdrożenia tej metody w innych obszarach rozwoju produktów. W dalszej części tego artykułu przedstawiona została próba podjęcia tej tematyki, a więc wdrożenia metody FTS w obszarze konstrukcji wiązek elektrycznych w branży motoryzacyjnej.

Obecnie stosowanym modelem realizacji prac nad rozwojem produktu, jakim jest wiązka elektryczna, jest kooperacja zespołu zbudowanego z kilku do kilkunastu inżynierów znajdujących się w jednej lokalizacji. Każdy z inżynierów ma przydzielony konkretny obszar samochodu, w którym realizuje projekt wiązki samochodowej. Wielkość zespołu uzależniona jest od stopnia skomplikowania produktu, jak również ilości możliwych wersji produkowanego modelu samochodu. Powyżej opisany model współpracy reprezentuje klasyczne podejście projektowe, stosowane i doskonalone od ponad dwudziestu lat. Zapewnia ono wysoką jakość produktu, stały rozwój kompetencji, jak również dobrą komunikację zespołu. Wprowadzenie nowego rozwiązania współpracy bazującego na metodzie FTS ma na celu skrócenie czasu rozwoju produktu, przyśpieszenie czasu reakcji zespołu na nowe wytyczne klienta, jak również ograniczenie kosztów rozwoju produktu poprzez bardziej wydajne wykorzystanie licencji oprogramowania CAD. Na Rys. 2 przedstawione zostały graficzne schematy współpracy zespołów.

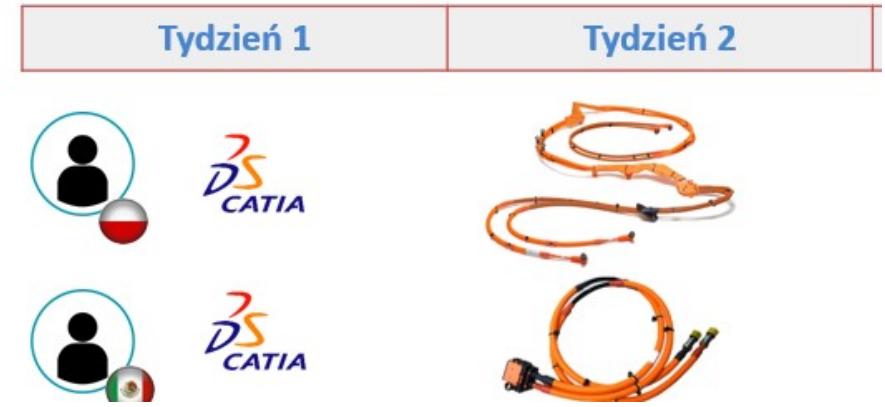


***Rys. 2**. Schemat przepływu zadań dla zespołów w jednej i wielu lokalizacjach*

Górna część diagramu przedstawia aktualny przepływ pracy dla zespołu lokalnego, a dolna - dla zespołu wirtualnego. Klasyczny przepływ pracy rozpoczyna się od otrzymania nowych danych wejściowych od klienta i podzielenia ich pomiędzy konkretnych członków zespołu odpowiedzialnych za wybrane obszary wnętrza samochodu. Następnie, w ciągu trzech dni roboczych modyfikacje oraz nowe wytyczne klienta są z powodzeniem zapisane w dokumentacji produkcyjnej wiązki elektrycznej. Dolny schemat przedstawia przepływ pracy z wykorzystaniem metody FTS, a więc bazujący na zespole,

których członkowie znajdują się w wielu lokalizacjach. Praca rozpoczyna się od nowych danych wejściowych od klienta, podobnie jak w podejściu klasycznym, podzielonych na wyznaczonych członków pierwszego podzespołu pracującego nad danym projektem. Następnie, na koniec dnia pracy pierwszego podzespołu, następuje "Handover", czyli przekazanie aktualnie realizowanych zadań do drugiego podzespołu, który rozpoczyna pracę w innej lokalizacji. Podczas przekazania omawiane są wszystkie otwarte zagadnienia i tematy, które wymagają wyjaśnienia. Następnie, na koniec dnia pracy drugiego podzespołu, tak jak w poprzednim przypadku, zadania są przekazywane trzeciemu podzespołowi, znajdującemu się w innej lokalizacji. Całkowity czas potrzebny na sporządzenie kompletnej dokumentacji wszystkich modyfikacji wynosi jeden dzień roboczy.

W celu oceny skuteczności metody FTS w ramach projektowania wiązek elektrycznych przygotowana została implementacja testowa w obszarze prac związanych z modelem 3D wiązki samochodowej, a więc modyfikacjami mającymi na celu dostosowania geometrycznego kształtu wiązki do zmian karoserii danego modelu samochodu. Do implementacji metody FTS wykorzystano zespół złożony z osób pracujących w dwóch lokalizacjach: polskiej i meksykańskiej. Na Rys. 3 przedstawiony został graficzny plan implementacji testowej metody FTS.

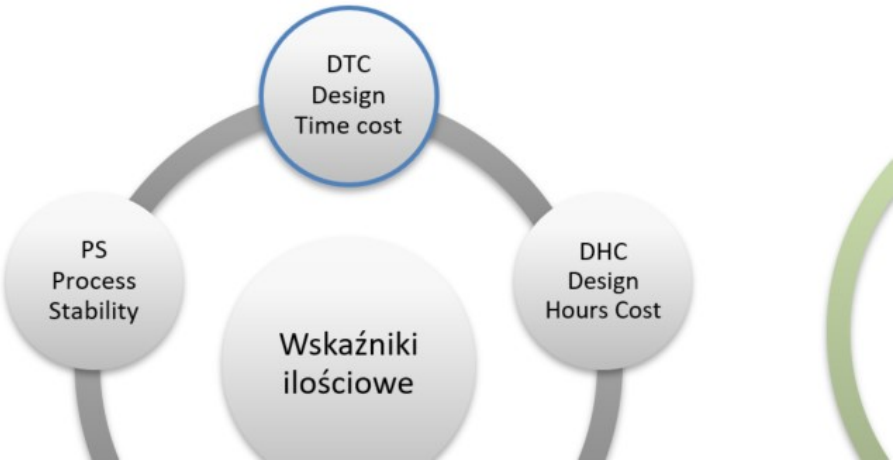


***Rys. 3**. Plan implementacji testowej metody Follow The Sun w obszarze projektowania wiązek elektrycznych*

Całość wdrożenia została zaplanowana na czas 3 tygodni. Do testu dobrane zostały modele trzech wiązek elektrycznych o podobnym stopniu złożoności oraz porównywalnej ilości modyfikacji koniecznych do wprowadzenia w tej fazie projektu. Za realizacją modyfikacji modelu 3D pierwszej wiązki

odpowiedzialny był inżynier z Polski, modelu drugiego inżynier z Meksyku, natomiast za model trzeci odpowiedzialny był dwuosobowy zespół złożony z inżyniera z Polski i Meksyku pracujący w formule FTS. Celem zespołu odpowiedzialnego za trzeci model 3D wiązki elektrycznej było ukończenie wszystkich wymaganych modyfikacji w czasie o połowę krótszym niż w przypadku wiązki pierwszej i drugiej, a więc w czasie 1,5 tygodnia.

W celu wykonania analizy skuteczności metody FTS w zakresie konstrukcji wiązek elektrycznych przygotowany został zestaw wskaźników dzielących się na dwie grupy: wskaźniki ilościowe oraz jakościowe, przedstawione na Rys. 4.



***Rys. 4**. Wskaźniki skuteczności metody Follow The Sun*

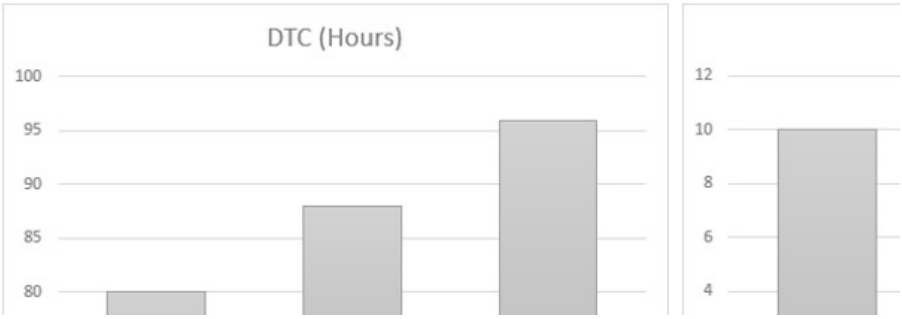
Do grupy wskaźników ilościowych należą:

- DTC - Design Time Cost - Suma godzin potrzebnych do ukończenia projektu ;
- DSC - Design Support Cost - Koszt narzędzi (oprogramowania) potrzebnego do realizacji projektu;
- DHC - Design Hours Cost - Koszt godziny projektowej w zależności od lokalizacji biura;
- TTC - Time to Complete - Suma dni roboczych potrzebnych do ukończenia projektu;
- ER - Error Rate - Suma błędów zgłoszonych do koordynatora projektu;
- PS - Process Stability - Ilość sytuacji, w których konieczna była ingerencja koordynatora w przebieg procesu.

Do grupy wskaźników jakościowych należą:

- TF - Team Flexibility - Elastyczność zespołu w wyniku transferu wiedzy pomiędzy uczestnikami (na podstawie ankiety);
- MS - Motivation and Satisfaction - Zadowolenie zespołu z pracy w tym modelu współpracy (na podstawie ankiety).

Na podstawie przeprowadzonego wdrożenia zestawione zostały wyniki realizacji poszczególnych modeli wiązek elektrycznych w zakresie wskaźników DTC oraz TTC. Diagramy przedstawiające wyniki tych wskaźników przedstawione zostały na Rys. 6.



***Rys. 6**. Wyniki wskaźników DTC i TTC dla przeprowadzonego testu*

Analizując wyniki wskaźnika DTC, a więc sumy godzin potrzebnych do wprowadzenia założonych modyfikacji wiązki elektrycznej, to w przypadku modelu pierwszego realizowanego przez inżyniera z Polski potrzeba było 80 godzin. Dla modelu drugiego realizowanego przez inżyniera z Meksyku potrzebnych było 88 godzin projektowych. W przypadku ostatniego modelu wiązki, realizowanego przez zespół pracujący w formule FTS, potrzeba było 96 godzin projektowych, co stanowi odpowiednio 16 i 8 godzin więcej względem modelu numer jeden i dwa.

Przechodząc do analizy wskaźnika TTC, czyli sumy dni roboczych potrzebnych do realizacji założonego zadania, to w przypadku modyfikacji pierwszego modelu koniecznych było 10 dni roboczych. Dla modelu drugiego liczba dni realizacji tożsamych modyfikacji wyniosła 11. W przypadku modelu trzeciego liczba potrzebnych dni roboczych wyniosła 6, co stanowi odpowiednio o 4 i 5 dni mniej względem modelu pierwszego i drugiego.

Na podstawie uzyskanych wyników, jak również obserwacji w trakcie przeprowadzonego wdrożenia zostały zestawione następujące wnioski:

- Codzienne przekazywanie wyników zadań pomiędzy zespołami – „handover", spowodowało 14% wzrost sumy godzin projektowych.
- Zespół pracujący w formule FTS ukończył zadanie o 4,5 dnia szybciej względem standardowego procesu konstrukcji – skracając tym samym czas jego realizacji o 43%.
- Brak „handoveru" przerywa łańcuch współpracy, powodując konieczność lokalizacji modyfikacji wykonanych przez poprzedniego konstruktora.
- Podczas wdrażania metody FTS konieczne jest określenie zakresu odpowiedzialności poszczególnych członków zespołu.
- W przypadku konstruktorów z mniejszym doświadczeniem dostrzegalny jest brak pewności siebie w komunikacji. Powoduje to szereg nieporozumień, które w przypadku metody FTS mają kluczowy wpływ na wyniki.
- Brak możliwości organizacji spotkania dla całego zespołu przed rozpoczęciem testów (ze względu na pandemię) spowodował trudności w komunikacji pomiędzy uczestnikami w trakcie projektu.
- Ze względu na dynamikę i specyfikę procesu projektowania wiązek elektrycznych wszelkie testy i analizy implementacji metody FTS obarczone są wpływami czynników zewnętrznych, takich jak: doświadczenie konstruktorów, zróżnicowana złożoność modeli wiązek elektrycznych oraz losowe błędy w dokumentacji.

LITERATURA

[1] CARMEL E., ESPINOSA J. A., I'm working while they're sleeping – Time zone separation challenges and solutions. United States of America: Nedder Stream Press 2011.

[2] CARMEL E., ESPINOSA J. A., DUBINSKY Y., "Follow the Sun" Workflow in Global Software Development. Journal of Management Information Systems Archive 2010.

[3] TREINEN J., MILLER-FROST S., Following the sun: Case studies in global software development, IBM Systems Journal 2006.

[4] KROLL J.,HASHMI I. S., RICHARDSON I., AUDY J. L.N.: A Systematic Literature Review of Best Practices and Challenges in Follow-the-Sun Software Development. IEEE 8th International Conference on Global Software Engineering Workshops 2013

KAMIL MALAWSKI[1], RAFAŁ GRZEJDA[2]
[1] Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, email: mk47282@zut.edu.pl
[2] Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, email: rafal.grzejda@zut.edu.pl

OCENA STOPNIA SAMOCZYNNEGO LUZOWANIA POŁĄCZEŃ ŚRUBOWYCH

Abstract: The paper presents methods of assessing the degree of loosening of screw connections on the basis of already developed methods and tests. The aim of the work is to review the already existing methods and systematise the most important information, compare these methods with each other, verify their accuracy and indicate the conditions in which a given assessment is the most favourable.

1. WPROWADZENIE

Połączenia śrubowe są bardzo często stosowane do łączenia konkretnych elementów konstrukcji oraz komponentów maszyn. Odpowiednio zaprojektowane, mogą przenosić duże obciążenia, a także umożliwiają dość łatwą wymianę, naprawę oraz serwisowanie w momencie ich uszkodzenia. Zalety stosowania takich połączeń sprawiają, że są one chętnie wybierane w przemyśle produkcyjnym oraz przez konstruktorów.

Śruba obciążona statycznie jest utrzymywana w miejscu przez siły tarcia występujące pod łbem i na gwincie, jednak połączenia śrubowe mogą ulegać niepożądanemu luzowaniu. Przyczyną „poluzowania samoczynnego" mogą być m. in. następujące zjawiska:

- wewnętrzny moment luzowania,
- przemieszczenie na skutek obciążenia poprzecznego,
- wpływ temperatury.

Wewnętrzny moment luzowania powstaje w połączeniu śrubowym na skutek siły zacisku działającej na nakrętkę i zmierzającej do jej przesunięcia wzdłuż skoku gwintu. Połączenie gwintowe luzuje się, gdy nastąpi trwała zmiana jego długości wzdłuż osi pracującego gwintu, gdy element pośredni (podkładka) ulegnie deformacji, drganiom lub na skutek zmian temperatury.

Świadomość tego problemu od zawsze zmuszała projektantów do poszukiwania metod mających zapobiec ich samoczynnemu odkręcaniu się przy jednoczesnym zachowaniu łatwości w demontażu podczas prac konserwacyjnych lub remontowych. Metodę zabezpieczania połączeń śrubowych przed samoczynnym luzowaniem uznaje się za skuteczną, jeżeli spełnia wymagania normy EN DIN 2520 [1]. Do elementów stosowanych w tych metodach należą:

- podkładki sprężyste, których działanie blokujące jest ograniczone, gdyż w niewielkim stopniu zwiększają one działanie sprężyste śrub,

- podkładki radełkowane, które dają możliwość uzyskania zwiększonej siły tarcia na powierzchniach kontaktu i umożliwiają efektywne działanie blokujące w połączeniach obciążonych statycznie,
- nakrętki koronowe, podkładki odginane, łączenie drutem, z których stosowaniem wiąże się skomplikowany montaż i demontaż, a które jednocześnie nie zapewniają kontroli i utrzymania stabilnej wartości siły zacisku, ponieważ zawleczki, drut czy same podkładki, są najczęściej wykonane z miękkiej stali podatnej na odkształcenia a nawet uszkodzenia, zwłaszcza pod wpływem obciążeń dynamicznych,
- nakrętki z wkładką nylonową lub zdeformowanym gwintem, gdzie wykorzystywane jest wysokie tarcie na gwincie, co sprawia, że nakrętka nigdy całkowicie się nie odkręci (wzrost siły tarcia nie gwarantuje w tym przypadku uzyskania i utrzymania wysokiej wartości siły zacisku, jednocześnie powoduje, że montaż jest pracochłonny, a nakrętki mogą być używane tylko jednorazowo),
- nakrętki kołnierzowe lub śruby z łbem kołnierzowym z ponacinaną/radełkowaną powierzchnią dolną, wykonaną w celu zwiększenia powierzchni kontaktu i tarcia (zastosowanie tego rozwiązania związane jest z użyciem dużego momentu skręcającego, co podczas dokręcania, a zwłaszcza odkręcania, może doprowadzić do poważnych uszkodzeń powierzchni elementu łączonego; mimo, że śruba i nakrętka są relatywnie dobrze zabezpieczone przed odkręceniem, to wysoka wartość siły tarcia wpływa na znaczne odchylenia w osiąganych wartościach siły zacisku),
- kleje, których stosowanie jest pracochłonne, ze względu na konieczność odpowiedniego przygotowania powierzchni i długi czas wiązania (demontaż tego typu połączeń jest trudny i wymaga dużego nakładu pracy, a ponowne użycie elementów związane jest z ich pracochłonnym czyszczeniem; znaczny wzrost siły tarcia na gwincie wymaga użycia dużego momentu skręcającego, co nie prowadzi do uzyskania wysokiej siły zacisku, a może skutkować uszkodzeniem śruby; ze względu na zmienne wartości siły tarcia nie jest również możliwa kontrola wartości siły zacisku).

Istnieje więc wiele sposobów i możliwości zabezpieczenia połączeń śrubowych przed samoczynnym luzowaniem. Do konstruktora należy wybór, metody do konkretnego przypadku konstrukcji. Niniejszy artykuł ma na celu przybliżenie sposobów oceny stopnia luzowania połączeń śrubowych na bazie przeglądu powstałych już w tym zakresie artykułów oraz istniejących metod [2].

2. CHARAKTERYSTYKA METOD POMIAROWYCH

2.1 Bezpośrednie metody pomiarowe

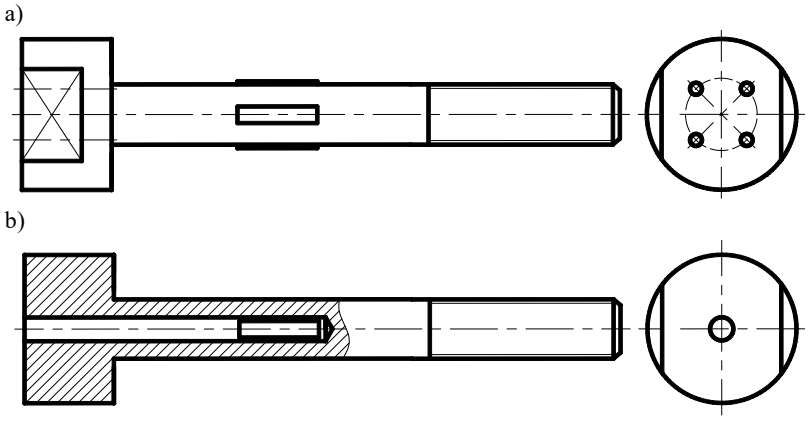
Ocena stopnia luzowania połączenia śrubowego w tym przypadku polega głównie na badaniu dwóch parametrów: momentu obrotowego lub siły osiowej. Może też wynikać z obserwacji zmian zachodzących w obrazie zewnętrznym połączenia śrubowego.

Technika klucza dynamometrycznego

Technika klucza dynamometrycznego jest najbardziej podstawową metodą badania luzowania połączeń śrubowych. Polega ona na sprawdzaniu zmienności momentu obrotowego śruby, za pomocą mierników momentu obrotowego, w określonych odstępach czasu. Nie jest to zbyt dokładna metoda i w dużym stopniu bazuje na ludzkiej nieomylności [3, 4].

Pomiar z wykorzystaniem tensometrów

Tensometry (czujniki siły), najczęściej elektroniczne, są umieszczane na zewnętrznej powierzchni walcowej trzpienia śruby lub wewnątrz specjalnie przygotowanej śruby (Rys. 1). Metoda pomiaru bazuje w tym przypadku na rejestracji zmiany siły osiowej w śrubie w funkcji wskazań woltomierza współpracującego z odpowiednio wykalibrowanym układem tensometrów. Za pomocą tej metody możliwy jest pomiar w sposób ciągły. Pozwala to na śledzenie luzowania się połączenia, ponieważ na bieżąco można sprawdzić wartość siły [3, 5]. Czujniki siły pozwalają również na obserwację zmian długości śruby poprzez jej odkształcanie w połączeniu, gdy są umieszczone na obydwu jej końcach.



***Rys. 1**. Umiejscowienie tensometrów: a) na powierzchni walcowej śruby, b) wewnątrz śruby*

Metoda analizy graficznej

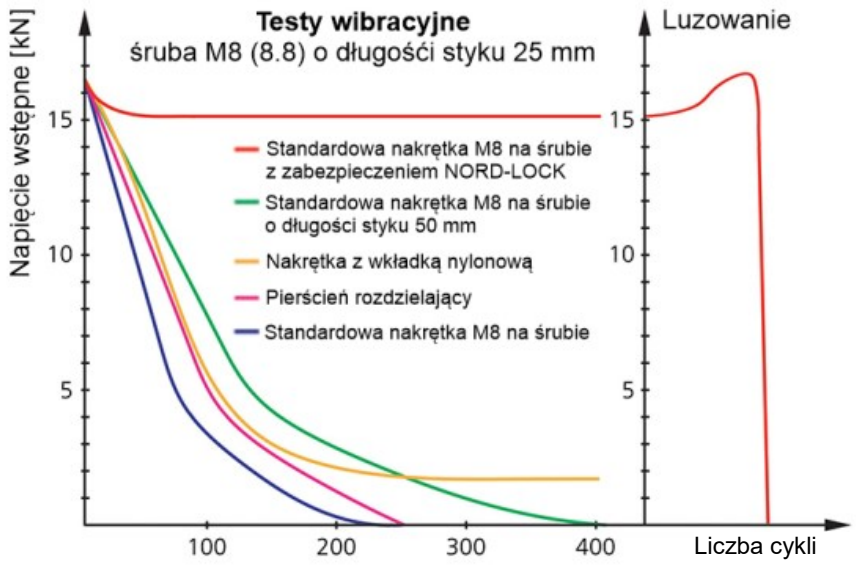
Analiza graficzna połączenia śrubowego jest kolejną metodą oceny luzowania połączeń śrubowych. Polega ona na porównywaniu ze sobą obrazów układu i wykrywaniu zmian, które zaszły w połączeniu. Niestety przy niewielkich zmianach w połączeniu, określenie ich jest niezwykle trudne [6]. W przypadku połączeń kołnierzowych, np. w instalacjach rurowych, do badania szczelności złącza można stosować techniki termowizyjne [7].

2.2 Pośrednie metody pomiarowe

W porównaniu do metod bezpośrednich metody pośrednie są dużo bardziej dokładne. Pomiary polegają w tym przypadku najczęściej na badaniu zmian parametru fizycznego, za pomocą którego szacuje się zmianę wartości siły osiowej.

Metody wibracyjne

Do sprawdzania wytrzymałości połączeń śrubowych wykorzystuje się testy metodą Junckera w warunkach rzeczywistych (Rys. 2). Testowane połączenie śrubowe jest poddawane działaniu drgań aplikowanych poprzecznie do osi śruby, a zmiany napięcia śruby (siły ściskającej) są mierzone w sposób ciągły czujnikiem tensometrycznym.



Rys. 2*. Przebieg testu Junckera dla różnych rodzajów zabezpieczeń [8]*

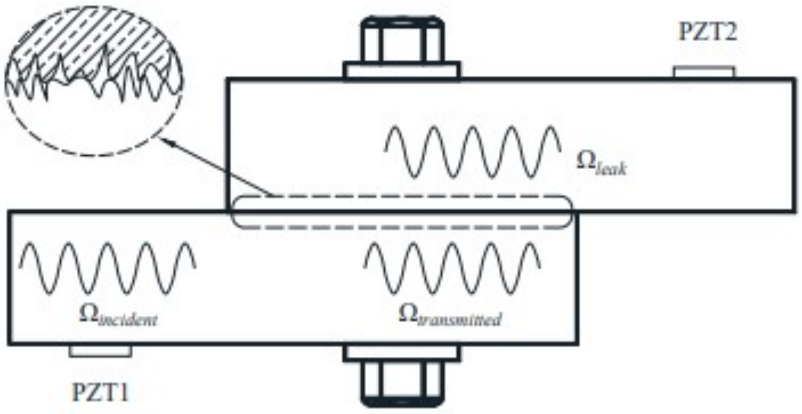
Istnieje także inna forma pomiaru wibracyjnego, w której do oszacowania luzowania nie jest wykorzystywany czujnik tensometryczny. Zakłada się, że połączenie, w którym występuje luz, emituje nieliniowe reakcje wibracyjne. Reakcja układu na zadane wibracje rejestrowana jest za pomocą akcelerometru piezoelektrycznego lub wibrometru laserowego. Następnie wyniki analizuje się w odniesieniu do czasu oraz częstotliwości drgań [9-12].

Metody ultradźwiękowe

Metody ultradźwiękowe polegają na przepuszczaniu przez połączenie śrubowe fal dźwiękowych. Luzowanie takiego połączenia można oszacować na podstawie badania zjawisk liniowych, takich jak odbicie i rozpraszanie fal, a także zjawisk nieliniowych, takich jak modulacja sygnałów [13].

Metoda aktuatora i elementów piezoelektrycznych

Metoda została przedstawiona na Rys. 3. Z jednej strony badanego połączenia montowany jest czujnik piezoelektryczny wraz z aktuatorem, po drugiej stronie zaś element piezoelektryczny wraz z sensorem. Fala ultradźwiękowa przesyłana jest od strony aktuatora, a odbierana za pomocą przeciwlegle ustawionego czujnika. Badanie polega na pomiarze wartości strat energii wysyłanej fali. Wzrost strat energii odpowiada luzowaniu połączenia [14, 15].



Rys. 3*. Rysunek poglądowy oceny luzowania połączenia śrubowego z wykorzystaniem metody ultradźwiękowej oraz elementów piezoelektrycznych [16]*

Metoda badająca harmoniczność

Działanie tej metody bazuje na wnikaniu w połączenie śrubowe fal ultradźwiękowych, które powodują drgania konstrukcji. Tak samo jak przy poprzedniej metodzie niezbędne są dwa elementy piezoelektryczne zamocowane

w ten sam sposób, dzięki którym wytwarzany jest sygnał ultradźwiękowy. Luzowanie połączenia zauważyć można po zmianie częstotliwości drgań [17].

Metody akustyczne

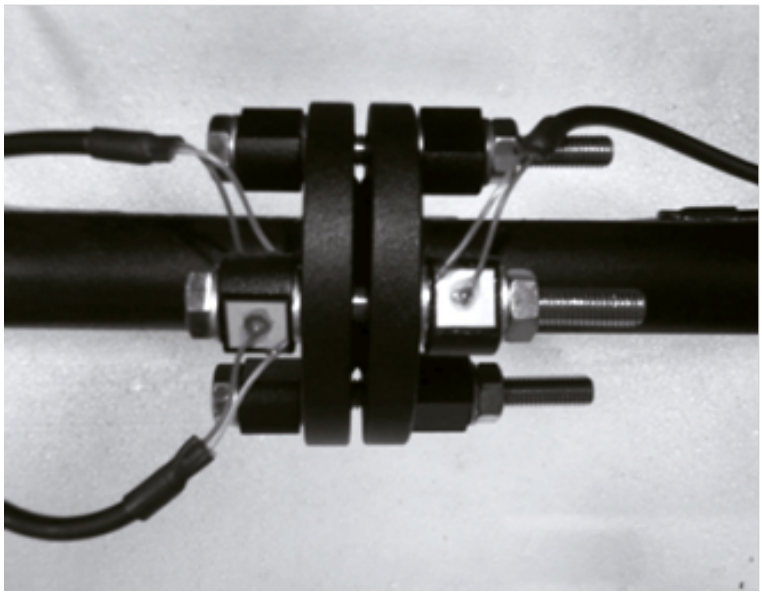
Metody te polegają na badaniu pól naprężeń w połączeniach śrubowych, które skutkują zmianą prędkości rozpraszania fal ultradźwiękowych. Dzięki temu siłę osiową można oszacować za pomocą stosunku czasu lotu fal ultradźwiękowych podłużnych do czasu lotu fal ultradźwiękowych poprzecznych.

Inną metodą bazującą na tej samej zasadzie działania jest pomiar czasu lotu fali w układzie skonstruowanym z połączenia śrubowego oraz elementu piezoelektrycznego montowanego z jednej części śruby. Fala ultradźwiękowa wysyłana jest do połączenia śrubowego.

Następną metodą w tej grupie jest metoda polegająca na obserwacji częstotliwości rezonansu akustycznego, który jest funkcją długości śruby i prędkości propagacji fali. Monitorując zmiany częstotliwości rezonansowej można zbadać pola naprężeń, a następnie oszacować zmiany siły osiowej w połączeniu śrubowym [18, 19].

Pomiar impedancji

Kolejna metoda badania luzów pojawiających się w połączeniu śrubowym polega na pomiarze impedancji (Rys. 4).



Rys. 4*. Przykładowy zestaw testowy do pomiaru impedancji [20]*

Impedancja jest zależna od cech dynamicznych i parametrów konkretnego układu. Do przeprowadzenia badań wykorzystuje się przetworniki piezoelektryczne oraz elektrody, które montuje się w ustalonych punktach połączenia śrubowego. Poziom impedancji obliczany jest na podstawie stosunku napięcia do natężenia prądu elektrycznego przy różnych częstotliwościach, do czego wykorzystywany jest analizator impedancji. Pozwala to na oszacowanie zmian siły osiowej [21, 22].

2.3 Inne pośrednie metody pomiarowe

Metoda akustyczna z wykorzystaniem sond

Metoda akustyczna, podobnie jak metody ultradźwiękowe, pozwala na badanie luzów za pomocą fal. Wymaga ona jednak zastosowania specjalnych sond wychwytujących fale dźwiękowe. Oznacza to wyższe koszty przeprowadzenia testu [23].

Badania pola elektromagnetycznego

Metody badające pole elektromagnetyczne cechują się tym, że na nakrętkę lub łeb śruby nakładany jest specjalny kołnierz z cewką. W momencie luzowania połączenia śrubowego następuje obrót, co skutkuje zmianą pola magnetycznego. Przy niewielkich luzach, metoda ta nie jest zbyt dokładna, ponieważ sama zmiana wartości pola jest dość znikoma [24].

Metoda fal radiowych

Badania radiowe, tak jak w przypadku metod elektromagnetycznych, bazują na ocenie obrotu połączenia. Na nakrętce lub śrubie montowany jest specjalny czujnik RFID, a miejsce zamocowania ustala się jako zerowy punk obrotu. Zmiana położenia wykrywana jest przez czytnik [25].

Badanie potencjału elektrycznego

Zasada działania metody wykorzystującej potencjał elektryczny polega na badaniu oporu elektrycznego. Gdy w połączeniu śrubowym wystąpi luz, to zmieni się także wartość oporu w układzie. Jednak, aby ta metoda była skuteczna, elementy nie mogą być pomalowane, ani niczym osłonięte [24].

Porównanie zalet i wad wymienionych wyżej metod przedstawiono w Tabeli 1.

4. WNIOSKI

Pojawienie się luzu w połączeniach śrubowych zabezpieczających różnego rodzaju konstrukcje oraz maszyny prowadzi do osłabienia całego układu, co w konsekwencji może zagrażać życiu i zdrowiu użytkowników. Dlatego tak ważnym jest odpowiedni dobór zabezpieczeń połączeń śrubowych oraz ich monitorowanie. Przedstawione w pracy metody służą do badania samoczynnego

luzowania połączeń śrubowych, a także w fazie konstruowania pomagają dobrać odpowiednie technologie.

Metody pomiaru bezpośredniego są proste w teorii oraz w użyciu, a ich koszt jest relatywnie niewielki. Niestety wiąże się to także z dokładnością samego pomiaru, która w niektórych przypadkach może nie być wystarczająca.

Metody pomiaru pośredniego pozwalają na dokładniejsze oszacowanie luzu w połączeniu śrubowym. Wiąże się to jednakże ze wzrostem kosztów, a sama technika pomiaru jest bardziej złożona.

Przy wyborze odpowiednej metody oceny stopnia luzowania połączeń śrubowych należy wziąć pod uwagę wiele czynników, takich jak koszty, dokładność, wielkość aparatury pomiarowej, czułość pomiaru, czy liczba badanych połączeń. To właśnie te kluczowe parametry definiują, która metoda będzie najodpowiedniejszym wyborem.

Tabela 1.

Porównanie pośrednich oraz bezpośrednich metod pomiaru

ZALETY	WADY
Technika klucza dynamometrycznego	
• łatwe zastosowanie, • prostota pomiaru, • niskie koszty.	• niska dokładność pomiaru, • zależna od doświadczenia operatora.
Pomiar tensometrami	
• łatwe zastosowanie, • prostota pomiaru, • niskie koszty.	• akceptowalna dokładność pomiaru.
Metoda analizy graficznej	
• niskie koszty, • wielkość badanego układu nie ma znaczenia.	• problemy z oszacowaniem luzu przy niewielkich zmianach.
Metody wibracyjne	
• niewielkie koszty, • proste działanie oraz pomiar, • dobra dokładność pomiaru.	• zależne od doświadczenia operatora.
Pomiar impedancji	
• wysoka czułość pomiaru, • akceptowalna dokładność.	• wysokie koszty, • duży zestaw pomiarowy (niska kompaktowość), • wpływ temperatury na pomiar.
Metoda aktuatora i elementów piezoelektrycznych	
• stosunkowo niewielkie koszty, • dobra dokładność pomiaru.	• wielkość zestawu pomiarowego.
Metoda badająca harmoniczność	
• wysoka dokładność pomiaru.	• relatywnie wysokie koszty.
Metody akustyczne	
• dobra dokładność pomiaru.	• wysokie koszty

Prezentowane badania były wspierane przez projekt Szkoła Orłów ZUT, koordynowany przez dra inż. Piotra Sulikowskiego, w ramach programu Ministra Edukacji i Nauki (Grant nr MNiSW/2019/391/DIR/KH, POWR.03.01.00-00-P015/18), współfinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Społecznego, kwota dofinansowania 1 704 201,66 zł.

LITERATURA

[1] https://dlaprodukcji.pl/zabezpieczenie-polaczen-srubowych-przed-samoczynnym-luzowaniem/ (dostęp 24. 09. 2021 r.)
[2] DRAVID S., TRIPATHI K., CHOUKSEY M.: Role of washers in controlling loosening of full threaded bolted joints. Procedia Technology 2014, 14, pp. 543-552
[3] DE VRIES P., NIJGH M., VELJKOVIC M.: Determining the preload in preloaded bolt assemblies in existing steel structures. Steel Construction 2017, 10(4), pp. 282-286
[4] NAZARKO P., ZIEMIANSKI L.: Force identification in bolts of flange connections for structural health monitoring and failure prevention. Procedia Structural Integrity 2017, 5, pp. 460-467
[5] PAN Q., PAN R., SHAO C., CHANG M., XU X.: Research review of principles and methods for ultrasonic measurement of axial stress in bolts. Chin. J. Mech. Eng. 2020, 33, Paper No. 11
[6] PARK J.-H., KIM T.-H., LEE K.-S., NGUYEN T.C., KIM J.-T.: Novel bolt-loosening detection technique using image processing for bolt joints in steel bridges. Proc. of the 2015 World Congress on Advances in Structural Engineering and Mechanics, August 25-29, 2015, Incheon, Korea
[7] MALESA M., MALOWANY K., TOMCZAK U., SIWEK B., KUJAWIŃSKA M., SIEMIŃSKA-LEWANDOWSKA A.: Application of 3D digital image correlation in maintenance and process control in industry. Comput. Ind. 2013, 64(9), pp. 1301-1315
[8] https://www.boellhoff.com/pl-pl/produkty-i-uslugi/specjalne-elementy-zlaczne/ zabezpieczanie-nord-lock.php (dostęp 24. 09. 2021 r.)
[9] MILANESE A., MARZOCCA P., NICHOLS J.M., SEAVER M., TRICKEY S.T.: Modeling and detection of joint loosening using output-only broad-band vibration data. Struct. Health Monit. 2008, 7(4), pp. 309-328
[10] AMERINI F., BARBIERI E., MEO M., POLIMENO U.: Detection loosening/ tightening of clamped structures using nonlinear vibration techniques. Smart Mater. Struct. 2010, 19(8), Paper No. 085013
[11] BHATTACHARYA A., SEN A., DAS S.: An investigation on the anti-loosening characteristics of threaded fasteners under vibratory conditions. Mech. Mach. Theory 2010, 45(8), pp. 1215-1225
[12] HUDA F., KAJIWARA I., HOSOYA N., KAWAMURA S.: Bolt loosening analysis and diagnosis by non-contact laser excitation vibration tests. Mech. Syst. Signal Pr. 2013, 40(2), pp. 589-604

[13] SIDOROV M., KHOR J.H., NHUT P.V., MATSUMOTO Y., OHMURA R.: A public blockchain-enabled wireless LoRa sensor node for easy continuous unattended health monitoring of bolted joints: Implementation and evaluation. IEEE Sens. J. 2020, 20(21), pp. 13057-13065
[14] BHALLA S., SOH C.K.: Structural health monitoring by piezoimpedance transducers. I: Modeling. J. Aerospace Eng. 2004, 14(4), pp. 154-165
[15] TEMITOP S.J.: Condition monitoring of bolt joints. PhD Thesis, University of Sheffield, 2015
[16] MIAO R., SHEN R., ZHANG S., XUE S.: A Review of bolt tightening force measurement and loosening detection. Sensors 2020, 20(11), Paper No. 3165
[17] BRODA D., STASZEWSKI W.J., MARTOWICZ A., UHL T., SILBERSCHMIDT V.V.: Modelling of nonlinear crack–wave interactions for damage detection based on ultrasound – A review. J. Sound Vib. 2014, 333(4), pp. 1097-1118
[18] PAVELKO I., PAVELKO V., KUZNETSOV S., OZOLINSH I.: Bolt-joint structural health monitoring by the method of electromechanical impedance. Aircr. Eng. Aerosp. Tec. 2014, 86(3), pp. 207-214
[19] CUI E., ZUO C., FAN M., JIANG S.: Monitoring of corrosion-induced damage to bolted joints using an active sensing method with piezoceramic transducers. J. Civil Struct. Health Monit. 2021, 11, pp. 411-420
[20] ROSIEK M., MARTOWICZ A., UHL T.: An overview of electromechanical impedance method for damage detection in mechanical structures. Proc. of the 6th European Workshop on Structural Health Monitoring, July 3-6, 2012, Dresden, Germany
[21] JOHNSON G., HOLT A., CUNNINGHAM B.: An ultrasonic method for determining axial stress in bolts. J. Test Eval. 1986, 14(5), pp. 253-259
[22] WANG T., SONG G., LIU S., LI Y., XIAO H.: Review of bolted connection monitoring. Int. J. Distrib. Sens. N. 2013, 9(12), Paper No. 871213
[23] NIKRAVESH S.M.Y., GOUDARZI M.: A review paper on looseness detection methods in bolted structures. Lat. Am. J. Solids Stru. 2017, 14, pp. 2153-2176
[24] CRECRAFT D.I: The measurement of applied and residual stresses in metals using ultrasonic waves. J. Sound Vib. 1967, 5(1), pp. 173-192
[25] WU J., CUI X., XU Y.: A novel RFID-based sensing method for low-cost bolt loosening monitoring. Sensors 2016, 16(2), Paper No. 168

DAWID MROCZKOWSKI[1], MAREK WYLEŻOŁ[2]
[1] Politechnika Śląska, Wydział Mechaniczny Technologiczny, dawimro047@polsl.pl
[2] Politechnika Śląska, Wydział Mechaniczny Technologiczny,
marek.wylezol@polsl.pl

OPTYMALIZACJA TOPOLOGICZNA KONSTRUKCJI RAMY ROWEROWEJ

Abstract: The subject of the article was the application of the topological optimization method to upgrade the bicycle frame of an existing city bike. The strength analysis of the original frame shape was carried out, and then, based on the result of topological optimization, a number of variants of the new frame structure were developed from among which the weight-optimal variant was selected.

1. WSTĘP

W artykule opisano proces udoskonalenia postaci konstrukcyjnej istniejącej ramy rowerowej z wykorzystaniem optymalizacji topologicznej. Modyfikację zaplanowano w zakresie zmiany kształtu, przekroju i grubości elementów ramy rowerowej tak, aby zmniejszyć ilość materiału wykorzystywanego do wytworzenia ramy (a więc i jej masę).

Założono, że rama rowerowa po zredukowaniu masy (bez zmiany materiału, z którego została wykonana) oraz zwiększeniu jej wytrzymałości, w dalszym ciągu będzie zgodna z wymogami wytrzymałościowymi określonymi w normie ISO EN ISO 4210-6:2015. Ponadto, odpowiedni dobór przekrojów poszczególnych elementów ramy rowerowej korzystnie wpłynie na areodynamikę roweru, a sama modyfikacja nada ramie nowoczesny wygląd i poprawi jej ogólną aparycję.

2. ZAŁOŻENIA KONSTRUKCYJNE

Przed rozpoczęciem prac przyjęto następujące założenia konstrukcyjne:

- zmodyfikowana konstrukcja ramy rowerowej powinna być płaszczyznowo symetryczna w celu ułatwienia procesu wytwarzania,
- osie rury podsiodłowej oraz rury sterowej, na której montuje się kierownicę powinny być do siebie równoległe,
- średnica wewnętrzna rury sterowej powinna wynosić 36 mm i mieć długość równą przynajmniej 80 mm,
- średnica otworu, na którym montowane będą pedały, powinna wynosić 44 mm,
- rozstaw miejsc montowania tylnego koła powinien wynosić przynajmniej 120 mm,
- średnica wewnętrzna rury bezpośrednio pod siodełkiem powinna mieć wartość równą 27,5 mm, umożliwiającą zamontowanie siodła,

- tylna część ramy rowerowej powinna być zaprojektowana w taki sposób, aby możliwe było zamontowanie tylnego koła nie kolidując z żadną częścią konstrukcji,
- cała konstrukcja powinna spełniać wymogi wytrzymałościowe określone w normie EN ISO 4210-6:2015,
- nowa rama będzie wykonana z takiego samego materiału, jak rama przed modyfikacją (stop aluminium 6061).

Na początku procesu w celu późniejszego porównania masy oraz wytrzymałości modelu ramy przed jej modyfikacją (Rys.1) z ramą zamodelowaną według nowej konstrukcji (uzyskaną za pomocą metody optymalizacji topologicznej), wykonano jej model wirtualny (Rys.1).

Rys. 1. *Model wirtualny ramy rowerowej*

3. WARUNKI BRZEGOWE DO ANALIZY ZMĘCZENIOWEJ RAMY ROWEROWEJ

Warunki brzegowe zastosowane w analizie z użyciem metody elementów skończonych zostały określone na podstawie normy EN ISO 4210-6:2015 opisującej metody badań ramy rowerowej. Przeprowadzono symulację w dwóch przypadkach obciążeń zmęczeniowych: z siłami poziomymi (Rys. 2) i siłą pionową (Rys. 3).

W ramach analizy zmęczeniowej z siłami poziomymi ramę rowerową zaimportowano do środowiska MES w jej normalnym położeniu. Symulacje przeprowadzono na jednolitym modelu bryłowym, tak więc dokonano uproszczenia w postaci pominięcia analizy połączeń spawanych. Oby odebrać stopnie swobody w tylnym widelcu ramy użyto funkcji *Displacement* uniemożliwiając przemieszczanie się ramy rowerowej w osiach X, Y, Z oraz

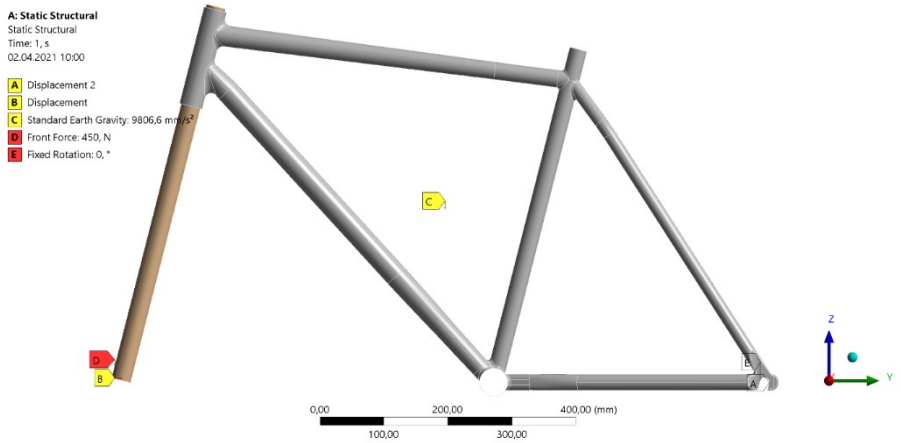
Fixed Rotation uniemożliwiając rotacje wokół osi Y, Z w taki sposób, aby możliwy był obrót ramy.

Do modelu zastępującego widelec ramy rowerowej przyłożono siły F1 (skierowaną do przodu) i F2 (skierowaną do tyłu) (Tabela 1). Do modelu zastępującego widelec przypisano warunek brzegowy uniemożliwiający przemieszczanie się w osiach X, Z, który pozwala na przemieszczanie się jego końca pod wpływem przykładanych sił. Schemat przyłożenia sił i warunków brzegowych przedstawiono na Rys.2.

Tabela 1.

Siły i cykle dla otworów mocowania widelca przedniego [5]

Typ roweru	Rowery miejskie i trekkingowe	Rowery dla starszej młodzieży	Rowery górskie	Rowery wyścigowe
Siła F1	450 N	450 N	1200 N	600 N
Siła F2	450 N	450 N	600 N	600 N
Cykle badań	100 000	100 000	50 000	100 000



Rys. 2. *Warunki brzegowe dla analizy zmęczeniowej z siłami poziomymi*

W ramach analizy zmęczeniowej z siłą pionową ramę zaimportowano również w charakterystycznym dla niej położeniu. Podobnie jak w przypadku poprzedniej symulacji użyto jednolitego modelu bryłowego (pominięto analizę połączeń spawanych). Warunki brzegowe określone w miejscu montowania tylnej osi oraz na końcu modelu zastępującego widelec zostały zdefiniowane w taki sam sposób, jak w przypadku obciążenia siłami poziomymi. Tak

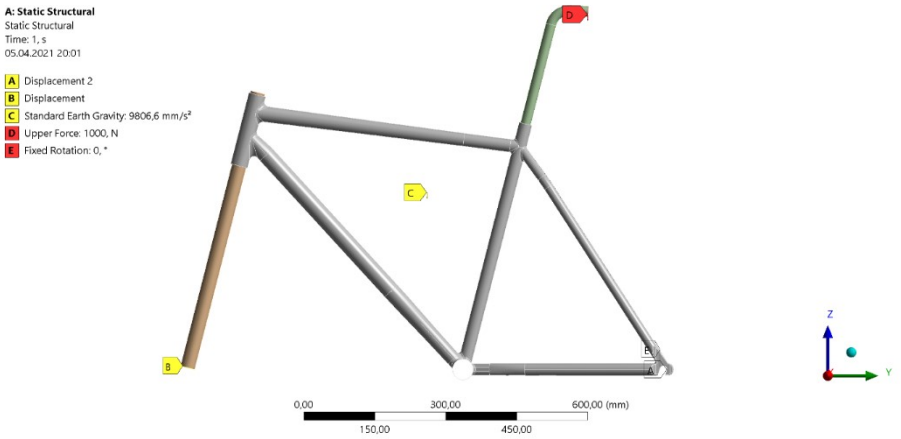
przypisane warunki brzegowe umożliwiły rzeczywiste odwzorowanie ugięcia się ramy pod wpływem siły pionowej.

Zamodelowano również sztycę podsiodłową, która jest wsunięta w rurę podsiodłową na minimalną głębokość 75 mm. Sztyca wystaje z rury podsiodłowej na wysokość 250 mm. Na wysokości 250 mm jest ugięta w taki sposób, aby jej dalsza część osi była pozioma, a ugięta część miała długość wynoszącą 70 mm. Do wspornika przyłożono siłę F4 w sposób przedstawiony na Rys.3 (Tabela 2).

Tabela 2.

Siła oddziałująca na wspornik zamontowany do rury pod siodłowej [5]

Typ roweru	Rowery miejskie i trekkingowe	Rowery dla starszej młodzieży	Rowery górskie	Rowery wyścigowe
Siła F4	1000 N	500 N	1200 N	1200 N
Cykle badań	100 000	100 000	50 000	100 000



Rys. 3. *Warunki brzegowe dla analizy zmęczeniowej z siłą pionową*

4. DYSKRETYZACJA MODELU

W celu przeprowadzenia symulacyjnej analizy zmęczeniowej model geometryczny zdyskretyzowano za pomocą kwadratowych elementów skończonych pierwszego rzędu. Domyślną długość boku elementu skończonego 2D ustawiono na 4,25 mm.

Na pozostałych modelach zastosowano funkcję *Body Sizing*, określając maksymalną długość boku elementu skończonego na 7 mm oraz najmniejszą długość boku na 4 mm z zachowaniem typu *Hard*. Dzięki tej opcji zmniejszyła się liczba wygenerowanych elementów skończonych na modelach, na których wyznaczenie dokładnych naprężeń nie jest istotne. Mniejsza liczba elementów

skończonych pozwoliła na skrócenie czasu symulacji. Liczba węzłów wyniosła 23508 tys., a elementów skończonych 23526 tys. (Rys.4).

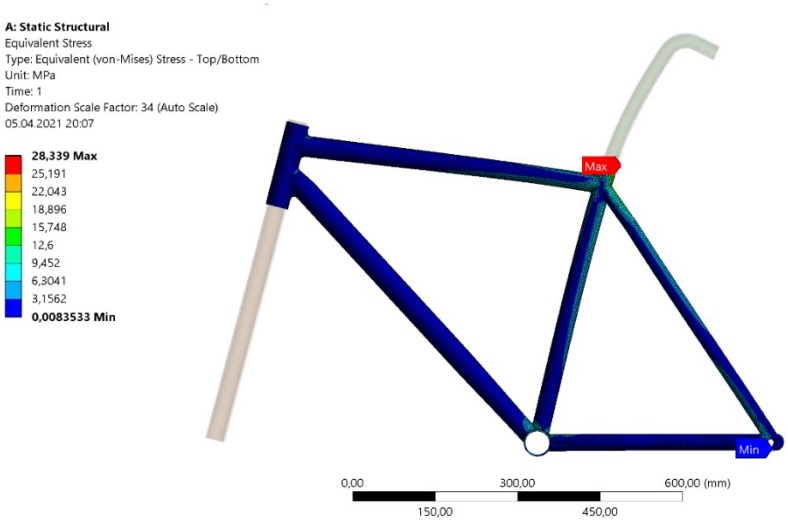
***Rys. 4**. Siatka elementów skończonych*

5. WYNIKI ANALIZY ZMĘCZENIOWEJ STAREJ RAMY ROWEROWEJ

Maksymalne naprężenia w ramie rowerowej powstałe przy obciążeniu siłami poziomymi wyniosły 21,35 MPa (Rys. 5), a maksymalne przemieszczenie wyniosło 0,38 mm. Spiętrzenie naprężeń wystąpiło na połączeniu rury sterowej i dolnej rury łączącej rurę sterową i miejsce montowania pedałów. Minimalny współczynnik bezpieczeństwa po analizie zmęczeniowej z siłami poziomymi wyniósł 2,71.

***Rys. 5.** Naprężenia zredukowane Hubera-Misesa w analizie zmęczeniowej dla analizy z siłami poziomymi*

Maksymalne naprężenia powstałe po obciążeniu modelu siłą pionową wyniosły 28,33 MPa Rys. 6), natomiast maksymalne przemieszczenie wyniosło 0,14 mm. Najniższa wartość współczynnika bezpieczeństwa w analizie zmęczeniowej z siłą pionową wyniosła 3,44. Spiętrzenie naprężeń wystąpiło na łączeniu rury podsiodłowej i tylnych rurek górnych.



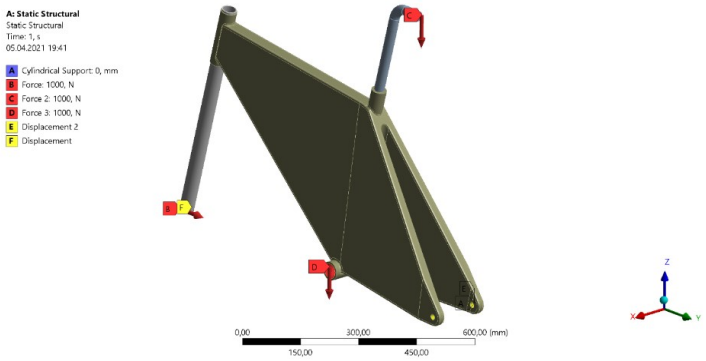
Rys. 6. *Naprężenia zredukowane Hubera-Misesa dla analizy zmęczeniowej z siłą pionową*

6. OPTYMALIZACJA TOPOLOGICZNA

W celu przeprowadzenia optymalizacji topologicznej zamodelowano obszar konstrukcyjny w środowisku systemu NX Unigraphic 12. Obszar konstrukcyjny jest jednolitym modelem bryłowym, którego wymiary gabarytowe są nieznacznie większe od pierwotnego kształtu ramy rowerowej. W modelu tym znajdują się (nie podlegające optymalizacji) już miejsca montowania rury sterowej, podsiodłowej oraz pedałów, których powierzchnie walcowe (później zdefiniowane jako obszary wyłączone z działania algorytmu) oddalone są w przestrzeni względem siebie tak samo, jak w przypadku rzeczywistej ramy rowerowej. Następnie utworzono złożenie i zaimportowano obszar konstrukcyjny, a także zamodelowano modele dodatkowe, do których zostaną przyłożone odpowiednie warunki brzegowe. Optymalizację przeprowadzono jedynie dla obciążeń w płaszczyźnie symetrii ramy, a więc tylko dla przypadków zmęczeniowych z pominięciem skręcania ramy. Obszar projektowy zamodelowano w taki sposób, aby zmniejszyć w jak największym stopniu liczbę elementów skończonych potrzebnych do dyskretyzacji modelu, pozostawiając dalej przy tym możliwość uzyskania różnych rozwiązań. Wynik optymalizacji

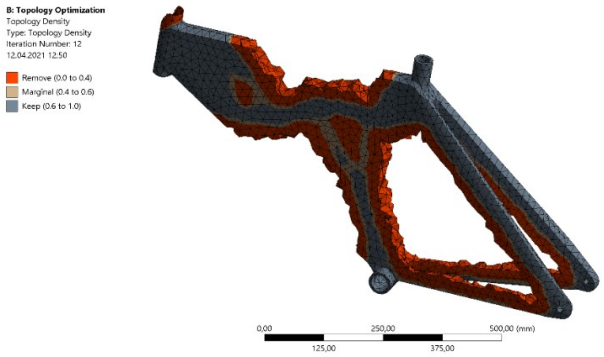
topologicznej ma na celu jedynie zasugerowanie poszukiwania optymalnego kształtu ramy rowerowej.

Jako warunki brzegowe przyłożono siły pionowe o wartości 1000 N do modelu wspornika zastępczego widelca oraz miejsca montowania pedałów. W miejscu montowania tylnej osi koła odebrano możliwość przemieszczania się w osiach X, Y, Z oraz możliwość obrotu wokół osi Y i Z. W miejscu montowania przedniej osi koła możliwość przemieszczania się w osiach X, Z (Rys. 7).



Rys. 7. *Warunki brzegowe optymalizacji topologicznej*

Wynikiem optymalizacji topologicznej jest zakres rozwiązań, gdzie zmieniając wartość parametru gęstości w przedziale od 0 do 1 zmienia się udział materiału w obszarze konstrukcyjnym. Na Rys. 8 przedstawiono wynik symulacji. W dalszej części artykułu użyto geometrii przy parametrze o wartości 0,5, ponieważ w geometrii przy tej wartości parametru powstało połączenie pomiędzy miejscem montowania pedałów, a górną częścią ramy co pozytywnie wpłynie na zwiększenie wytrzymałości ramy według nowej konstrukcji.



Rys. 8. *Wyniki optymalizacji topologicznej dla parametru gęstości od 0 do 1*

Uzyskaną geometrię zaimportowano do oprogramowania CAD i rozpoczęto właściwe modelowanie ramy rowerowej (Rys. 9). Zamodelowaną ramę rowerową importowano jako plik IGES do oprogramowania MES i przeprowadzano analizę zmęczeniową.

Rys. 9. *Model ramy rowerowej z nałożoną geometrią wynikową z optymalizacji topologicznej*

7. MODELOWANIE NOWEJ RAMY ROWEROWEJ

Pierwszy wariant modelu ramy rowerowej wytrzymał 100 tys. symulowanych cykli obciążenia w każdym rodzaju analizy zmęczeniowej, natomiast w przypadku obciążenia siłą pionową przy 200 tys. cykli dochodzi do zniszczenia materiału. Współczynnik bezpieczeństwa wyniósł w tym przypadku 0,54. Masa ramy wyniosła 0,78 kg. W celu poprawy parametrów zmieniono przekrój okrągły głównego profilu na przekrój eliptyczny, zwiększono przekrój rury łączącej główny profil i profil dochodzący do rury pod siodłowej, a także dodano załamania na głównym profilu ramy rowerowej. Zmiana ta spowodowała znaczną poprawę wytrzymałości zmęczeniowej według wykonanej symulacji numerycznej z obciążeniem siłami poziomymi. Współczynnik bezpieczeństwa w tym przypadku poprawił się dwukrotnie. Masa nieznacznie spadła.

W kolejnym wariancie ponownie zmieniono przekrój głównego profilu na okrągły i zwiększono przekrój rury łączącej główny profil i profil dochodzący do rury podsiodłowej. Wprowadzone zmiany nie poprawiły parametrów ramy rowerowej. W przypadku wariantu czwartego zmieniono kształt przekroju na elipsę, usunięto załamania na głównym profilu, a także zastosowano większy przekrój niż w przypadku wariantu pierwszego. Wprowadzone zmiany również nie poprawiły parametrów ramy rowerowej.

W następnym wariancie zastosowano dalsze powiększenie przekroju i powiększenie pionowego promienia elipsy. Zmiana stosunku promienia pionowego do promienia poziomego oraz dalsze zwiększenie pola przekroju przełożyło się na uzyskanie najlepszych wyników spośród opracowanych i przeanalizowanych wariantów. Jednak ze względu na redukcję masy i estetykę

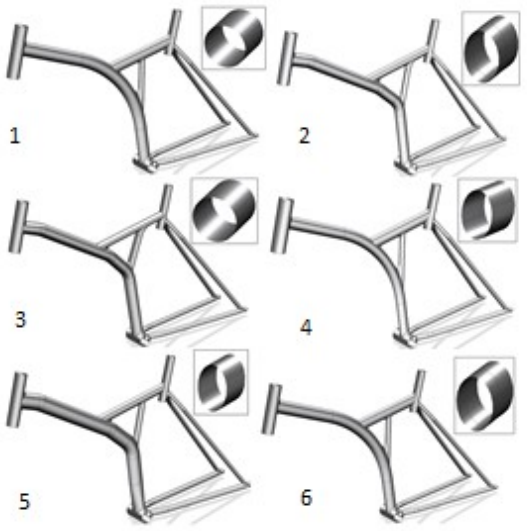
ramy rowerowej usunięto zagięcia i w małym stopniu zmniejszono wartość pionowego promienia elipsy co spowodowało obniżenie własności wytrzymałościowych.

Ewolucja kolejnych zmian postaci konstrukcyjnej ramy została uwidoczniona na Rys. 10.

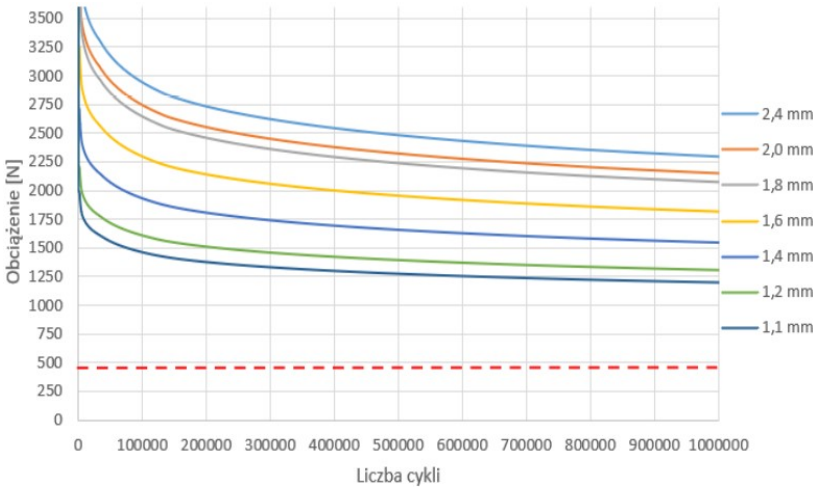
Następnie przeprowadzano analizę zmęczeniową w środowisku systemu ANSYS w celu weryfikacji czy dane warianty spełniają wymogi wytrzymałościowe określone w normie EN ISO 4210-6:2015.

Zarówno w pierwszym jak i drugim rodzaju analizy zmęczeniowej rama rowerowa powinna wytrzymać 100 000 cykli obciążenia. Poniżej (Rys. 11 i 12) zestawiono wyniki numerycznych symulacji zmęczeniowych z siłą pionową i siłami poziomymi o grubości ścianek profilu 1,1 mm oraz wykres obrazujący zmiany masy i wartości współczynnika bezpieczeństwa dla każdego wariantu (Rys. 13).

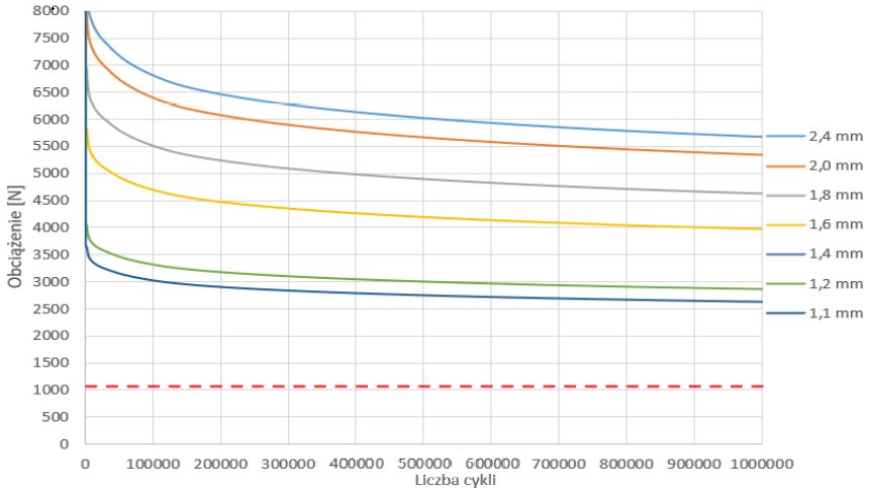
Znaczne polepszenie się wartości parametrów zoptymalizowanej ramy rowerowej osiągnięto przy znacznym zwiększeniu przekroju głównego profilu. W przypadku wariantu z zastosowanymi zakrzywieniami uzyskano wysokie wartości wytrzymałości zmęczeniowej w obu wykonanych analizach zmęczeniowych, natomiast ze względu na redukcję masy i poprawę wyglądu ramy rowerowej w wariancie szóstym (Rys. 14) usunięto zakrzywienia i zmieniono promienie elipsy, redukując przy tym masę z 0,88 kg do 0,78 kg. Ostatni wariant ramy rowerowej nie ulegnie zniszczeniu nawet po 1 000 000 cykli, a współczynniki bezpieczeństwa w obu rodzajach analiz zmęczeniowych wynoszą powyżej 1,1.



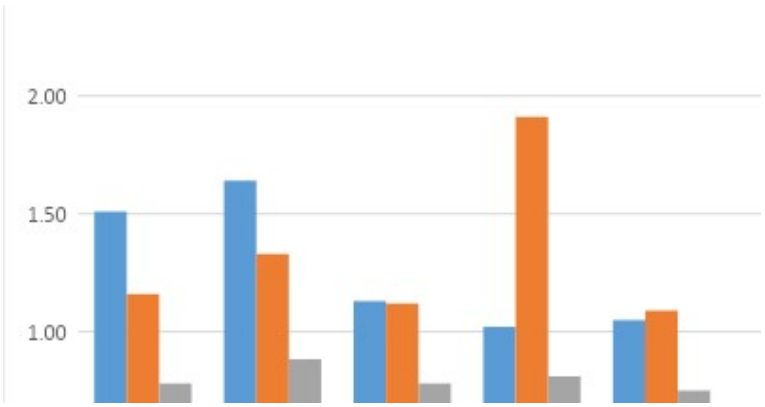
Rys. 10. *Kolejne warianty postaci konstrukcyjnej ramy rowerowej*



Rys. 11. *Trwałość zmęczeniowa ramy rowerowej obciążonej siłami poziomymi dla profilu o różnych grubościach ścianek (od 1,1 do 2,4 mm)*

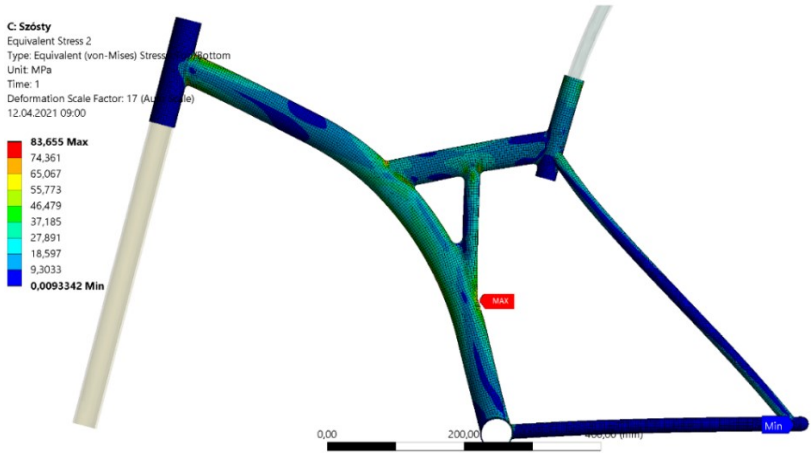


Rys. 12*. Trwałość zmęczeniowa ramy rowerowej obciążonej siłą pionową dla profilu o różnych grubościach ścianek (od 1,1 do 2,4 mm)*

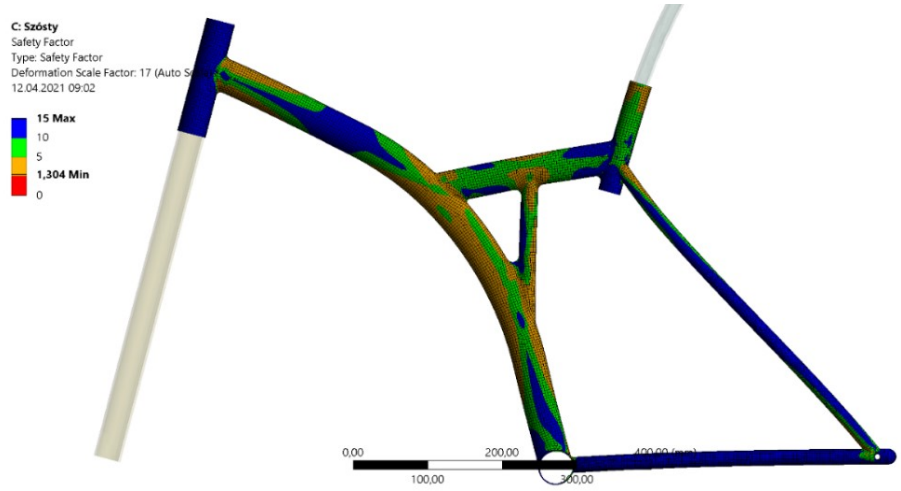


***Rys. 13**. Masy i wartości współczynników bezpieczeństwa wariantów ram rowerowych*

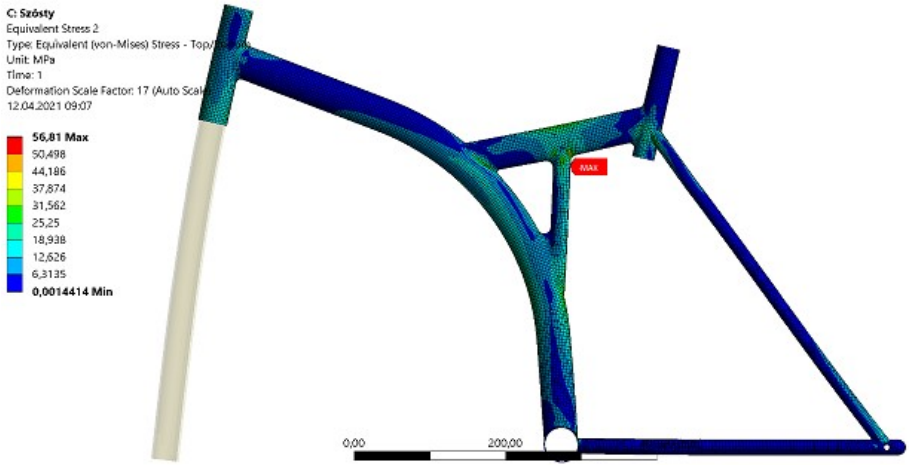
Największą wartość współczynnika bezpieczeństwa w analizie zmęczeniowej z siłami poziomymi oraz akceptowalną wartość masy ramy rowerowej uzyskano w opracowanym wariancie trzecim jednak współczynnik bezpieczeństwa w symulacji z siłą pionową był niższy niż 1,1. Najniższe wartości obu współczynników otrzymano dla wariantu pierwszego. Po analizie uzyskanych wyników wybrano wariant szósty, który charakteryzuje się wysokimi wartościami współczynników bezpieczeństwa (również obie wartości są wyższe od założonej wartości 1,1) mając przy tym prawie najniższą masę i estetyczny wygląd. W dalszej części tekstu przedstawiono wyniki symulacji dla szóstego wariantu ramy rowerowej w symulacjach numerycznych z siłą pionową oraz siłami poziomymi (Rys. 14 - 17).



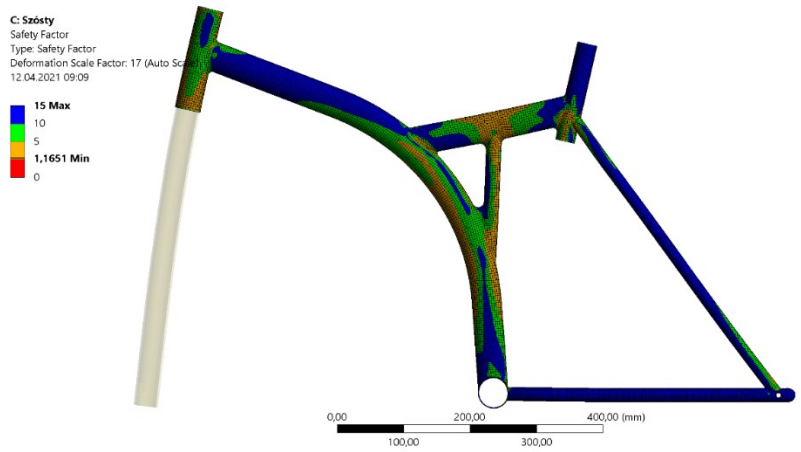
***Rys. 14.** Mapa naprężeń zredukowanych Hubera-Misesa dla wariantu 6 w analizie zmęczeniowej z siłą pionową*



Rys. 15. *Mapa współczynnika bezpieczeństwa dla wariantu 6 w analizie zmęczeniowej z siłą pionową*

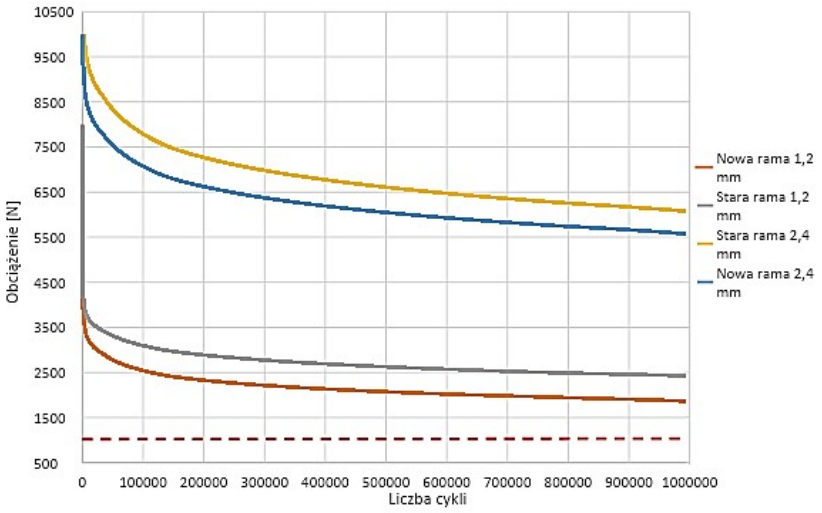


Rys. 16. *Mapa naprężeń zredukowanych Hubera-Misesa dla wariantu 6 w analizie zmęczeniowej z siłami poziomymi*

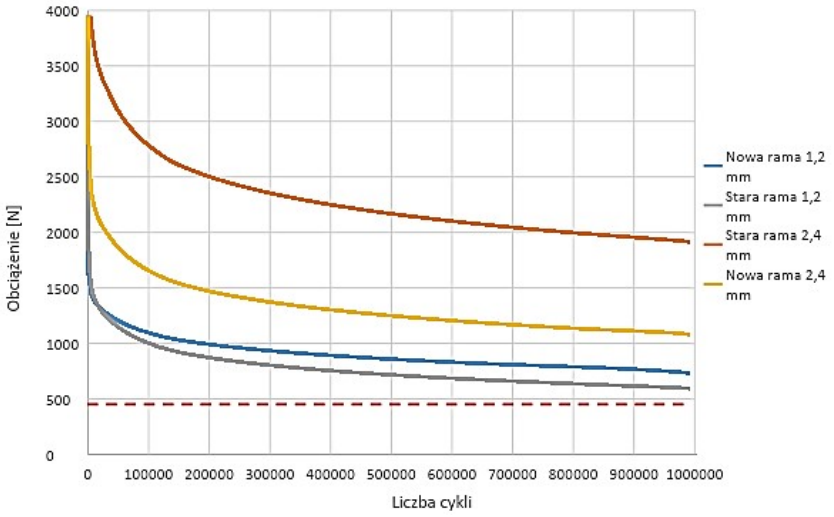


Rys. 17. *Współczynnik bezpieczeństwa dla wariantu 6 z siłami poziomymi*

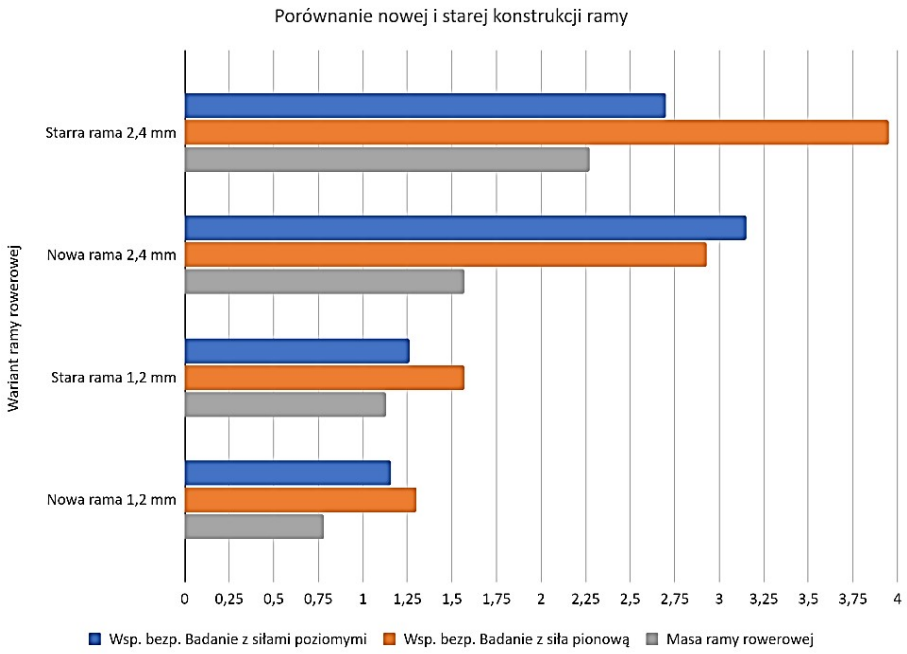
Następnie porównano masy oraz współczynniki bezpieczeństwa dla nowo uzyskanego i pierwotnego (w dalszej części opracowania przyjęto termin „stara konstrukcja ramy") kształtu ramy rowerowej. Na Rys. 18 i 19 zestawiono wykresy przedstawiające liczby cykli życia dla obu kształtów ram rowerowych w zależności od rodzaju analizy zmęczeniowej. Zestawiono również wykres porównujący nową i starą konstrukcję ramy o grubościach ścianek 1,2 mm i 2,4 mm pod względem współczynników bezpieczeństwa i masy (Rys. 20).



Rys. 18. *Trwałość zmęczeniowa ramy rowerowej obciążonej siłą pionową*



Rys. 19. *Trwałość zmęczeniowa ramy rowerowej obciążonej siłami poziomymi*



Rys. 20. *Porównanie nowej i starej konstrukcji ramy o grubościach profilu 1,2 mm i 2,4 mm*

Tabela 3.

Porównanie masy starej ramy rowerowej o różnych grubościach ścianek z masą nowej ramy rowerowej

	Masa starej ramy	Masa nowej ramy	Różnica	Różnica procentowo
Grubość 2,4 mm	2,27 kg	1,57 kg	0,7 kg	30,83 %
Grubość 1,2 mm	1,13 kg	0,78 kg	0,35 kg	30,97 %

8. PODSUMOWANIE

- Stosując metodę optymalizacji topologicznej uzyskano ok. 31% redukcję masy ramy rowerowej.
- Zmiana konstrukcji ramy spowodowała spadek wartości współczynnika bezpieczeństwa w analizie zmęczeniowej z obciążeniem siłą pionową o ok. 4% (1,51) oraz spadek wartości współczynnika bezpieczeństwa w analizie zmęczeniowej z obciążeniem siłami poziomymi o ok. 8% (1,16).
- Oba współczynniki w dalszym ciągu są wyższe od założonej bezpiecznej wartości wynoszącej 1,1, a ich procentowy spadek na tle uzyskanej procentowej redukcji masy jest akceptowalny.
- Konstrukcja ramy rowerowej spełnia również wymogi wytrzymałościowe określone w normie EN ISO 4210-6:2015, a wygląd ramy jest ciekawszy – bardziej nowoczesny.

LITERATURA

[1] MRZYGŁOD M., MICHALIK M.: Optymalizacja topologiczna z ograniczeniem naprężeniowym konstrukcji pojazdu. Politechnika Krakowska, Kraków 2000, ss.429 - 430

[2] KUTYŁOWSKI R.: Optymalizacja topologii kontinuum materialnego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2004, ss.38 - 44

[3] MRZYGŁOD M., MICHALIK M.: Efektywne rozwiązania w optymalizacji topologicznej konstrukcji z ograniczeniami naprężeniowymi i zmęczeniowymi. Politechnika Opolska, Opole 2018, ss.116-118

[4] XUE-PING L., LIAN-YU Z., ZHENG-ZHONG L.: Topological Optimization of Continuum Structure based on ANSYS, Tianjin University of Technology, Tianjin 2016, ss. 1-2

[5] DIN EN 10088-1:2014 Stainless steels – Part 1: List of stainless steels

RAFAŁ OLIWA
Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Wydział Chemiczny, Katedra Kompozytów Polimerowych, oliwa@prz.edu.pl

OGNIOODPORNE KOMPOZYTY POLIMEROWO-WŁÓKNISTE STOSOWANE W KOLEJNICTWIE

Abstract: The rail industry allows the structural use of polymer composites, which contributes to reducing fuel consumption and increasing the speed of these vehicles and their payload. However, the increasing use of polymer composites is related to the need to improve their flame resistance. In the present work, the results of research into the development of polymer-fibre composites with improved flame resistance and reduced smoke intensity were described, to be used as components of seats in passenger rail vehicles.

1. WPROWADZENIE

Zakres stosowania materiałów kompozytowych jako elementów konstrukcyjnych stale się zwiększa w wielu gałęziach przemysłu. W przypadku transportu publicznego do masowego przewozu osób, kompozyty zastępują materiały o większej gęstości, ze względu na aspekty ekologiczne, które skupiają się głównie na zmniejszeniu zużycia paliwa. Zastosowanie tej grupy materiałów, szczególnie w kolejnictwie, wymaga modyfikacji właściwości związanych z palnością osnowy polimerowej [1]. Jest to ważne dla zwiększenia bezpieczeństwa podróżujących w przypadku pojawienia się źródła ognia oraz pożaru, i tym samym dostosowania się do surowych przepisów przeciwpożarowych [2]. Ponadto, materiały stosowane jako elementy konstrukcyjne w publicznych środkach transportu kolejowego muszą charakteryzować się odpowiednio niskim poziomem emisji dymu, zgodnie z normą PN-EN 45545-2. Najczęściej stosowaną osnową w kompozytach polimerowych wzmocnionych włóknami jest żywica epoksydowa, która charakteryzuje się bardzo dobrymi właściwościami mechanicznymi, odpornością na wilgoć i czynniki atmosferyczne. Jednakże z uwagi na organiczny charakter cechuje się niewielką odpornością na płomień, a występujące ugrupowania aromatyczne powodują, że w trakcie pożaru, wydziela się duża ilość gęstego dymu. Jedną z metod poprawy odporności na płomień kompozytów polimerowych jest wprowadzenie do osnowy dodatków uniepalniających. Na rynku dostępnych jest wiele grup antypirenów. Mechanizmy ich działania dzieli się na fizyczne i chemiczne. W obu przypadkach antypireny w trakcie pożaru wpływają zarówno na procesy zachodzące w fazie gazowej, jak i skondensowanej. Skutecznym działaniem w fazie gazowej odznaczają się uniepalniacze halogenowe, jednakże w wyniku działania płomienia w trakcie pożaru wydzielają one silnie toksyczne i agresywne dymy i spaliny. Z tego względu są one sukcesywnie wycofywane i zastępowane przez związki zawierające między innymi fosfor, azot, krzem czy bor. Dzięki dużej zawartości tlenu w utwardzonej żywicy epoksydowej, dużą

efektywnością charakteryzują się uniepalniacze fosforowe, które tworzą stabilną zgorzelinę na powierzchni płonącego kompozytu utrudniając przepływ ciepła i masy oraz uczestniczą w wychwytywaniu wolnych rodników w fazie gazowej hamując tym samym reakcje egzotermiczne [3,4]. Pomimo skutecznego działania w zwiększeniu odporności na płomień, dodatek antypirenów fosforowych nie wpływa w sposób znaczący na zmniejszenie intensywności wydzielania dymów [5]. W związku z czym ważnym obszarem rozwoju kompozytów polimerowych stosowanych w kolejnictwie jest również zmniejszenie intensywności generowanego przez nie dymu i toksyczności gazów powstałych wskutek działania ognia. Jedną z metod zmniejszenia intensywności wydzielania dymów jest zastosowanie związków metali przejściowych, które katalizują tworzenie zgorzeliny na powierzchni płonącego materiału. Powstała warstwa stanowi fizyczną barierę ograniczającą przepływ gazów i ciepła do strefy spalania [6-10]. Jednakże, nadal jest niewiele danych dotyczących polimerowych kompozytów włóknistych zawierających uniepalniacze o zmniejszonej intensywności wydzielania dymów do zastosowań w szynowych środkach transportu [11-13]. Nasze dotychczasowe prace nad uniepalnianiem kompozytów z osnową proszkowej żywicy epoksydowej wykazały, że fosforany i fosfiniany skutecznie poprawiają odporność na płomień, jednakże aby zmniejszyć intensywność wydzielania dymów konieczne jest zastosowanie dodatkowych związków [14,15].

Przedmiotem niniejszej publikacji jest sprawdzenie wpływu dodatku uniepalniaczy fosforowych oraz boranu cynku na odporność na płomień i intensywność wydzielania dymów laminatów epoksydowo-szklanych. W tym celu wytworzono kompozyty z dodatkiem 25-35% masowych uniepalniaczy fosforowych oraz 10-15% masowych boranu cynku, a następnie przeprowadzono badania właściwości użytkowych pod kątem zastosowania ich jako elementy konstrukcyjne formatki siedziska fotela w transporcie publicznym. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że zarówno ilość, jak i rodzaj uniepalniaczy wpływa na właściwości użytkowe otrzymanych kompozytów. Ponadto, zastosowanie uniepalniaczy pozwoliło na znaczne zmniejszenie maksymalnej średniej intensywności wydzielania ciepła (MAHRE), gęstości optycznej właściwej po 4 minutach badania ($D_s(4)$) oraz pola powierzchni pod krzywą gęstości optycznej właściwej po 4 minutach badania (VOF_4). W efekcie materiały te spełniają wymagania R6 dla tych wielkości wg PN-EN 45545-2:2013+A1:2015 dla poziomu zagrożenia HL1.

2. BADANIA DOŚWIADCZALNE

2.1. Materiały

W badaniach wykorzystano następujące surowce:

- żywica epoksydowa: A.S.SET Powder 01 wyprodukowana przez firmę New Era Materials Sp. z.o.o.
- tkanina szklana o gramaturze 350 g/m^2 oraz splocie 2/2 dostarczona przez firmę Rymatex Sp. z o.o.

- bezhalogenowe, komercyjne uniepalniacze: polifosforan melaminy (MPP), polifosforan amonu APP204 (APP), boran cynku (ZB), dipentaerytrytol D40 (DPE) wyprodukowane przez WTH Gmbh (Niemcy) oraz dietylofosfinian aluminium Exolite OP550 (AlDPi) wyprodukowany przez Clariant (Szwajcaria).

2.2. Przygotowanie kompozycji epoksydowych oraz laminatów

W pierwszej kolejności proszkową żywicę epoksydową przesiano przez sito o wielkości oczek 0,25 mm. Następnie po każdorazowym dodatku odpowiedniej ilości uniepalniacza kompozycję mieszano przy pomocy szybkoobrotowego homogenizatora Dispermat typu D-51580 (GETZMANN Gmbh) z mieszadłem śmigłowym z prędkością 2000 obr/min przez 10 min. Tak otrzymane mieszanki żywicy epoksydowej z uniepalniaczami (tabela 1) wykorzystano jako osnowę do przygotowania sześciowarstwowych laminatów wzmocnionych tkaniną szklaną. Laminaty otrzymano za pomocą prasy hydraulicznej Carver (USA) poprzez naniesienie 25 g kompozycji na każdą z sześciu warstw tkaniny o wymiarach 300x400 mm i sprasowanie w temperaturze 120°C w dwuetapowym procesie z naciskiem 0,5 T przez 1 minutę i 2 T przez 14 min. Po zakończeniu procesu formowania gotowy laminat wyciągnięto z prasy. W celu dotwardzenia otrzymanych laminatów, umieszczono je w suszarce na czas 5 minut w temperaturze 150ºC. Z otrzymanych płyt laminatowych wycięto próbki za pomocą frezarki CNC zgodnie z przedmiotowymi normami badań.

Tabela 1.

Kompozycje proszkowej żywicy epoksydowej z dodatkiem uniepalniaczy

Symbol kompozytu	Zawartość procentowa antypirenów [%]					**Zawartość fosforu**
	APP	**DPE**	**MPP**	**AlDPi**	**ZB**	
AS0						0,0
AS13	18,0	7,0	0,0	5,0	10,0	6,2
AS14	15,0	5,0	5,0	5,0	10,0	6,0
AS15	15,0	5,0	10,0	5,0	10,0	6,7
AS16	15,0	5,0	15,0	0,0	10,0	6,2
AS17	7,5	2,5	10,0	5,0	15,0	6,3
AS18	9,0	3,0	10,0	3,0	15,0	5,5
AS19	10,5	3,5	10,0	5,0	15,0	5,7

2.3. Metody badań

W celu scharakteryzowania otrzymanych kompozytów przeprowadzono badania właściwości mechanicznych, odporności na płomień oraz gęstości wydzielanych dymów.

- Wytrzymałość laminatów przy statycznym rozciąganiu określono zgodnie z normą ISO 527-1:1998, przy użyciu maszyny wytrzymałościowej typu INSTRON 5967 wyposażonej w wideoekstensometr. Próbki o wymiarach 250x25x2,5 mm rozciągano z prędkością 2 mm/min.
- Indeks tlenowy laminatów o wymiarach 100x10x4 mm wyznaczono zgodnie z normą PN-ISO 4589:2006 za pomocą aparatu firmy Fire Testing Technology Ltd.
- Badania palności laminatów wg UL-94 przeprowadzono zgodnie z normą PN-EN 60695-11-10:2002 w komorze UL-94 wyprodukowanej przez FTT Ltd (UK). Pomiary wykonano przy pionowym ustawieniu próbki o wymiarach 127x12,7x2,5 mm stosując palnik o wysokości 20 mm zasilany mieszaniną metanu i powietrza. Próbki scharakteryzowano jako palne, V-0, V-1 lub V-2 w zależności od czasu palenia się i żarzenia oraz kapania.
- Maksymalną średnią emisję ciepła (MAHRE) podczas spalania próbki oraz inne parametry (TTI - czas zapłonu, PML - procentowy ubytek masy) charakteryzujące palność oceniono dla próbek kompozytowych (100x100x2,5 mm) za pomocą kalorymetru stożkowego z Sychta Laboratorium Sp. J. (Polska), zgodnie z normą ISO 5660-1:2015. Zastosowano strumień cieplny 50 kW/m^2 i odległości od źródła zapłonu 25 mm. Badania wykonane zostały w firmie SZTK TAPS Maciej Kowalski.
- Badanie intensywność wydzielania dymów przeprowadzono zgodnie z normą EN ISO 5659-2, stosując strumień cieplny o mocy 50 kW/m^2. Test przeprowadzono dla próbek laminatów o wymiarach 75x75x2,5 mm przy użyciu komory produkcji Sychta Laboratorium Sp.J. (Polska). Na podstawie testu określono maksymalną gęstość optyczną dymów ($D_s max$), gęstość optyczną właściwą w pierwszych 4 minutach badania ($D_S(4)$) i łączną gęstość optyczną w pierwszych 4 minutach badania (VOF_4). Badania wykonane zostały w firmie SZTK TAPS Maciej Kowalski z Łodzi.

2.4. Wyniki badań

2.4.1. Palność kompozytów

Wyniki badania palności kompozytów stanowiące średnią arytmetyczną z trzech pomiarów przedstawiono w Tabeli 2. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że dodatek uniepalniaczy do osnowy epoksydowej powoduje znaczne zwiększenie odporności na płomień laminatów wzmocnionych tkaniną szklaną. Świadczy o tym wzrost wartości indeksu tlenowego z 22,5% dla próbki referencyjnej do ponad 30% dla pozostałych modyfikowanych laminatów. Takie wartości LOI klasyfikują te materiały jako trudno palne, co w efekcie przełożyło się na uzyskanie przez nie klasy palności V0. Największym indeksem

tlenowym, sięgającym 39% O_2, charakteryzuje się kompozyt z osnową AS15, co może być związane z największą zawartością fosforu w tym materiale.

Tabela 2.

Wyniki badania palności kompozytów

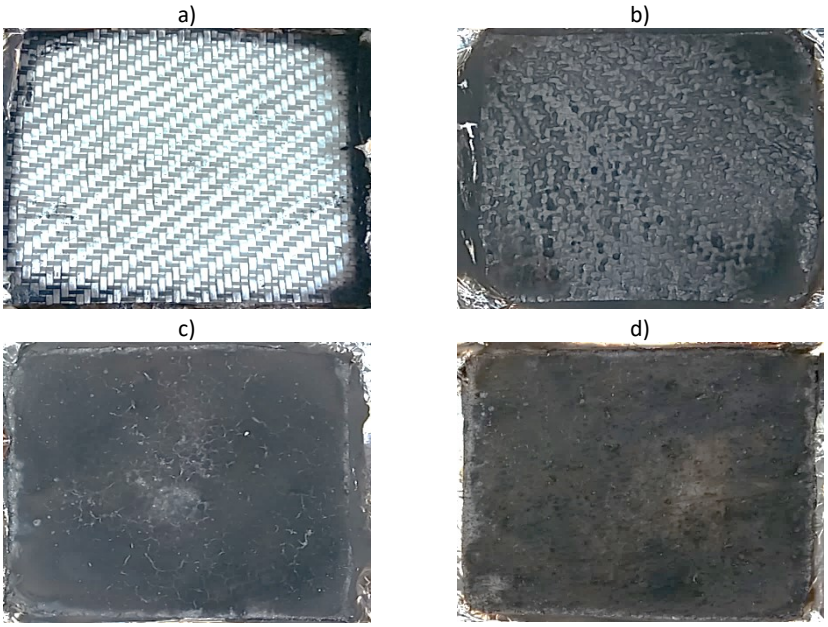
Symbol kompozytu	LOI [%]	UL94	MAHRE [kW/m^2]	TTI [s]	PML [%]
AS0	22,5	palny	203,0±4,0	56,0±2	41,3±2,1
AS13	35,0	V0	74,0±7,0	19,5±5	29,4±3,2
AS14	35,2	V0	71,5±0,5	23,5±4	26,8±2,8
AS15	38,6	V0	80,0±6,0	27,5±6	28,3±3,1
AS16	31,0	V0	100,5±14,0	28,0±3	34,7±4,0
AS17	35,4	V0	72,8±2,1	25,0±4	25,5±1,7
AS18	34,0	V0	89,5±14,5	26,0±2	25,6±3,5
AS19	35,9	V0	71,0±0,6	25,0±3	24,0±2,6

Z kolei najmniejszym wzrostem LOI, wynoszącym 37,8% w stosunku do kompozytu AS0, odznaczał się kompozyt AS16, który jako jedyny spośród modyfikowanych materiałów nie zawierał uniepalniacza AlDPi. Dane otrzymane podczas badania w kalorymetrze stożkowym, wskazują że AlDPi promuje tworzenie zgorzeliny, gdyż próbka AS16 charakteryzowała się największym ubytkiem masy spośród modyfikowanych kompozytów oraz wartością MAHRE na poziomie 100 kW/m^2. W przypadku pozostałych kompozytów najmniejszą wartość MAHRE, 71 kW/m2, uzyskał kompozyt AS 19, który również odznaczał się najmniejszym ubytkiem masy wynoszącym 24%. Również pozostałe modyfikowane kompozyty miały MAHRE poniżej 90 kW/m^2 co klasyfikuje je do spełnienia wymagań R6 normy PN-EN 45545-2:2013+A1:2015 dla poziomu zagrożenia HL2. Z kolei niezależnie od składu osnowy epoksydowej, dodatek uniepalniaczy spowodował skrócenie czasu do zapłonu co wynika z mniejszej stabilności termicznej antypirenów, które rozkładając się we wczesnej fazie spalania tworzą stabilną termicznie zgorzelinę, stanowiącą fizyczną i termiczną barierę (Rys. 1).

2.4.2. Badania intensywności wydzielania dymów

Wyniki badania intensywności wydzielania dymów (Tabela 3) wskazują, że dodatek uniepalniaczy do osnowy epoksydowej wpływa na uzyskane wartości $D_s$max, $D_s(4)$ i VOF_4. Ponadto, zaobserwowano również wpływ rodzaju i ilości danego uniepalniacza w kompozycie na badane parametry. Spośród otrzymanych materiałów najlepsze rezultaty uzyskał kompozyt AS13, zawierający głównie APP. Natomiast zmniejszenie zawartości tego uniepalniacza kosztem innych dodatków powoduje, że $D_s(4)$ przekroczyło wartość 300, co oznacza, że te kompozyty nie spełniają jednego z wymagań R6

normy PN-EN 45545-2:2013+A1:2015 dla poziomu zagrożenia HL2. Z kolei biorąc pod uwagę wartości VOF_4, wszystkie modyfikowane kompozyty spełniają jedynie kryterium dla poziomu zagrożenia HL1 gdyż VOF_4 jest mniejsze od 1200 i większe od 600.



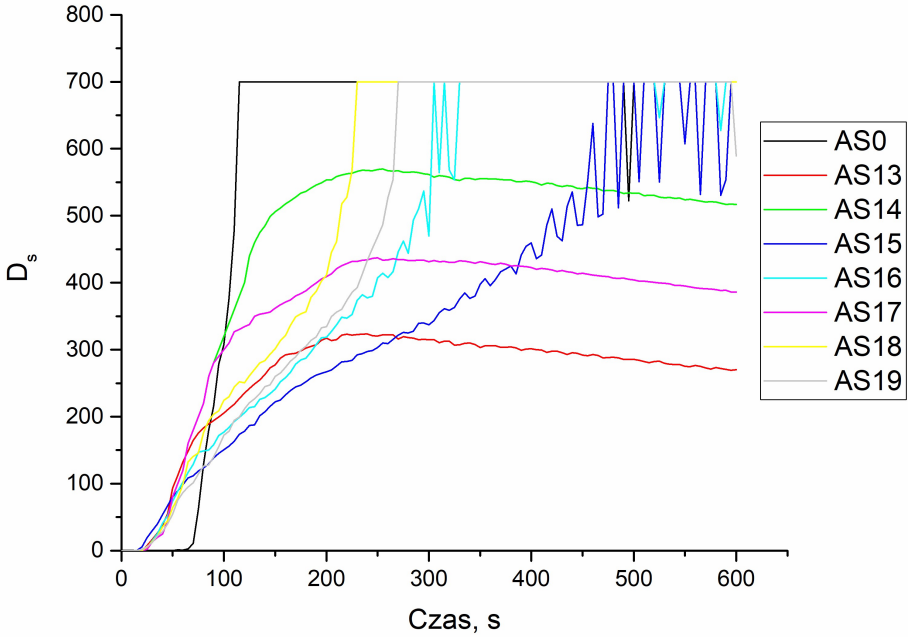
Rys. 1. *Zdjęcia po badaniu palności z wykorzystaniem mikrokalorymetru stożkowego kompozytów: a) AS0, b) AS13, c) AS15 i d) AS19*

Tabela 3.

Wyniki badania gęstości wydzielania dymów kompozytów

Symbol kompozytu	**$D_S$max**	**Czas do osiągnięcia $D_S$max [s]**	**$D_S(4)$**	**VOF_4 [min]**
AS0	>700	112,0±18,0	>700	1797,0±64,6
AS13	285,9±37,7	255,0±15,0	283,9±39,8	740,5±76,9
AS14	514,8±72,5	222,5±21,3	513,6±75,6	1065,4±93,8
AS15	>700	370,0±105,0	367,0±69,5	752,6±83,9
AS16	550,3±170,5	405,0±100,0	340,3±37,3	735,8±36,6
AS17	493,5±245,6	270,0±20,0	330,3±46,0	696,3±62,2
AS18	>700	252,5±22,5	547,2±66,3	888,4±99,5
AS19	>700	257,5±12,5	474,5±41,6	787,7±0,9

Ponadto, zaobserwowano, że zwiększenie zawartości boranu cynku (ZB) nie wpłynęło w znaczący sposób na uzyskane wyniki i przebieg zależności D_s od czasu, co potwierdza duży wpływ zawartości poszczególnych antypirenów na jakość wydzielanych dymów (Rys. 2).



Rys. 2. *Reprezentatywne wykresy zależności gęstości optycznej właściwej w funkcji czasu dla wybranych kompozytów*

2.4.3. Badania wytrzymałości na rozciąganie

Wyniki zestawione w Tabeli 4 wskazują, że dodatek uniepalniaczy do osnowy epoksydowej powoduje spadek wytrzymałości na rozciąganie oraz sztywności kompozytów. Najmniejszy spadek naprężenia zrywającego, wynoszący 17,1% w stosunku do próbki referencyjnej, uzyskano w przypadku kompozytu AS16, który jako jedyny nie zawierał AlDPi. Również moduł Younga tego materiału był największy spośród modyfikowanych laminatów. Otrzymane wyniki potwierdzają nasze wcześniejsze obserwacje, że dietylofosfinian aluminium, który skutecznie poprawia odporność na płomień kompozytów, w znacznym stopniu przyczynia się również do pogorszenia właściwości mechanicznych [16]. Spadek wytrzymałości na rozciąganie oraz sztywności kompozytów wynika ze zwiększenia lepkości żywicy w stanie ciekłym i ograniczenia jej płynności, co utrudnia zwilżanie włókien w trakcie formowania kompozytów. W efekcie adhezja na granicy włókno-polimer jest słabsza co przekłada się na gorsze przenoszenie obciążeń na włókna i szybsze ich pękanie.

Tabela 4.

Wyniki wytrzymałości na rozciąganie kompozytów

Symbol kompozytu	Naprężenie zrywające [MPa]	Odkształcenie przy zerwaniu [%]	Moduł Younga [GPa]
AS0	456,4±8,1	5,23±0,30	27,81±3,00
AS13	333,4±20,6	3,65±0,39	25,10±4,23
AS14	328,6±16,8	5,19±0,45	24,35±3,78
AS15	325,7±12,8	4,87±0,76	23,87±4,12
AS16	378,5±10,0	4,34±0,56	25,54±3,67
AS17	350,2±15,8	4,31±0,60	25,00±4,81
AS18	367,8±12,3	4,78±0,73	24,89±4,06
AS19	321,6±9,08	5,01±0,80	23,56±3,09

5. PODSUMOWANIE

Przeprowadzono badania nad opracowaniem kompozytów epoksydowo-szklanych o zwiększonej odporności na płomień oraz zmniejszonej intensywności wydzielania dymów. W tym celu otrzymano kompozyty na bazie proszkowej żywicy epoksydowej z dodatkiem uniepalniaczy i zbadano ich właściwości pod kątem możliwości zastosowania jako elementy konstrukcyjne dla wyrobów w kategorii R6 (skorupa siedzenia pasażerskiego – siedzisko i oparcie) wg normy PN-EN 45545-2 „Kolejnictwo. Ochrona przeciwpożarowa w pojazdach szynowych. Część 2: Wymagania dla materiałów i elementów w zakresie właściwości ogniowych" (Tabela 5). Na podstawie przeprowadzonych badań w kalorymetrze stożkowym, stwierdzono, że za wyjątkiem kompozytu AS16, opracowane materiały spełniają wymagania dla poziomu zagrożenia HL1 i HL2 dla wartości MAHRE poniżej 90 kW/m^2. Z kolei biorąc pod uwagę dane dotyczące wydzielania dymów, w przypadku gęstości optycznej właściwej w pierwszych 4 minutach badania $D_s(4)$, jedynie kompozyt AS13 spełnia wartość tego parametru w kryterium HL2. Z kolei łączna gęstość optyczna w pierwszych 4 minutach badania (VOF_4) modyfikowanych kompozytów ma wartość w zakresie dla kryterium HL1.

Tabela 5.

Wymagania ognioodporności wg normy PN-EN 45545 dla wyrobów R6 w zależności od kryterium zagrożenia HL

Wymaganie	Wielkość	Kryterium		
		HL1	HL2	HL3
R6	MAHRE [kW/m^2]	90	90	60
	$D_s(4)$	600	300	150
	VOF_4 [min]	1200	600	300
	CIT_G (4)*	1,2	0,9	0,75
	CIT_G (8)*	1,2	0,9	0,75

*CIT_G – indeks toksyczności po 4 i 8 minutach (nie badane w niniejszym opracowaniu)

LITERATURA

[1] NAYAK R.K., DASH A., RAY B.C.: Effect of Epoxy Modifiers (Al2O3/SiO2/TiO2) on Mechanical Performance of epoxy/glass Fiber Hybrid Composites. Procedia Materials Science 2014, 6, 1359.

[2] Railway technology: Plastic for fire protection, 2021, pozyskano z: https://www.roechling.com/, dostęp z dnia: 09.04.2021.

[3] BATTIG A., MARKWART J.C., WURM F.R., SCHARTEL B.: Hyperbranched Phosphorus Flame Retardants: Multifunctional Additives for Epoxy Resins. Polym. Chem. 2019, 10, s. 4346–4358.

[4] CHEN W., LIU P., LIU Y., WANG Q., DUAN W.: Flame-retardant and Thermal Degradation Mechanisms of Melamine Polyphosphate in Combination with Aluminum Phosphinate in Glass Fabric-reinforced Epoxy Resin. Polym. Compos. 2019, 40, 3199–3208.

[5] OLIWA R., OLEKSY M., OLIWA J., WEGIER A., KRAUZE S., KOWALSKI M.: Fire Resistant Glass Fabric-Epoxy Composites with Reduced Smoke Emission. Polimery 2019, 64, 290–293.

[6] WANG X.: The Effect of Metal Oxide Decorated Graphene Hybrids on the Improved Thermal Stability and the Reduced Smoke Toxicity in Epoxy Resins. Chemical Engineering Journal 2014, 8.

[7] CHEN M.-J., LIN Y.-C., WANG X.-N., ZHONG L., LI Q.-L., LIU Z.-G.: Influence of Cuprous Oxide on Enhancing the Flame Retardancy and Smoke Suppression of Epoxy Resins Containing Microencapsulated Ammonium Polyphosphate. Ind. Eng. Chem. Res. 2015, 54, 12705–12713.

[8] YANG X., ZHAO L., PENG F., ZHU Y., WANG G.: Co-Based Metal-Organic Framework with Phosphonate and Triazole Structures for Enhancing Fire Retardancy of Epoxy Resin. Polymer Degradation and Stability 2021, 193, 109721, doi:10.1016/j.polymdegradstab.2021.109721.

[9] NABIPOUR H., WANG X., SONG L., HU Y.: Organic-Inorganic Hybridization of Isoreticular Metal-Organic Framework-3 with Melamine

for Efficiently Reducing the Fire Risk of Epoxy Resin. Composites Part B: Engineering 2021, 211, 108606, doi:10.1016/j.compositesb.2021.108606.
[10] LIU J., WANG W., YUEN R.K.K., GUI Z., HU Y. 1/2D SnO2 Nanowires on MnO2 Nanosheets Hybrid Architecture for Reducing Fire Hazards of Epoxy Nanocomposites. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing 2018, 107, 461–470, doi:10.1016/j.compositesa.2018.01.026.
[11] RADZISZEWSKA-WOLINSKA J.M., TARKA I. The Influence of Reinforcing Layers and Varnish Coatings on the Smoke Properties of Laminates Based on Selected Vinyl Ester and Polyester Resins. In Proceedings of the Terotechnology, 2017; Szczotok, A., Pietraszek, J., Radek, N., Eds.; Materials Research Forum Llc: Millersville, 2018, 5, 210–215.
[12] RADZISZEWSKA-WOLINSKA J.M., KAZMIERCZAK A. Fire Properties of Upholstery and Fire Resistance of the Complete Passenger Seat. In Proceedings of the Terotechnology, 2017; Szczotok, A., Pietraszek, J., Radek, N., Eds.; Materials Research Forum Llc: Millersville, 2018, 5, 31–36.
[13] GÓMEZ-FERNÁNDEZ S., JUBETE E., LÓPEZ B., NAVARRO A., ROIG I., RITTER K., STORZ C., GOGIBUS N., REKONDO A.: Paving the Way for a Wider Use of Composites in Railway Industry: Impact of Different Flame Retardants on the Properties of Epoxy Resins. J Therm Anal Calorim 2019, 138, 1811–1822, doi:10.1007/s10973-019-08286-6.
[14] OLIWA R., HENECZKOWSKI M., OLEKSY M., GALINA H.: Epoxy Composites of Reduced Flammability. Composites Part B: Engineering 2016, 95, 1–8.
[15] OLIWA R., OLEKSY M., CZECH-POLAK J., PLOCINSKA M., KRAUZE S., KOWALSKI M.: Powder-Epoxy Resin/Glass Fabric Composites with Reduced Flammability. J. Fire Sci. 2019, 37, 155–175.
[16] OLIWA R., BULANDA K., OLEKSY M., BUDZIK G., KRAUZE S.: Analysis of Mechanical Properties and Distribution of Deformation during the Shear of Polymer-Fiber Composites Containing Flame Retardants. Polimery 2020, 65, 387–393.

ROBERT PASZKOWSKI[1], FILIP JÓŹWIAK[2]
[1]Wydział Mechatroniki, Uzbrojenia i Lotnictwa, Wojskowa Akademia [2]Techniczna,
email: robert.paszkowski@wat.edu.pl

ZASTOSOWANIE INŻYNIERII ODWROTNEJ W PROCESIE REKONSTRUKCJI GRANATNIKA WZ.36

Abstract: A description of the steps taken to recreate the grenade launcher design is presented. The article presents the preparation of a physical model, the acquisition of geometric data and further activities leading to digital reconstruction. Finally, solid modeling based on the scanned data was presented.

1. WPROWADZENIE

Skanowanie 3D jest niedestrukcyjną, najczęściej bezkontaktową metodą cyfrowego odtwarzania powierzchni obiektów fizycznych.
Do technik skanowania zalicza się zarówno metody kontaktowe, jak i bezstykowe. Skanowanie bezstykowe może być realizowane za pomocą głowic laserowych, ultradźwiękowych, wykorzystujących promienie rentgenowskie oraz optycznych [1,10]. Ten ostatni rodzaj skanowania polega na projekcji pewnego wzoru linii – światła strukturalnego na obiekt i obserwacji zmian zakrzywienia linii (granic pól jasnych i ciemnych tworzących prążki) na mierzonych powierzchniach, co jest ściśle związane z kształtem obserwowanej powierzchni.

Skanowanie 3D [6] może mieć zastosowanie do kontroli dokładności wykonania – poprzez porównanie wyniku pomiaru z geometrią wzorcową, do skanowania np. postaci do gier, animowania osób i kreowania wirtualnej rzeczywistości, medycyny – poprzez skanowanie fragmentów ciała ludzkiego w celu wytworzenia protez lub wizualizacji operacji chirurgicznych lub może zostać zastosowane jako element wstecznego opracowania modelu w oparciu o wytworzony uprzednio obiekt fizyczny, np. dzieła sztuki.

Inżynieria odwrotna (Reverse Engineering) rozumiana jako metoda akwizycji danych geometrycznych i modelowanie w oparciu o istniejący już produkt może mieć wiele różniących się praktycznych zastosowań. W praktyce spotyka się np. inżynierię rekonstrukcyjną [3], gdzie wstecznie odtwarza się geometrię gotowego detalu, który uległ uszkodzeniu, inżynierię odwrotną stosowaną jako metodę akwizycji danych geometrycznych z obiektów będących dziełami sztuki lub wytworami natury a także inżynierię odwrotną służącą weryfikacji dokładności wykonania produktu (kontrola jakości za pomocą reverse engeneering). W tej klasyfikacji warto również zauważyć inżynierię odwrotną rozumianą jako metodę odtworzenia geometrii i dokumentacji produkcyjnej wyrobów, które są unikalne, są składnikami dziedzictwa kulturowego w zakresie inżynierii, ale nie zachowała się do czasów

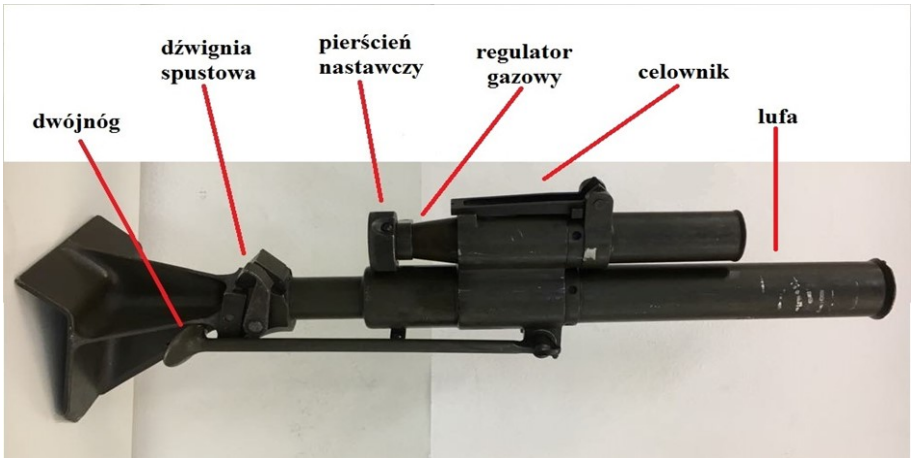
współczesnych żadna kopia dokumentacji [3,4,7]. Takie zastosowanie pozwala zachować szczegółowe wizerunki modeli i wzorów będących unikatami, o wyjątkowej wartości ze względu na wkład w historię, rozwój inżynierii i myśli konstrukcyjnej [4]. Praktyczna realizacja takiego zadania bywa trudna, ze względu na trudny dostęp do malejącej liczby egzemplarzy (lub wręcz jednostkowe lub fragmentarycznie zachowane eksponaty). Jednocześnie konieczność wykonania cyfrowej kopii każdego elementu dziedzictwa inżynierii pozostaje poza dyskusją i powinna być wykonana bez względu na złożoność i pracochłonność, gdyż łatwo sobie wyobrazić (trudne do wymiernego oszacowania) korzyści płynące z procesu digitalizacji [5], czego przykładem może być wykorzystanie repliki rzeźby „Dawid" Michała Anioła – celem włączenia jej do ekspozycji na Wystawie Światowej EXPO 2021 lub rekonstrukcja katedry Notre Dame w Paryżu możliwa dzięki uprzedniemu skanowaniu.

2. OBIEKT FIZYCZNY PRZYJĘTY DO REKONSTRUKCJI CYFROWEJ.

Wprowadzony do uzbrojenia Wojska Polskiego w roku 1936 granatnik [11] kalibru 46mm wyprodukowano w liczbie blisko 4000 egzemplarzy. Był bronią wsparcia piechoty o prostej konstrukcji, gdzie odległość na jaką wystrzeliwany był pocisk (granat) była regulowana poprzez zmianę ciśnienia gazów prochowych w komorze – regulowaną położeniem pierścienia nastawczego, a nie np. kątem poniesienia lufy. W muzeach (np. Muzeum Wojska Polskiego w Warszawie, Muzeum Armii Krajowej w Krakowie) znajdują się pojedyncze egzemplarze tego wzoru broni. W omawianym artykule granatnik ten miał stanowić przykład zastosowania technik reverse engineering jako sposobu na rekonstrukcję cyfrową dóbr dorobku pokoleń inżynierów i możliwość opracowania cyfrowego modelu 3D tej konstrukcji. Celem pracy jest opracowanie modelu 3D na podstawie pomiarów obiektu fizycznego, z zachowaniem cech charakterystycznych dla konkretnego egzemplarza – a zatem odtworzenie wirtualnego modelu wybranego wzoru uzbrojenia na podstawie chmury punktów pomiarowych, pozyskanych z modelu fizycznego w sposób bezkontaktowy.

Omówiona w artykule rekonstrukcja fizycznego obiektu została wykonana na podstawie pomiarów jednego egzemplarza, w dobrym stanie zachowania oraz kompletnego, bez uszkodzeń, np. będących wynikiem pozbawienia cech użytkowych (zgodnie z wymogami ustawy o broni i amunicji [12]). Trudnością, z punktu widzenia akwizycji danych, ale jednocześnie ciekawym wyzwaniem, było to, że obiekt historyczny mógł być skanowany bez demontażu części, przy zachowaniu dbałości o oryginalną powłokę lakierniczą. Dodatkową trudnością

była faktura niektórych powierzchni – część elementów jest pomalowana, występują również powierzchnie radełkowane – co znacząco utrudnia digitalizację metodami projekcji światła. Wybrany obiekt fizyczny został przedstawiony na rysunku 1.



***Rys. 1**. Ogólny widok modelu fizycznego*

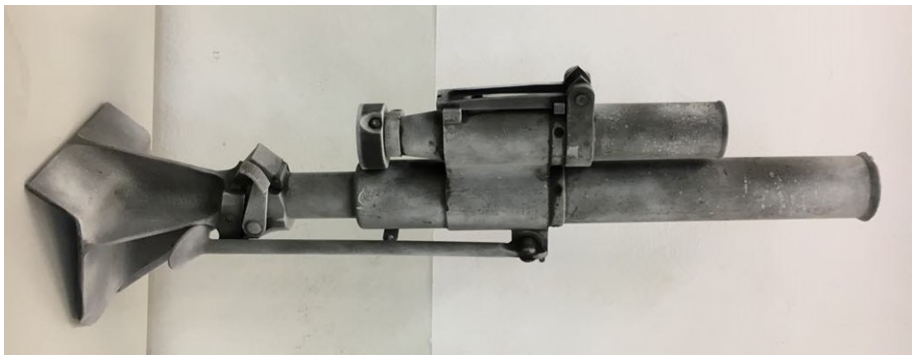
3. METODY AKWIZYCJI DANYCH GEOMETRYCZNYCH [2,9]

Skaner 3D służy do konwersji geometrii obiektu fizycznego do postaci danych cyfrowych zawierających zbiór (chmurę) punktów na powierzchni [8,10]. Odzwierciedlenie punktu rozumiane jest jako zapisanie jego współrzędnych (najczęściej w układzie kartezjańskim), oraz danych dodatkowych, np. koloru. Aby rzetelnie odwzorować obiekt fizyczny, należy założyć pewną rozdzielczość rozumianą jako odległość pomiędzy sąsiednimi, obserwowanymi punktami reprezentującymi powierzchnię obiektu i zmierzyć ich położenie z wystarczającą dokładnością. Te dwa parametry (rozdzielczość i dokładność) są determinowane przez możliwości zastosowanego urządzenia, ale zależą również od sumiennego przygotowania tzw. sceny, czyli zapewnienia warunków oświetleniowych i zabiegów przygotowawczych modelu do digitalizacji. Pomiary modelu zostały wykonane za pomocą skanera Smarttech Micron3D 5M. Ponieważ obiekt wykraczał poza objętość pomiarową (w tym konkretnym modelu objętość pomiarowa ma postać prostopadłościanu o wymiarach 200x300x200 mm) konieczne było zastosowanie układu punktów charakterystycznych (nazywanych również markerami), które umożliwiają jednoznaczne nałożenie chmur punktów pomiarowych pochodzących z różnych ujęć. W przypadku digitalizacji wykonywanej jako seria ekspozycji (ujęć), gdzie obiekt mierzony i skaner zmieniają wzajemne położenie, jest to dobry sposób na

dopasowanie do siebie chmur pochodzących z kolejnych ustawień. Ponieważ obiekt mierzony składał się elementów ruchomych (a co za tym idzie, możliwa była zmiana ich położenia) zdecydowano o unieruchomieniu obiektu badanego, zapewniając możliwie wiele ekspozycji i skanów zmieniając położenie wyłącznie głowicy skanera. Składanie (łączenie) chmur punktów reprezentujących powierzchnię obiektu badanego uzyskuje się poprzez wskazanie pewnych punktów wspólnych na łączonych chmurach. Punkty charakterystyczne są rozmieszczane w obszarze tzw. sceny (a zatem na obiekcie i jego bezpośrednim sąsiedztwie) w sposób nieregularny, tak, by zapewnić widoczność znaczników w kilku ekspozycjach, dzięki czemu możliwe jest jednoznaczne określenie wzajemnego położenia siatek z sąsiadujących ze sobą chmur punktów (łączenie chmur). Punkty wskazywane podczas tych operacji mogą był naturalnymi elementami obiektu – np. naroża, zakończenia przetłoczeń, załamania krawędzi lub umieszczone intencjonalnie w celu późniejszego wskazywania np. w postaci naklejek o charakterystycznym układzie pól w kontrastowych kolorach. Omawiany obiekt składał się z wielu powierzchni walcowych, jednolitych i pozbawionych cech charakterystycznych potrzebnych podczas łączenia chmur, co implikowało zastosowanie dodatkowych punktów, zalecanych przez producenta skanera. Pomimo, że oprogramowanie zastosowane do obróbki danych z pomiaru (programy 3DMeasure oraz Geomagic DesignX) posiada funkcje do usuwania punktów charakterystycznych, z doświadczeń Autorów wynika, że należy dążyć do minimalizacji liczby punktów umieszczanych (naklejanych) na obiekcie fizycznym, gdyż znacznik nieznacznie pogrubia obiekt w miejscu jego aplikacji, ponadto jego naniesienie wymaga wyboru określonych powierzchni (o ile to możliwe: płaszczyzn). Jako programowe usunięcie punktu charakterystycznego należy rozumieć usunięcie znacznika i zastąpienie go powierzchnią gładką o podobnej krzywiźnie, gdzie kształt jest dobierany za pomocą odpowiednich algorytmów oprogramowania – na podstawie krzywizny obszarów sąsiadujących ze znacznikiem.

4. SPOSÓB PRZYGOTOWANIA OBIEKTU DO POMIARU [2]

Obiekt rzeczywisty był pokryty ciemną powłoką lakierniczą (maskującą) i jest obiektem trudnym do odwzorowania ze względu na detekcję wyświetlanych na nim wzorów (linii) z projektora. Przygotowanie obiektu [6] polegało na pokryciu go powłoką matującą, poprzez naniesienie cienkiej warstwy pyłu kredowego (podobne efekty uzyskuje się stosując pył tlenku tytanu). Jasna powłoka pozwoliła na wyraźne odwzorowanie wyświetlanego wzoru jasnych i ciemnych pól. Podczas nakładania powłoki dołożono starań, aby była jednorodna i ciągła, bez gromadzenia się nadmiaru w załamaniach, co mogłoby mieć wpływ na odwzorowaną geometrię.



Rys. 2. *Obiekt fizyczny przygotowany do akwizycji współrzędnych punktów*

Przygotowany w ten sposób obiekt fizyczny został umieszczony w pobliżu ramki referencyjnej (układu listew, zawierającego wzór znaczników), której konstrukcja miała służyć zapewnieniu wystarczającej liczby punktów charakterystycznych, bez umieszczania ich na obiekcie. Podstawowym założeniem tego zabiegu jest zapewnienie niezmiennego położenia całego przedmiotu mierzonego względem ramki referencyjnej podczas wszystkich ekspozycji i ustawień głowicy skanera. Istota odwzorowania obiektu wykraczającego poza objętość pomiarową zastosowanego skanera leży w odpowiednim połączeniu ujęć z różnych położeń głowicy pomiarowej. Układ punktów charakterystycznych nie może być modyfikowany pomiędzy naświetlaniami, a zmiana położenia obiektu względem ramki dyskwalifikuje dalszą rekonstrukcję geometrii, gdyż podczas łączenia chmur punktów ich położenie będzie niejednoznaczne.

5. OBRÓBKA CHMUR PUNKTÓW

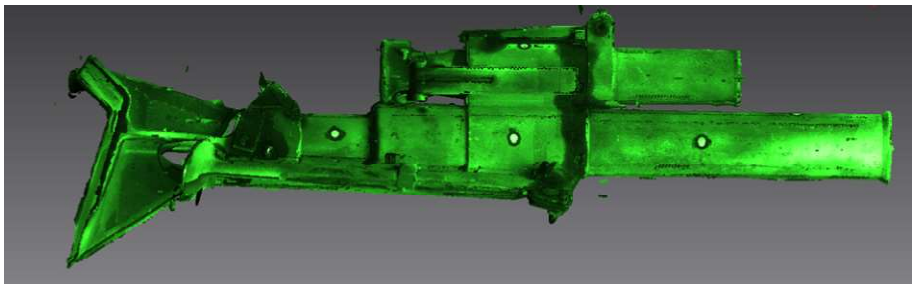
Po zapisaniu poszczególnych chmur punktów poddano je operacjom filtrowania w oprogramowaniu dostarczonym przez producenta skanera: 3DMeasure [8]. Skan może zawierać punkty pozorne, niezwiązane z obserwowaną powierzchnią, oddalone od tej powierzchni. Powodem zarejestrowania punktów pozornych mogą być m.in. refleksy światła, wyświetlenie fragmentu prążka (linii) na parze wodnej zawartej w powietrzu. Algorytm filtrowania powoduje redukcję szumu (pojedynczych punktów pozornych) chmury punktów, szczególnie na krawędziach obiektu, a jednym z zastosowanych filtrów jest rzeczywista odległość od kolejnych punktów tworzących daną chmurę, lub liczność poszczególnych grup punktów. Ponadto, dokonano wstępnego wyrównania chmur punktów, czyli dzięki obecności charakterystycznych powierzchni i wykorzystując niepowtarzalne kształty

rozpoznane przez skaner – dokonano dopasowania chmur względem siebie. Przy tej okazji warto zauważyć, że kształty regularne, bryły proste, są stosunkowo trudne w odwzorowaniu przy pomocy skanera ze względu na tendencję do nakładania się podobnych kształtów i niezamierzonego przesuwania wyciągnięć wzdłuż linii tworzącej. Brak zaburzeń np. na powierzchni bocznej walca powoduje dodatkowe utrudnienia, stąd konieczność ciągłej weryfikacji przy pomocy grupy naklejonych punktów charakterystycznych, które dzięki losowemu położeniu, tworzyły wzór zaburzający regularne kształty obiektu. Przyjęty do rekonstrukcji obiekt rzeczywisty (granatnik) składał się z wyciągnięć o stałym przekroju, a zatem reprezentował geometrię trudną do akwizycji z przytoczonego wcześniej powodu.

Podczas pozyskiwania chmur punktów z mierzonego obiektu stosowano różne położenia głowicy skanera, wykorzystując do tego celu stabilny statyw umożliwiający przyjmowanie dowolnej orientacji układu detektora skanera względem osi wzdłużnej obiektu (w przypadku wymienionych wcześniej profili prostych o stałym przekroju optymalne okazało się przyjmowanie położeń ukośnych, zapewniających odchylenie osi wyświetlanych prążków od osi obiektu, natomiast położenie równoległe skutkowało największą liczbą punktów pozornych).

Ostateczne dopasowanie, realizowane poprzez wskazanie co najmniej trzech, a w praktyce: jak najwięcej widocznych w danym ujęciu markerów, zostało przeprowadzone w oprogramowaniu Geomagic DesignX. Po dopasowaniu odpowiadających sobie punktów charakterystycznych, część powierzchni modelu była reprezentowana przez kilka nakładających się chmur punktów. Takie zagęszczenie nie jest pożądane w dalszej obróbce danych, gdyż zwiększenie liczby punktów pozyskanych w procesie digitalizacji z wielu różnych położeń skanera (ekspozycji) nie zwiększa dokładności odwzorowania, a jedynie spowalnia edycję. Stąd zastosowano przerzedzenie chmur punktów, szczególnie w obszarach połączeń, realizowane przez jedną z funkcji programu Geomagic DesignX. Po tych zabiegach połączono uzyskane w ten sposób chmury w jedną dużą chmurę punktów reprezentującą geometrię zewnętrzną obiektu fizycznego.

Widoczna na rysunku 3 chmura reprezentuje dane scalone z kilkunastu ekspozycji i zmienianych położeń głowicy skanera. Oprogramowanie umożliwia odtworzenie zarysu nawet w przypadku fragmentarycznej obserwacji – szczególnie tzw. brył – prymitywów, obiektów prostokreślnych, ale dążeniem autorów było jak najdokładniejsze odwzorowanie, z uwzględnieniem ew. śladów zużycia, znaków szczególnych wyróżniających ten, konkretny egzemplarz badanego wzoru uzbrojenia.

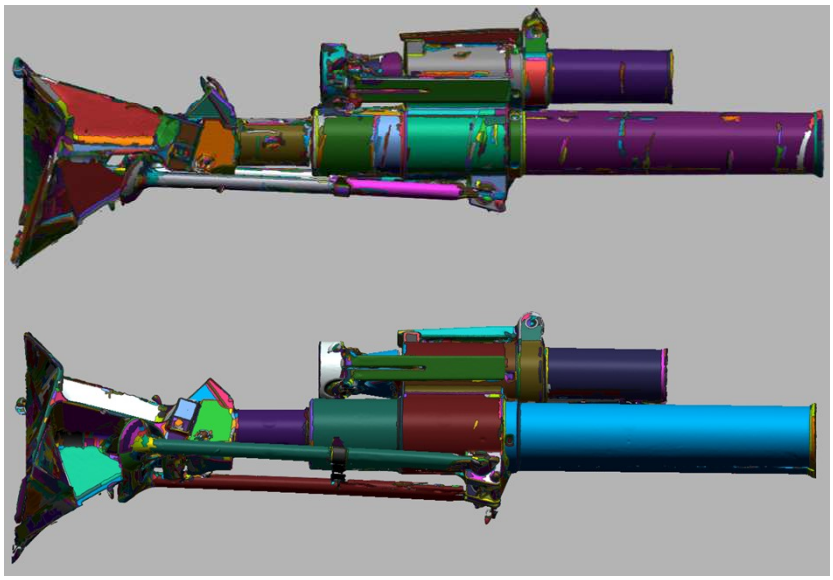


***Rys. 3**. Widok chmury punktów – widoczne znaczniki charakterystyczne*

Należy tu zaznaczyć, że zastosowane oprogramowanie posiada wbudowane funkcje do zasklepiania nieciągłości, naprawiania powierzchni czy wręcz usuwania części chmury punktów. Umożliwia to np. intencjonalne pozbawienie śladów zużycia lub numerów seryjnych – i jest dość często wykorzystywane przy innych zastosowaniach inżynierii odwrotnej.

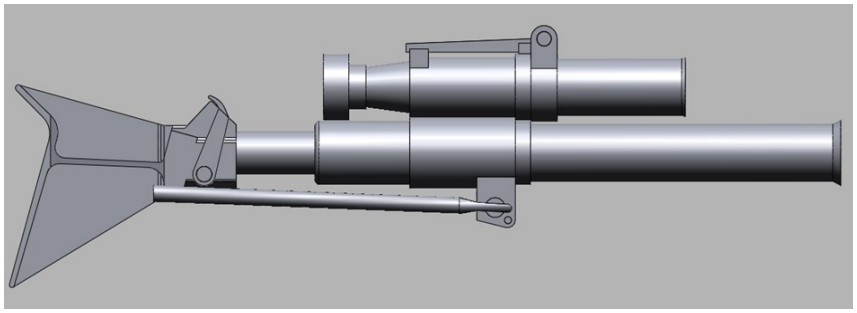
W kolejnym etapie prac nad cyfrową rekonstrukcją obiektu wykorzystano funkcje oprogramowania Geomagic, które generują siatkę trójkątów w oparciu o punkty pozyskane w etapie akwizycji danych pomiarowych. Proces ten nazywa się triangulacją. Siatki trójkątów zbudowane na punktach chmury mogą posłużyć do np. wykonania przekrojów i w niektórych zastosowaniach stanowi wystarczający zbiór danych geometrycznych do odtworzenia bazowej geometrii obiektu fizycznego. W rozpatrywanym przypadku siatki poddano operacjom naprawy (np. zasklepienia małych nieciągłości, odwrócenie kierunków wektora normalnego do danego trójkąta) w wyniku czego powstała powłoka pozbawiona ścian nakładających się lub skrzyżowanych. Siatka trójkątów po tej operacji była jednolita i prawidłowo zorientowana.

Dalsze czynności służyły wstecznemu odtworzeniu podstawowych brył, z jakich zbudowany był obiekt fizyczny. Etap ten został poprzedzony programowym przerzedzeniem i wygładzeniem siatki. Jedną z ciekawych, dedykowanych właśnie inżynierii odwrotnej funkcji oprogramowania Geomagic DesignX jest automatyczne rozpoznawanie regionów. Na podstawie choćby części powłoki lub bryły, program dokonuje klasyfikacji pewnej grupy wielokątów i sugeruje jaki był pierwotny kształt obserwowanej bryły (analogicznie: powierzchni). Rolą operatora jest dobór poziomu czułości dopasowania, i w znacznej mierze zależy to od doświadczenia użytkownika, kształtu modelu i rzetelności poprzednich kroków postępowania podczas rekonstrukcji. Działanie funkcji „Automatyczna Segmentacja" z różnymi poziomami ustawień, oraz częściowo połączonych (uporządkowanych) regionów, zaprezentowano na rysunku 4.



***Rys. 4**. Wynik zastosowania funkcji automatycznego przypisania regionów*

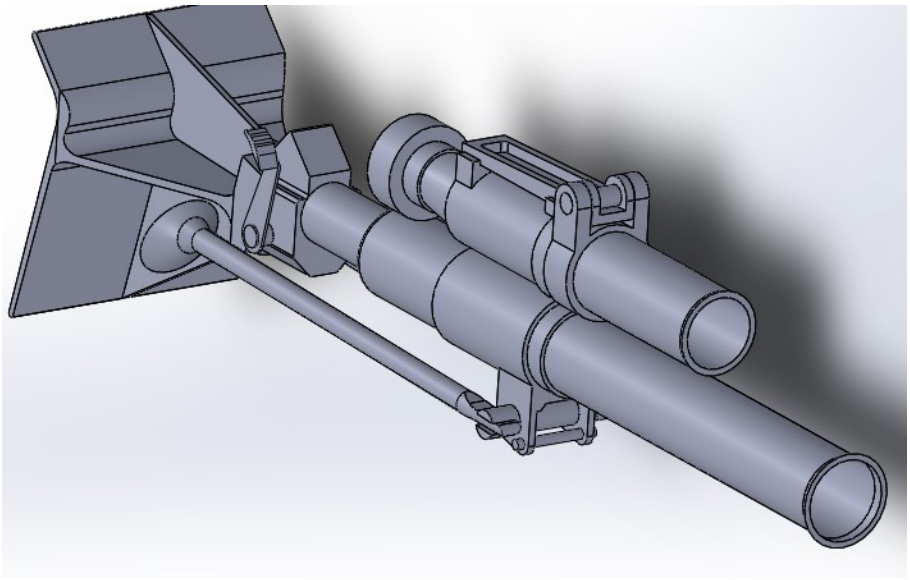
Przygotowana w ten sposób siatka trójkątów, z wydzielonymi regionami, stanowi bazę do modelowania bryłowego. Na tej podstawie można w programie wskazać np. osie wyciągnięć, wektory normalne do powierzchni lub wstawiać płaszczyzny przekroju w oparciu o np. grupę punktów, obszar, wektor. Użytkownik programu ma możliwość modelowania powierzchniowego i bryłowego, pracując w oparciu o profile (przekroje), przełączając się do widoku chmury, siatki i regionów, a w miarę postępu prac również brył i zamodelowanych powierzchni. Modelowanie wirtualnego obiektu, będącego odwzorowaniem modelu fizycznego zakończono na etapie przedstawionym na Rys. 5.



***Rys. 5**. Model bryłowy opracowany na podstawie skanu*

Dalszy etap prac można przenieść do innego środowiska do modelowania bryłowego lub powierzchniowego i należy nadmienić, że nie wynika to z dostrzeżonych uproszczeń czy braków w zastosowanym oprogramowaniu tylko lepszego opanowania popularniejszego modelera 3D.

Dzięki możliwości bezpośredniego eksportu opracowanej geometrii do powszechnie wykorzystywanego oprogramowania do modelowania 3D (choć nie jest to jedyna droga, istnieje również możliwość eksportu do standardu jądra Parasolid, STEP) projekt został poddany dalszym czynnościom rekonstrukcyjnym w programie SolidWorks. Program Geomagic zapewnia możliwość eksportu wskazanych elementów projektu, ale istnieje również wersja Geomagic for SolidWorks (tzw. plugin). Wynik finalny modelowania wykorzystującego inżynierię odwrotną, w którym zastosowano dane pozyskane ze skanowania powierzchni zewnętrznych obiektu fizycznego przedstawia Rys. 6.



Rys. 6*. Model 3D granatnika po ostatecznej obróbce w oprogramowaniu SolidWorks*

Otrzymany model cyfrowy zapewnia zgodność z danymi geometrycznymi tego konkretnego egzemplarza obiektu fizycznego, co jest ważne w przypadku rekonstrukcji obiektów unikalnych lub posiadających pewne charakterystyczne cechy wyróżniające.

6. WERYFIKACJA DOKŁADNOŚCI

Uzyskany w ten sposób model wirtualny będący cyfrową kopią rzeczywistego obiektu poddano badaniom porównawczym z pomiarami uzyskanymi na maszynie współrzędnościowej. W wybranych punktach zmierzono wymiary tj. np. średnicę zewnętrzną, odchyłkę walcowości. Punkty do weryfikacji wybrano na zewnętrznych powierzchniach lufy i komory gazowej – tworzących bryły łatwe do wykreślenia na podstawie kilku punktów. Współrzędne tych punktów odniesiono do powierzchni wyznaczonej za pomocą skanera. W przypadku rekonstrukcji egzemplarza, który może posiadać cechy jednostkowe (ślady zużycia, uszkodzenia) wyznaczenie średniego przebiegu powierzchni jest pewnym przybliżeniem, oczekiwanym kształtem. Zastosowany sposób rekonstrukcji uśrednia np. średnicę zewnętrzną, pomimo zaobserwowanych deformacji (odtwarzając model 3D, ideałem byłoby skanowanie możliwie dużej próbki egzemplarzy sprzętu i na tej podstawie wybór, które kształty są cechą wspólną a które – indywidualną, będącą wynikiem modyfikacji albo zużycia). Potwierdza to adekwatność zastosowanej metody – zupełnie wystarczającą do budowy repliki czy opracowania modelu 3D na potrzeby wirtualnego muzeum. Zastosowana konfiguracja pomiarowa skanera umożliwia uzyskanie dokładności pomiaru rzędu 28 μm, lecz w tym konkretnym zastosowaniu nieosiągalną (dokładność mierzono względem modelu 3D opracowanego na podstawie uśrednionej powierzchni, stąd wszelkie deformacje, ubytki powłoki lakierniczej powodowały wyznaczenie powierzchni obarczonej tym błędem). W pracy z wirtualną geometrią rekonstruowanego obiektu możliwe jest wykonanie dowolnego przekroju, celem np. budowy modelu w oparciu o wyciągnięcia i profile. W ramach takich prac zauważono np. deformacje będące wynikiem niewłaściwej eksploatacji tego konkretnego egzemplarza.

7. WNIOSKI

Podczas rekonstrukcji należy sobie zdawać sprawę z pewnych niedoskonałości przyjętej metody: konstrukcja skanera z szeroką bazą (odległością pomiędzy projektorem a matrycą detektora światła) zapewnia z jednej strony dużą dokładność odwzorowania powierzchni zewnętrznych, ale jednocześnie wyzwanie dla wykrycia kształtu powierzchni wewnętrznych, zasłoniętych przed obserwacją z zastosowaniem dużego rozstawu głowic. Ponadto wymaga kontrolowanych warunków oświetleniowych oraz starannego przygotowania modelu fizycznego do badania. W omawianym przykładzie posłużono się metodami współrzędnościowej techniki pomiarowej jako uzupełnieniem. Dostęp do obiektu fizycznego, choć krótkotrwały, zapewnił niezbędne dane o jego charakterystyce geometrycznej, a nawet pewnych uszkodzeniach, pierwotnie niezauważalnych. Powstał w ten sposób model 3D

mogący stanowić bazę do dalszych prac mających na celu opracowanie replik, modeli obliczeniowych, czy choćby na potrzeby hobbystów i pasjonatów polskiej myśli inżynierskiej okresu międzywojennego lub uzbrojenia Wojska Polskiego w kampanii wrześniowej 1939r. Etap digitalizacji stanowi jedynie część procesu rekonstrukcji, jednak jest znaczący, gdyż determinuje jakość – właściwą akwizycję współrzędnych z obiektu fizycznego. Niewłaściwy dobór metody lub błędy popełnione podczas przygotowania modelu do dyskretyzacji mogą okazać się niemożliwe do naprawienia w pozostałych etapach rekonstrukcji.

LITERATURA

[1] TÓTH T., ŽIVČÁK J., A Comparison of the Outputs of 3D Scanners, Procedia Engineering vol.69 (2014) 393 – 401; doi.org/10.1016/j.proeng.2014.03.004

[2] JÓŹWIAK F., Wykorzystanie inżynierii odwrotnej w procesie odwzorowania geometrii obiektu wielkogabarytowego [wydruk], praca inżynierska, Warszawa, Wojskowa Akademia Techniczna, 2019

[3] REMONDINO F., Heritage Recording and 3D Modeling with Photogrammetry and 3D Scanning, Remote Sensing, 2011; 3(6):1104-1138. https://doi.org/10.3390/rs3061104

[4] LAROCCO J., PAENG D., A functional analysis of two 3D-scanned antique pistols from New Zealand, Virtual Archaeology Review, 11(22): 85-94, 2020, https://doi.org/10.4995/var.2020.12676

[5] WACHOWIAK M., Karas B.V, 3d Scanning and Replication for Museum and Cultural Heritage Applications, Journal of the American Institute for Conservation, 48:2, 141-158, (2009)

[6] doi.org/10.1179/019713609804516992

[7] KUBIK H., LEWANDOWSKI M., Utworzenie dokumentacji bryłowej na podstawie skanów 3D wykonanych skanerem scan3D SMARTTECH, Mechanik, nr 2, Agenda Wydawnicza SIMP, Warszawa, 2014

[8] SZELEJEWSKI M, WIECZOROWSKI M, Inżynieria odwrotna i metody dyskretyzacji obiektów fizycznych, Mechanik, nr 12, Agenda Wydawnicza SIMP, Warszawa, 2015

[9] LEWANDOWSKI M., SKAWIŃSKI P., WIELOGÓRSKA D., Inżynieria odwrotna w procesie projektowania aerodynamicznych owiewek motocykla, Mechanik, nr 12, Agenda Wydawnicza SIMP, Warszawa 2016

[10] KACHEL S, KOZAKIEWICZ A, ŁĄCKI T, OLEJNIK A, Zastosowanie inżynierii odwrotnej do procesu odtwarzania geometrii układu wlotowego silnika RD-33 w samolocie MIG-29, Prace Instytutu Lotnictwa, nr 4, Wydawnictwo Naukowe Instytutu Lotnictwa, Warszawa 2011, s. 66-84

[11] DZIUBEK A., Skaner 3D na bazie strukturalnego oświetlenia [wydruk], praca magisterska, Wrocław, Uniwersytet Wrocławski, 2009

[12] SŁUPCZYŃSKI W., SŁUPCZYŃSKI P., MAZURO J., Granatnik WZ. 36, Wiesław Słupczyński, Siedlce 2006
[13] Ustawa z dnia 21 maja 1999 r. o broni i amunicji, z późniejszymi zmianami, tekst jednolity: Dz.U. 2020 poz. 955

PIOTR SWACHA[1], ADAM LIPSKI[2]
[1] Politechnika Bydgoska im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich, piotr.swacha@pbs.edu.pl
[2] Politechnika Bydgoska im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich, adam.lipski@pbs.edu.pl

BADANIA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ W ZAKRESIE GIGACYKLOWYM PRZY ZASTOSOWANIU REZONANSOWEJ MASZYNY WYTRZYMAŁOŚCIOWEJ. BUDOWA I ZASADA DZIAŁANIA

Abstract: The paper presents the construction and the principle of operation of a resonant ultrasonic testing machine working at a frequency of 20 kHz. The types of materials that can be tested with the use of the described system are given, as well as the influence of material properties on the shape of the test specimen. The applied research procedure and sample test results are presented.

1. WPROWADZENIE

W klasycznym podejściu do opisu procesu zmęczenia wyróżnia się kilka charakterystycznych obszarów: wytrzymałości quasi-statycznej, niskocyklowej (LCF) oraz wysokocyklowej (HCF) [1]. Realizowane badania eksperymentalne rzadko dotyczą trwałości zmęczeniowych powyżej 10^7 cykli, ponieważ dla wyższej liczby cykli są one znacząco utrudnione ze względu na ograniczenia klasycznych metod badawczych. Jednakże nowoczesne konstrukcje, takie jak silniki samochodowe osiągają trwałości rzędu 10^8 cykli, silniki okrętowe czy napędy kolei wysokich prędkości osiągają 10^9 cykli, trwałości turbin przekraczają 10^{10} cykli obciążenia. W przypadku przekładni redukcyjnej śmigłowca 5000 godzin pracy odpowiada trwałości wynoszącej 10^9 cykli [2,3]. W związku z tym konieczne jest określanie własności zmęczeniowych w obszarze przekraczającym klasyczną granicę 10^7 cykli, określanym jako zakres zmęczenia gigacyklowego (Very High-Cycles Fatigue - VHCF) [4].

Istotnym ograniczeniem dla prowadzenia badań zmęczeniowych w obszarze powyżej 10^7 cykli jest czas badania pojedynczej próbki (Tabela 1). Czas ten do osiągnięcia 10^7 cykli dochodzi do 11 dni w przypadku zastosowania klasycznych hydraulicznych maszyn wytrzymałościowych przy częstotliwości obciążenia wynoszącej 20 Hz. Próba zmęczeniowa zmierzająca do osiągnięcia 10^{10} cykli w tym przypadku trwałaby prawie 16 lat. Dziesięciokrotne zmniejszenie czasu trwania próby przy zastosowaniu maszyn rezonansowych, w których obciążenie w próbce generowane jest przez system oscylacyjny (rezonator), który pracuje z częstotliwością własną, jest wciąż niewystarczające w przypadku badań dla trwałości rzędu 10^9 cykli.

W praktyce badania w zakresie zmęczenia gigacyklowego są możliwe dzięki zastosowaniu specjalnych ultrasonicznych maszyn wytrzymałościowych, które pozwalają na realizację testów z częstotliwością obciążenia wynoszącą 20 kHz. W tym przypadku badanie pojedynczej próbki do osiągnięcia trwałości 10^7 cykli trwa około 8 minut, a do osiągnięcia 10^{10} cykli mniej niż 6 dni.

Tabela 1.

Czas trwania pojedynczej próby w zależności od częstotliwości obciążenia

Liczba cykli	Hydrauliczna maszyna wytrzymałościowa	Klasyczna rezonansowa maszyna wytrzymałościowa	Ultrasoniczna rezonansowa maszyna wytrzymałościowa
	20 Hz	200 Hz	20 kHz
10^6	13,8 godziny	1,4 godziny	50 sekund
10^7	5,8 dnia	13,8 godziny	8,3 minuty
10^8	57,9 dnia	5,8 dnia	1,4 godziny
10^9	1,6 roku	57,9 dnia	13,8 godziny
10^{10}	15,9 lat	1,6 roku	5,8 dnia

Idea prowadzenia badań zmęczeniowych przy wysokich częstotliwościach obciążenia sięga początku XX wieku. W latach 20. Jenkin osiągnął najpierw częstotliwość 2,5 kHz [5], a później 10 kHz [6]. Przełomem w tego typu badaniach było jednak zastosowanie w latach 50. XX w. przez Masona przetworników piezoelektrycznych i magnetostrykcyjnych do generowania drgań o częstotliwości 20 kHz [7]. Podejmowano jednak próby uzyskania jeszcze wyższych częstotliwości. W 1959 r. Girard osiągnął częstotliwość 92 kHz [4], a Kikukawa w 1965 r. 199 kHz [8]. Jednak podstawową częstotliwością dla współczesnych testów zmęczeniowych w zakresie gigacyklowym jest 20 kHz. Wynika to z realistycznego wymiaru badanej próbki, dla której osiągana jest częstotliwość rezonansowa. Wyższą częstotliwość drgań własnych osiąga się dla stosunkowo krótkich próbek, co znacząco utrudnia realizację eksperymentu.

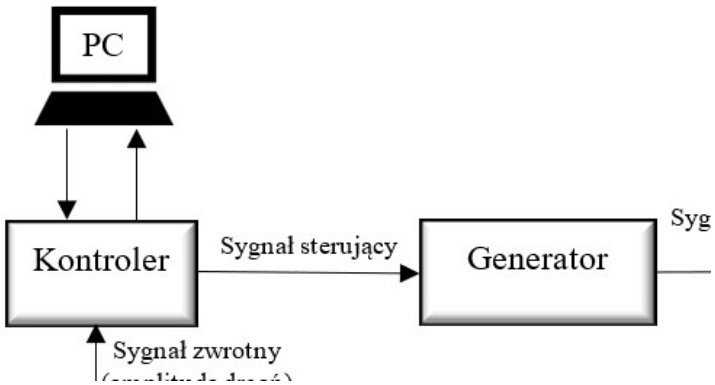
W pracy przedstawiono budowę oraz zasadę działania rezonansowej ultrasonicznej maszyny wytrzymałościowej pracującej z częstotliwością 20 kHz. Podano rodzaje materiałów możliwych do zbadania z wykorzystaniem opisywanego systemu, a także przedstawiono wpływ właściwości materiałowych na kształt próbki do badań. Przedstawiono stosowaną procedurę badawczą i przykładowe wyniki badań.

2. BUDOWA I ZASADA DZIAŁANIA

Ultrasoniczne maszyny wytrzymałościowe są stosunkowo nowymi systemami badawczymi stosowanymi do wyznaczania trwałości zmęczeniowej. Są to urządzenia o pozornie prostej budowie, niemniej jednak główne ich komponenty muszą charakteryzować się dużą stabilnością generowanego sygnału sinusoidalnego, a także jakością wykonania elementów układu.

Układ obciążania próbki (Rys. 1) składa się z generatora wysokich częstotliwości, który przetwarza prąd sieciowy o częstotliwości 50 Hz w ciągły elektryczny sygnał sinusoidalny o częstotliwości 20 kHz. Sygnał ten przekształcany jest następnie przez przetwornik piezoelektryczny, w którym elementy ceramiczne pod wpływem zmiennego napięcia na przemian kurczą się

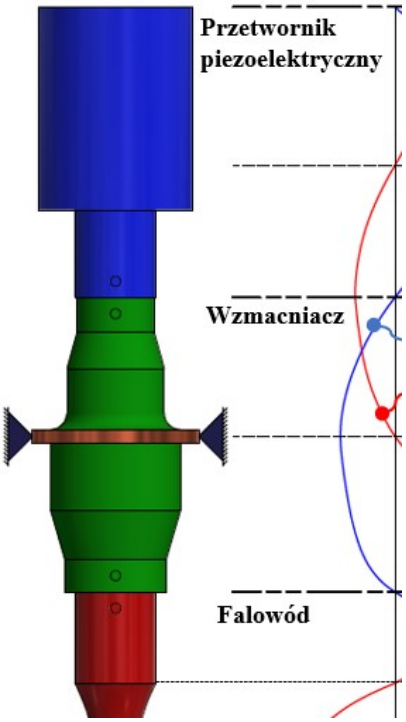
i rozszerzają wytwarzając wzdłużną falę mechaniczną o częstotliwości zbliżonej do sygnału elektrycznego. Fala ta przekazywana jest do wzmacniacza, którego zadaniem jest wstępne zwiększenie lub zmniejszenie jej amplitudy w zależności od wymaganego w badaniu zakresu amplitudy drgań. Zmianę zakresu uzyskuje się poprzez odwrotny montaż tego elementu w układzie. Ostatnim elementem układu obciążania, do którego mocuje się badaną próbkę, jest odpowiednio dobrany falowód, którego przekrój geometryczny zmniejsza się. Powoduje to koncentrację fali, a przez to zwiększenie jej amplitudy. Amplituda drgań wzdłużnych próbki kontrolowana jest dzięki zastosowaniu czujnika przemieszczenia. [9-11]



***Rys. 1**. Schemat działania wytrzymałościowej maszyny ultrasonicznej*

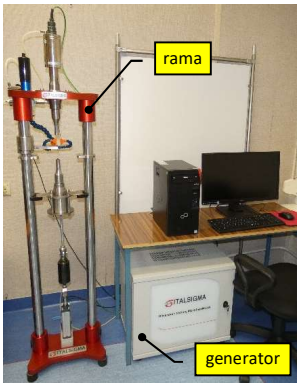
Układ ultrasoniczny przedstawiony na Rys. 2 skonstruowany jest tak, aby wprawiać próbkę w podłużne drgania rezonansowe przy częstotliwości ok. 20 kHz. Geometria próbki jest tak dobrana, aby amplituda przemieszczenia była zerowa w środkowej części próbki (B), a największa na jej końcach (A, C). Dzięki takiemu układowi koncentracja naprężeń występuje w środku próbki, czyli w najmniejszym jej przekroju, co znacząco zwiększa prawdopodobieństwo uzyskania uszkodzenia zmęczeniowego w tej objętości. Pozostałe punkty zerowe przemieszczenia, a tym samym miejsca największych naprężeń występują odpowiednio w przetworniku piezoelktrycznym, a dokładniej w miejscu podparcia piezoelektrycznych ceramicznych elementów drgających (H), w punkcie zamocowania układu do ramy (F), a także w miejscu początku zwężenia falowodu (D). [4, 12]

Podczas badania zmęczniowego prowadzonego na ultrasonicznej maszynie wytrzymałościowej do wzbudzenia próbki z częstotliwością rezonansową wystarczające jest jej jednostronne zamocowanie. Uzyskuje się wtedy obciążenie o przebiegu wahadłowym (współczynnik asymetri cyklu $R = -1$). Nowością w tego typu urządzeniach jest możliwość prowadzenia badań przy współczynniku asymetrii cyklu $R \geq -1$.



***Rys. 2**. Schematyczne przedstawienie zmiany obciążenia i przemieszczenia wzdłuż elementów systemu ultrasonicznego i próbki (R = -1)*

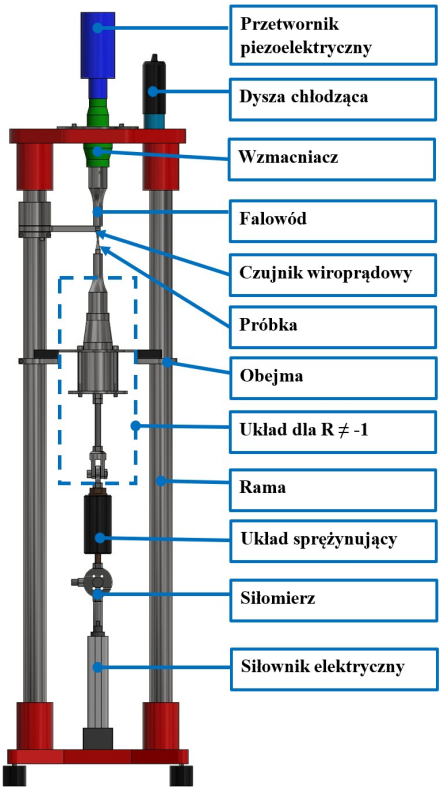
Do takich systemów zaliczyć można ultrasoniczną rezonansową maszynę wytrzymałościową ItalSigma MU26 (Rys. 3) włoskiej firmy ITALSIGMA S.r.l. należącej do Giuliani Federico Group.



***Rys. 3**. Ultrasoniczna rezonansowa maszyna wytrzymałościowa ItalSigma MU26*

System Italsigma MU26 składa się z dwóch głównych elementów: układu generowania i przenoszenia drgań oraz ramy urządzenia. Generator produkcji Branson Ultrasonic Corporation posiada moc 2,2 kW oraz nominalną częstotliwość generowanego sinusiodalnego sygnału wynoszącą 20 ± 0,5 kHz. Ramę urządzenia wraz z elementami generowania i przenoszenia drgań przedstawiono na Rys. 4.

Standardowy układ ultrasoniczny składający się z przetwornika piezoelektrycznego, wzmacniacza i falowodu połaczony jest z konstrukcją ramy za pośrednictwem pierścienia zaciskowego obejmującego środkową część wzmacniacza (linia F na Rys. 2). Wzmacniacz oraz falowód w celu uzyskania jak największej trwałości wykonano z tytanu. Przetwornik piezoelektryczny podczas pracy urządzenia wymaga ciągłego odprowadzania ciepła, co realizowane jest poprzez doprowadzenie sprężonego powietrza z zewnętrznego układu pneumatucznego. Pozostałe elementy układu takie jak wzmacniach oraz falowód, jak i sama próbka, mogą być chłodzone strumieniem powietrza z dysz chłodzących generowanym za pomocą rurki wirowej Vortex.



***Rys. 4**. Rama urządzenia wraz z elementami generowania i przenoszenia drgań*

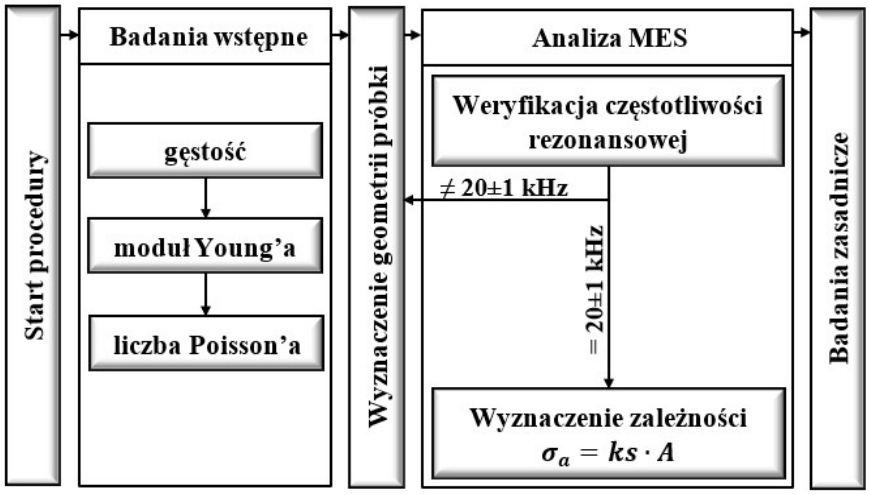
Próbka w przypadku badań przy $R = -1$ zamocowana jest jednostronnie, a w przypadku $R \geq -1$ obydwa jej końce sprzęgnięte są z identycznymi falowodami. Dolny falowód jest częścią układu pozwalającego na wprowadzenie osiowej siły rozciągającej próbkę. Składa się on z połaczonego z dolnym falowodem układu sprężynującego, siłomierza pozwalającego kontrolować siłę uzyskiwaną dzięki siłownikowi elektrycznemu zamocowanemu do dolnej części ramy. Siłownik ten może obciążyć próbkę do wartości siły wynoszącej 150 N.

Generowane przez system naprężenia, w zależności od geometri próbki, mogą osiągnąć poziom nawet 1000 MPa. Badane mogą być wszystkie materiały, które wykazują rezonans przy częstotliwości 20 kHz oraz nie wydzielają przy tym nadzmienej ilości ciepła. Należą do nich:

- stale, staliwa, żeliwa,
- aluminium i stopy aluminium,
- stopy tytanu, niklu,
- kompozyty z osnową metalową,
- materiały metalowe wykonane technologiami addytywnymi.

3. PROCEDURA BADAWCZA

Realizacja badań zmęczeniowych z wykorzystaniem ultrasonicznego systemu do badań zmęczeniowych odbiega od trybu stosowanego w przypadku standardowych maszyn zmęczeniowych. Dlatego też w celu realizacji badań z wykorzystaniem systemu ItalSigma MU26 w Laboratorium Badań Materiałów i Konstrukcji Politechniki Bydgoskiej opracowano procedurę badawczą, którą schematycznie przedstawiono na Rys. 5.



***Rys. 5**. Procedura badawcza dla badań z wykorzystaniem systemu ItalSigma MU26*

Procedurę tą można podzielić na 3 zasadnicze etapy:

a) badania wstępne zmierzające do wyznaczenia podstawowych właściwości wytrzymałościowych badanego materiału,
b) weryfikację geometrii próbki metodą elementów skończonych (MES),
c) zasadnicze badania zmęczeniowe z użyciem systemu ultrasonicznego.

Badania wstępne obejmują przede wszystkim wyznaczenie trzech podstawowych parametrów wytrzymałościowych:

- modułu Young'a (E),
- liczby Poisson'a (v),
- gęstości (ρ).

Stanowią one parametry wejściowe do drugiego etapu, jakim są analizy realizowane metodą elementów skończonych (MES). W ramach tego etapu przeprowadza się analizę modalną obejmującą weryfikację częstotliwości rezonansowej dla przyjętej geometrii próbki oraz wyznaczenie zależości pomiędzy amplitudą drgań a amplitudą naprężeń generowanych w próbce pod wpływem wibracji. Wyznaczona na podstawie obliczeń częstotliwość rezonansowa drgań własnych (wzdłużnych) powinna zawierać się w zakresie 20 ± 1 kHz. W przypadku, gdy ten warunek nie jest spełniony należy zmodyfikować geometrię próbki i powtórzyć analizę. Następnie dla przyjętej amplitudy drgań A należy wyznaczyć uśrednioną amplitudę naprężenia σ_a w minimalnym przekroju próbki. Uzyskane wyniki stanowią podstawę do określenia liniowej zależności pomiędzy amplitudą drgań a naprężeniami w próbce w postaci umożliwiającej jej wprowadzenie do systemu badawczego:

$$\sigma_a = k_s \cdot A, \tag{1}$$

gdzie: σ_a - amplituda naprężenia w minimalnym przekroju próbki, MPa,
ks - współczynnik wprowadzany do systemu badawczego,
A - amplituda drgań, mm.

Badania zasadnicze przeprowadza się na próbce o geometrii zweryfikowanej w trakcie analizy MES spełniającej pozostałe wymogi zdefiniowane w normach dotyczących badań zmęczeniowych. Próbkę należy zamontować jednostronnie lub obustronnie w zależności od rodzaju badania. W pobliżu dolnego końca próbki należy umieścić czujnik przemieszczenia. W przypadku próby, w której współczynnik asymetrii cyklu wynosi $R \geq -1$ należy zamocować układ obciążający na próbce, wyzerować wskazanie siłomierza i wprowadzić wartość obciążenia średniego. Uzyskane parametry z analizy MES należy wprowadzić do oprogramowania i ustalić program badania.

3. PRZYKŁAD BADAŃ

Z wykorzystaniem opisanego wcześniej systemu przeprowadzono badania zmęczeniowe stali konstrukcyjnej S355J2+N (1.0577). Skład chemiczny badanego materiału zamieszczono w Tabeli 2.

Tabela 2.

Skład chemiczny badanego materiału (wt %).

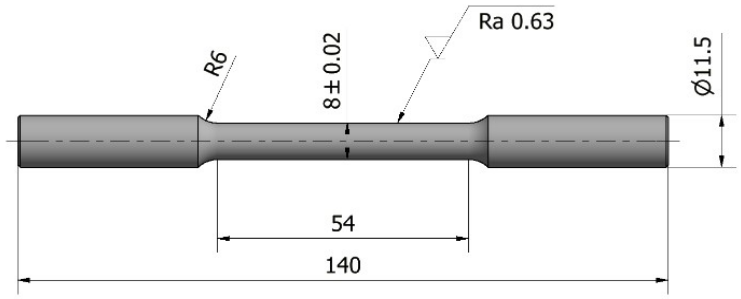
	C	Si	Mn	P	S	Cu
Wg normy EN 10025-2-2004 (max)	0,2	0,55	1,6	0,03	0,03	0,55
Badany materiał	0,12	0,19	1,29	0,004	0,015	0,20

Podstawowe właściwości wytrzymałościowe wyznaczone zgodnie z normą PN-EN ISO 6892-1:2020-05 przy wykorzystaniu hydraulicznej maszyny wytrzymałościowej INSTRON 8502 zamieszczono w Tabeli 3. W czasie próby rejestrowano siłę, przemieszczenie uchwytów maszyny oraz odkształcenie próbki (Rys. 6) w jej części pomiarowej przy użyciu ekstensometru INSTRON 2630-113 o bazie pomiarowej 50 mm i zakresie pomiarowym od -5 mm do +50 mm. Próba odbywała się przy sterowaniu przemieszczeniem ze stałą prędkością wynoszącą 0,05 mm/s. Na tej samej maszynie wytrzymałościowej wyznaczono moduł Young'a i liczbę Poisson'a. Rejestrowano siłę i przemieszczenie oraz jednocześnie odkształcenie wzdłużne i poprzeczne próbki przy użyciu ekstensometru wzdłużnego INSTRON 2620-603 o bazie pomiarowej 50 mm i zakresie pomiarowym ±1 mm oraz ekstensometru poprzecznego INSTRON 2640-007 o zakresie pomiarowym 0,5 mm.

Tabela 3.

Podstawowe właściwości materiałowe badanej stali

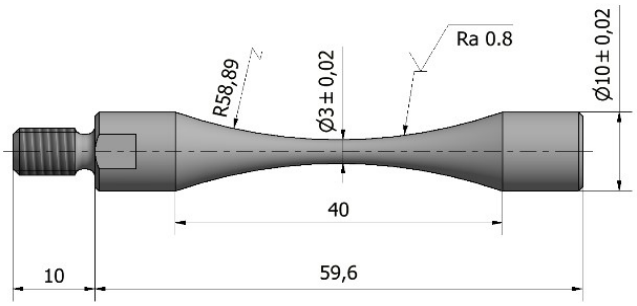
Granica plastyczności		Wytrzymałość na rozciąganie	Moduł Young'a	Liczba Poisson'a	Gęstość
R_{eH}	R_{eL}	R_m	E	ν	ρ
498 MPa	400 MPa	529 MPa	197 265 MPa	0,27	7 820 kg/m^3



Rys. 6. *Główne wymiary próbki do próby monotonicznego rozciągania*

Na Rys. 7 przedstawiono klasyczną próbkę do badań stali w zakresie gigacyklowym. Ponieważ jej geometria została wyznaczona na podstawie

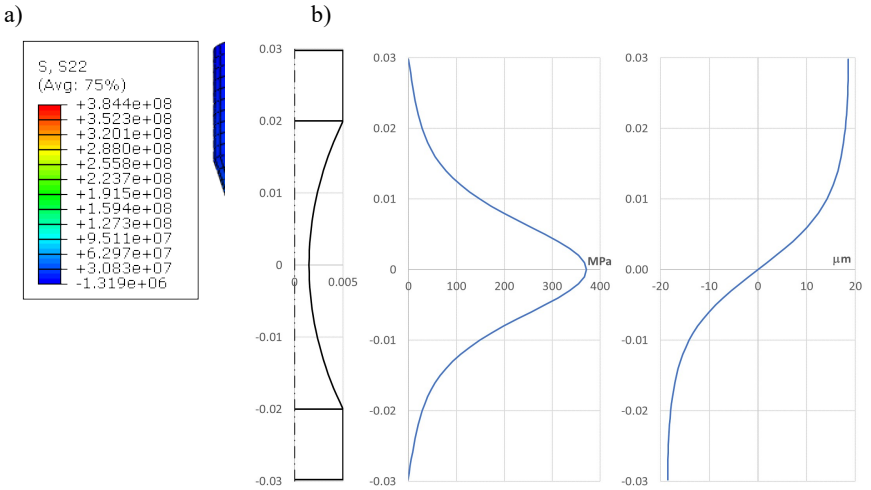
ogólnych danych materiałowych dotyczących stali (E = 210 000 MPa, ν = 0,3, ρ = 7800 kg/m^3), to należy ją zweryfikować dla rzeczywistych parametrów badanego materiału (E = 197 265 MPa, ν = 0,27, ρ = 7820 kg/m^3). Analizy te przeprowadzono w oparciu o oprogramowanie do obliczeń MES Abaqus.



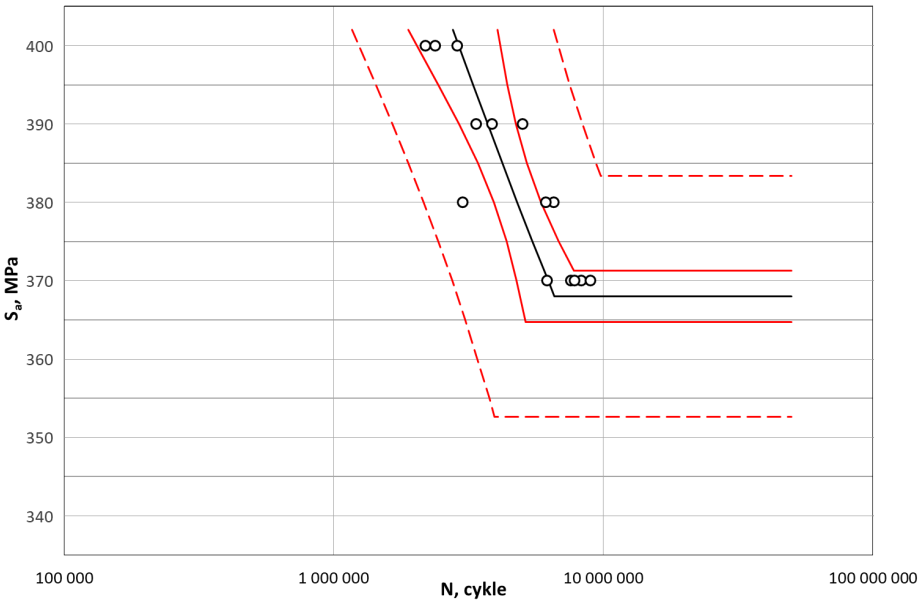
Rys. 7. *Główne wymiary próbki do badań w zakresie gigacyklowym stali*

W pierwszej kolejności wyznaczono wartość częstotliwości rezonansowej dla osiowego rozciągania-ściskania próbki. Ponieważ wynosi ona 19 864 Hz, to geometrię próbki uznać można za odpowiednią. Następnie dla częstotliwości rezonansowej wyznaczono rozkłady naprężenia w próbce dla wybranych poziomów amplitudy drgań na jej końcu. W ten sposób określono liniową zależność pomiędzy amplitudą drgań a uśrednionym naprężeniem w środkowej, najwęższej części próbki w postaci $\sigma_a = 20\,510 \cdot A$. Przyjęto uśrednioną wartość naprężenia ze względu na jego niewielkie spiętrzenie wynikające z przyjętego kształtu próbki. Naprężenie jest większe na powierzchni próbki i mniejsze w jej osi. Wartości te mieszczą się w zakresie ok. ±1% przyjętej wartości uśrednionej naprężenia. Rysunek 8a przedstawia rozkład naprężenia na powierzchni próbki w kierunku jej osi dla wartości σ_a = 380 MPa (A = 0,0185 mm) otrzymany na podstawie obliczeń MES. Rozkład naprężenia i przemieszczenia wzdłuż osi próbki przedstawiono na rysunku 8b.

Przy wykorzystaniu przedstawionej maszyny wytrzymałościowej zrealizowano dla stali S355J2+N dwa rodzaje badań zmęczeniowych. W pierwszej kolejności wyznaczono wartość granicy zmęczenia metodą Staircase wykorzystując wzory Dixon'a-Mood'a [13] do określenia jej wartości średniej i odchylenia standardowego. Na podstawie badania 21 próbek wyznaczono granicę zmęczenia Z_G = 368 ± 3,3 MPa. Następnie na podstawie wyników badań dla obciążeń powyżej granicy zmęczenia i poniżej 400 MPa wyznaczono wykres zmęczeniowy Wöhlera (Rys. 9). Ponadto przebadano 7 próbek w zakresie obciążeń od 200 MPa do granicy zmęczenia uzyskując maksymalną trwałość na najniższym poziomie wynoszącą 19,1 mld cykli.



Rys. 8. *Rozkład naprężeń w kierunku osi próbki na jej powierzchni (a) oraz rozkład naprężeń i przemieszczeń wzdłuż osi próbki (b) dla naprężenia uśrednionego σ_a = 380 MPa*



Rys. 9. *Wykres zmęczeniowy dla stali S355J2+N uzyskany na podstawie badań zrealizowanych na ultrasonicznej maszynie wytrzymałościowej ItalSigma MU26*

4. PODSUMOWANIE

Realizacja badań zmęczeniowych z wykorzystaniem ultrasonicznych maszyn wytrzymałościowych wprowadziła zupełnie nowe wymagania w stosunku do laboratoriów badawczych zainteresowanych ich wykonywaniem. O ile właściwości wytrzymałościowe wyznaczane w pierwszym etapie badań powinny stanowić standardowy etap związany z identyfikacją badanego materiału również w przypadku klasycznych badań zmęczeniowych, to już wymagany w badaniach ultrasonicznych etap weryfikacji numerycznej geometrii próbek lub jej opracowania dla dotychczas niebadanych materiałów stanowić może spory problem dla jednostek nieposiadających odpowiedniego oprogramowania MES lub doświadczenia w jego wykorzystaniu.

Wykorzystując ~~tę~~ zaproponowaną metodę badawczą w zakresie wysokocyklowym należy mieć świadomość, że w porównaniu z wynikami uzyskanymi klasycznymi hydraulicznymi maszynami wytrzymałościowymi, na których bada się próbki o innej geometrii i z reguły większych wymiarach, wyniki badań trwałości metodą ultrasoniczną mają tendencję do przyjmowania wyższych wartości. Jednak w przypadku zakresu gigacyklowego w zasadzie na razie jedyne ta metoda pozwala realizować praktycznie i ekonomicznie uzasadnione badania dla tak dużych trwałości zmęczeniowych.

Przedstawiona procedura badawcza została pozytywnie zweryfikowana i zwalidowana w Laboratorium Badań Materiałów i Konstrukcji Wydziału Inżynierii Mechanicznej Politechniki Bydgoskiej im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich ~~pozytywnie zweryfikowana i zwalidowana~~. Laboratorium, jako jednostka akredytowana przez Polskie Centrum Akredytacji, zamierza wprowadzić ją do swojego zakresu akredytacji.

LITERATURA

[1] KOCAŃDA S., SZALA J., Podstawy obliczeń zmęczeniowych, Warszawa, PWN, 1997.

[2] SHANIAVSKI A.A., SKVORTSOV G.V., Crack Growth In The Gigacycle Fatigue Regime For Helicopter Gears, Fatigue & Fracture Of Engineering Materials & Structures. 22, 7, 609–619 (1999).

[3] SHANYAVSKIY A., Fatigue limit – Material property as an opened or closed system? Practical view on the aircraft compo-nents failures in GCF area, International Journal of Fatigue. 28, 11, 1647–1657 (2006).

[4] BATHIAS C., PARIS P.C., Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice, New York, Marcel Dekker, 2005.

[5] JENKIN C.F.: High-frequency fatigue tests. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character. 109, 119–143, 1925.

[6] JENKIN C.F., LEHMANN G.D.: High frequency fatigue. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character. 125, 83–119, 1929.

[7] MASON W.P.: Piezoelectric crystals and their application to ultrasonics. New York : Van Nostrand, 1950.
[8] KIKUKAWA M., OHJI K., OGURA K.J.: The push-pull fatigue strength of mild steel at very high frequencies of stress up to 100 kHz. Transactions of the ASME, Serie D: Journal of Basic Engineering. 87, 1965.
[9] Branson DCX RM S Power Supply. Instruction Manual. 100-412-237 Rev. 01. Branson Ultrasonics Corporation, Danbury, USA, 2016.
[10] Ultrasonic Testing Machine MU26. Use and Maintenance Manual. ITALSIGMA S.r.l., Forlì, Italy, 2019.
[11] DIMITROV D., ARGIROV J., Ultrasonic Fatigue Testing of High Strength 33NiCrMoV14-5 Steel, Journal of Materials Science and Technology, 22, 4, 236-244, 2014.
[12] TOFIQUE M.W., Initiation and early crack growth in VHCF of stainless steels. Experimental and theoretical analysis, Doctoral Thesis, Karlstad University Studies, Universitetstryckeriet, Karlstad, 2016.
[13] DYLĄG Z., ORŁOŚ Z., Niektóre metody statystyczne opracowań wyników badań zmęczeniowych, Prace Instytutu Techniki Budowlanej. Seria II. Konstrukcje Inżynierskie i Budowlane, Nr 20-21, Wydawnictwo „Arkady", Warszawa 1962.

DARIUSZ SZPICA[1], ROMAN KACZYŃSKI[2]
[1]Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Instytut Inżynierii Mechanicznej, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok, d.szpica@pb.edu.pl,
[2]Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Instytut Inżynierii Mechanicznej, ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok, r.kaczynski@pb.edu.pl

UWZGLĘDNIENIE ZMIENNEJ SZTYWNOŚCI SKRĘTNEJ W MODELOWANIU DWUMASOWEGO KOŁA ZAMACHOWEGO

Abstract: The paper presents a simplified mathematical model of the dual mass flywheel (DMF) taking into account the variable torsional stiffness of the spring system. The model was based on the balance of external and internal forces. The developed model can be used in modelling the operation of the whole vehicle powertrain, or as a basis for assessing the impact of the DMF modification on its operation.

1. WPROWADZENIE

Działanie silnika spalinowego z uwagi na swoją cykliczność oraz liczbę cylindrów powoduje powstawanie drgań skrętnych w układzie napędowym pojazdu. Szczególnie zakres niskich prędkości obrotowych i dużych momentów obciążenia generuje drgania w wyniku czego powstaje hałas, co znacząco obniża poziom komfortu użytkowania pojazdu. Od samego początku starano się temu zapobiec, stosując w starszych konstrukcjach tłumik drgań skrętnych umieszczony w tarczy sprzęgłowej [1]. Z uwagi na mały kąt skręcenia układu i słabe tłumienie występował rezonans, objawiający się w zakresie niskich prędkości obrotowych szczególnie w silnikach o zapłonie samoczynnym. W późniejszych latach tłumik ten został zastąpiony przez dwumasowe koło zamachowe (DKZ) [2]. W tym przypadku układ tłumiący drgania skrętne został przeniesiony z tarczy sprzęgłowej na koło zamachowe silnika. Koło w tym przypadku składało się z masy pierwotnej i masy wtórnej, między którymi zastosowano sprężyny, a tłumienie realizowano na początku samym tarciem elementów, następnie dodano smar plastyczny. Zastosowane sprężyny łukowe umożliwiały zwiększenie kąta skręcenia masy pierwotnej względem wtórnej. Uporano się w ten sposób z rezonansem w zakresie niskich prędkości obrotowych [3].

Jednym z prekursorów we wdrażaniu DKZ była firma LuK, która w swoich badaniach [2] wykazała stosowalność tego rozwiązania. Pierwsze DKZ zaczęto montować seryjnie od 1985 roku i technika ta nadal jest rozwijana. Można spotkać rozbudowane układy tłumienia [4], również oparte o mechanizmy zębate, czy propozycje trzymasowych kół zamachowych [5, 6].

Modelowanie działania układów tłumiących w układzie napędowym, w tym DKZ realizuje się na różne sposoby. Z jednej strony wykorzystuje się komercyjne oprogramowanie, np. MSC ADAMS [7], Python i AVL Excite [8]. Z drugiej zaś strony tworzy własne modele matematyczne, które rozwiązuje się

w dedykowanym oprogramowaniu, głównie Matlab-Simulink [9]. Do opisu procesów wykorzystuje się stany równowagi sił wewnętrznych i zewnętrznych, a modele w zasadzie różnią się stopniami swobody [9, 10] lub zakresami pracy układu skrętnego [11]. Najprostsze modele wykorzystują drgania o jednej częstotliwości [9], gdzie działanie silnika napędowego jest zastępowane przebiegiem sinusoidalnym. Istotnymi zagadnieniami w opisach modelowych, które są warte podkreślenia, są rozruch i zatrzymanie układu [12] oraz modyfikacje [13]. Działanie DKZ pozwoliło na przesunięcie zjawiska rezonansu poniżej zakresu niskich prędkości obrotowych, jednak w przypadku rozruchu i zatrzymania może on wystąpić w granicznych przypadkach powodując uszkodzenie DKZ [7]. Modyfikacje koła połączone z procesem optymalizacji pozwalają w większym stopniu na uniknięcie usterek DKZ [10].

Celem opracowania było przedstawienie uproszczonego modelu dwumasowego koła zamachowego w którym zastosowano układ sprężyn realizujących zmienną sztywność zależnie od kąta skręcenia. Niezbędnym okazało się również wskazanie metody wyznaczania wejściowego momentu obrotowego na podstawie przebiegu ciśnienia w cylindrze silnika spalinowego, jak też sposobu definiowania i implementacji do modelu warunków początkowych. Wybrane do analizy warianty zdecydowano się określić na podstawie charakterystyki zewnętrznej silnika wysokoprężnego uznając je za przypadki graniczne.

2. DANE TECHNICZNE ANALIZOWANEGO UKŁADU

Analizowany układ składał się z silnika wysokoprężnego i dwumasowego koła zamachowego oraz odbiornika w postaci zastępczego układu napędowego pojazdu. Podstawowe dane techniczne silnika spalinowego przyjętego do analizy przedstawiono w Tabeli 1. Dwumasowym kołem zamachowym wchodzący w skład analizowanego układu było koło firmy LuK o numerze katalogowym 415 0168 10. Jest to bardzo popularny podzespół, montowany w pojazdach marek Ford, Jaguar, Citroen, Peugeot. Na Rys. 1 przedstawiono model CAD analizowanego DKZ.

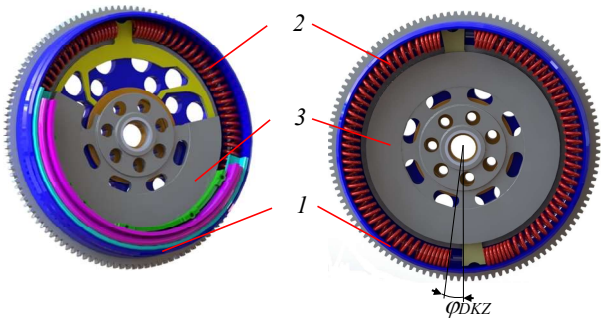
Na potrzeby obliczeń wykorzystano charakterystykę quasistatyczną DKZ LuK przedstawioną w [14], którą poddano modyfikacjom w celu zapewnienia zmiennej sztywności. Na Rys. 2 przedstawiono jedynie połowę charakterystyki dla przypadku kiedy silnik napędza pojazd. W modelu uwzględniono również drugą część charakterystyki będącą odbiciem w III ćwiartce układu współrzędnych.

Przyjmując zakresy kątów skręcenia DKZ zgodnie z Rys. 2: $\varphi_0 = 0{,}094$ rad; $\varphi_1 = 0{,}524$ rad; $\varphi_2 = 0{,}873$ ra]; wartości cząstkowych sztywności skrętnych przyjęto na poziomie: $C_1 = 355$ (N·m)/rad; $C_2 = 555$ (N·m)/rad oraz $C_3 = 5000$ (N·m)/rad.

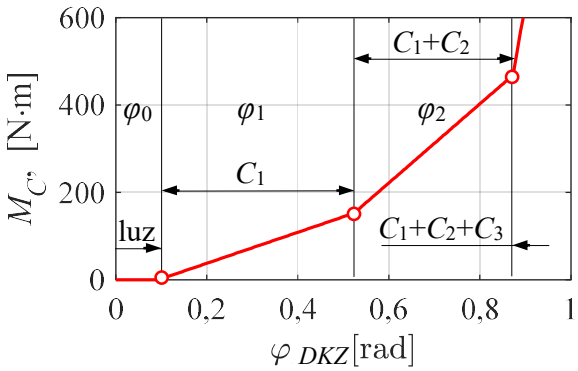
Tabela 1.

Podstawowe dane techniczne silnia 1.8 TDCi marki Ford

Parametr	Opis / wartość
Silnik	R4 / turbo o ZS
Objętość skokowa	$1753 \cdot 10^{-6}$ m^3
Kolejność pracy cylindrów	1-3-4-2
Moc max. / przy prędkości obrotowej	92 kW / 3700 obr/min
Max. moment obrotowy / przy prędkości obrotowej	320 N·m / 1800 obr/min
Stopień sprężania	19:1
Średnica tłoka / cylindra	$82{,}6 \cdot 10^{-3}$ m
Skok tłoka	$82 \cdot 10^{-3}$ m
Długość korbowodu	$130 \cdot 10^{-3}$ m
Masa elementów w ruchu postępowym	1,2 kg



Rys. 1. *Model CAD analizowanego DKZ LuK [16]:*
1 – masa pierwotna; 2 – układ sprężyn; 3 – masa wtórna.



Rys. 2*. Zmodyfikowana charakterystyka DKZ LuK opracowana na podstawie [14]*

W efekcie zależność opisująca M_C zależnie od kąta skręcenia masy pierwotnej względem wtórnej φ_{DKZ} ma postać:

$$M_C = \begin{cases} 0 \text{ dla } 0 \le \varphi_{DKZ} < \varphi_0 \\ C_1(\varphi_{DKZ} - \varphi_0) \text{ dla } \varphi_0 \le \varphi_{DKZ} < \varphi_1 \\ C_1(\varphi_{DKZ} - \varphi_0) + C_2(\varphi_{DKZ} - \varphi_1) \text{ dla } \varphi_1 \le \varphi_{DKZ} < \varphi_2 \\ C_1(\varphi_{DKZ} - \varphi_0) + C_2(\varphi_{DKZ} - \varphi_1) + C_3(\varphi_{DKZ} - \varphi_2) \text{ dla } \varphi_{DKZ} \ge \varphi_2 \end{cases} \quad (1)$$

W opracowaniu [14] wartość tłumienia opisano na podstawie charakterystyki quasistatycznej jako moment tarcia. Uznano, że jest to niewystarczające w przypadku szybkiego skręcania DKZ i na potrzeby opracowania przyjęto współczynnik proporcjonalności odpowiedzialny za tłumienie zgodnie z [13, 17, 18] na poziomie $B = 30$ (N·m·s)/rad. Na podstawie [16, 19] wartości masowych momentów bezwładności masy pierwotnej i wtórnej przyjęto na poziomie $J_p = 1{,}2$ kg·m^2 i $J_w = 0{,}88$ kg·m^2.

3. MODEL MATEMATYCZNY UKŁADU NAPĘDOWEGO Z DWUMASOWYM KOŁEM ZAMACHOWYM

W celu obliczenia momentu obrotowego generowanego przez silnik, w początkowym etapie należało wyznaczyć przebieg ciśnienia w cylindrze. Obliczenia ciśnienia podzielono na dwie części, z których pierwsza pozwoliła na wyznaczenie jedynie ciśnienia sprężania, natomiast druga – ciśnienia wynikającego ze spalania mieszaniny palnej znajdującej się w cylindrze. Do obliczenia przebiegu ciśnienia w cylindrze bez uwzględnienia spalania przyjęto na podstawie [20] zależność:

$$p_{cbs} = p_a \left(\frac{V_{\max}}{V_c} \right)^{\kappa}. \quad (2)$$

gdzie: p_a – ciśnienie atmosferyczne; $V_{\max} = V_{sc} + V_{ks}$ – objętość maksymalna cylindra; V_{sc} – objętość skokowa cylindra; $V_{ks} = V_{sc} / (\varepsilon - 1)$ – objętość komory spalania; V_c – chwilowa objętość cylindra; ε – stopień sprężania; κ – wykładnik potęgi.

Poprzez odpowiedni dobór wykładnika κ należy dążyć do zgodności wartości maksymalnej p_{cbs} otrzymanej z zależności (2) z wartością deklarowaną przez producenta silnika odnoszącą się do maksymalnego ciśnienia sprężania podawanego w materiałach technicznych. Objętość cylindra V_c zmienia się w zależności od wartości kąta obrotu wału korowego α:

$$V_c = V_{ks} + F_t \, R_w \left(1 - \cos(\alpha) + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)} \right) \right). \quad (3)$$

gdzie: $F_t = (\pi D_t^2) / 4$ – pole powierzchni tłoka; D_t – średnica tłoka/cylindra; R_w – promień wykorbienia; $\lambda = R_w / L_k$ – współczynnik korbowodowy; L_k – długość korbowodu.

Uwzględnienie spalania w obliczeniach przebiegu ciśnienia w cylindrze jest bardzo skomplikowane i zależne od wielu czynników procesowych uwzględniających charakter spalania, parametry regulacyjne, prędkość obrotową silnika i wiele innych [17, 21–24]. Dlatego zdecydowano się na modyfikację zależności przedstawionej w [25] do postaci:

$$p_{sp} = \frac{1}{F_t R_w} a \alpha_{sc}^{\ 2} e^{(-b\alpha_{sc})} . \tag{4}$$

gdzie: współczynniki a i b ujęto w postaci:

$$a = \frac{4\pi i M_{sr}}{\alpha_{sc\max}^3} ; \; b = \frac{2}{\alpha_{sc\max}} . \tag{5}$$

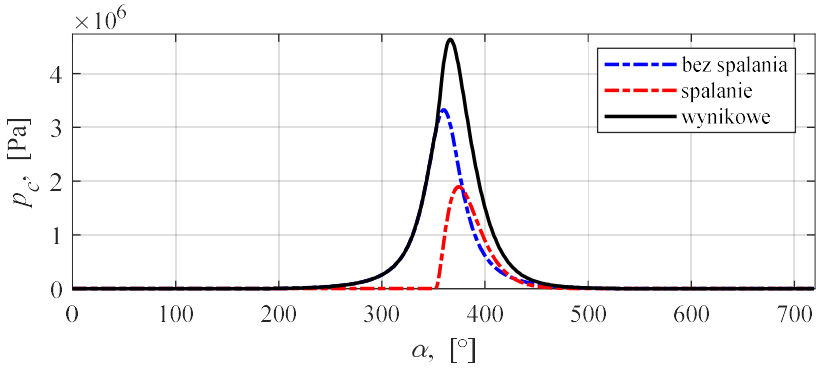
i – liczba cylindrów; M_{sr} – średni moment indykowany silnika w cyklu (w przypadku silnika 4-suwowego cykl wynosi 4 π); $\alpha_{sc} = \alpha - 360$ [º] – przesuniecie fazowe; $\alpha_{sc\max}$ – parametr decydujący o charakterze przebiegu krzywej ciśnienia.

Różne wartości $\alpha_{sc\max}$ pozwalają na uwzględnienie przewlekłości spalania, jak też wpływają na wartość maksymalną ciśnienia w cylindrze na skutek spalania mieszaniny palnej. Wynikowy przebieg ciśnienia w cylindrze silnika (6) otrzymujemy sumując (2) i (4):

$$p_c = p_{cbs} + p_{sp} . \tag{6}$$

gdzie: p_c – ciśnienie w cylindrze (wynikowe); p_{cbs} – ciśnienie bez spalania; p_{sp} – ciśnienie będące skutkiem spalania.

Na Rys. 3 przedstawiono przykładowe przebiegi ciśnień w cylindrze.



***Rys. 3**. Przebiegi ciśnień w cylindrze – dane: Tabela 1; M_{sr} = 40 N·m; α_{scmax} = 22,5 º; α_{sps} = –8 º; κ = 1,2*

Należy również uwzględnić przesunięcie fazowe ciśnienia wynikającego ze spalania p_{sp} względem GMP (górnego martwego punktu), które reprezentuje kąt początku spalania α_{sps}.

Mając do dyspozycji przebieg ciśnienia wynikowego z jednego cylindra można obliczyć indykowany moment obrotowy generowany przez jeden cylinder silnika M_{i1c} pracującego w stanie bez średniego przyspieszenia kątowego $\varepsilon = 0$ rad /s^2 [16] (7). Pierwszy człon reprezentuje wpływ ciśnienia w cylindrze, drugi zaś wpływ bezwładności.

$$M_{i1c} = R_w F_t S p_c - R_w^2 m_A S \left(\cos(\alpha) + \lambda \cos(2\alpha)\right) \omega^2 , \tag{7}$$

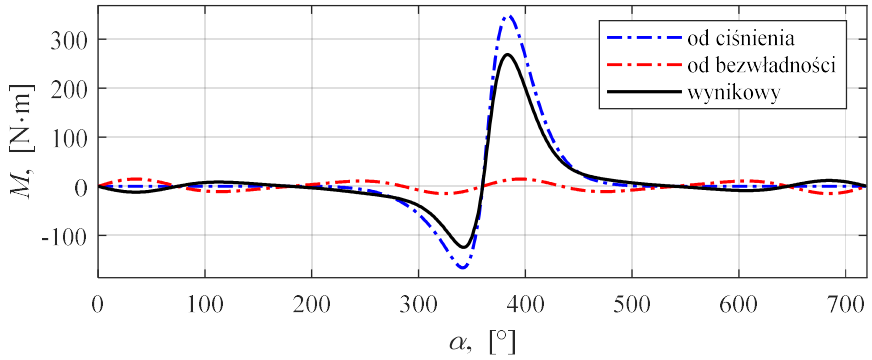
gdzie: m_A – masa elementów w ruchu postępowym; $\omega = (2 \pi n) / 60$ – prędkość kątowa wału korbowego; S przyjęto jako:

$$S = \frac{\lambda \sin(2\alpha)}{2 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)} + \sin(\alpha) . \tag{8}$$

Chcąc odzwierciedlić rzeczywiste (efektywne) wartości momentu obrotowego należy uwzględnić sprawność mechaniczną (9), którą według [26] można przyjąć na poziomie $\eta = 0{,}80$

$$M_{o1} = M_{i1c} \, \eta . \tag{9}$$

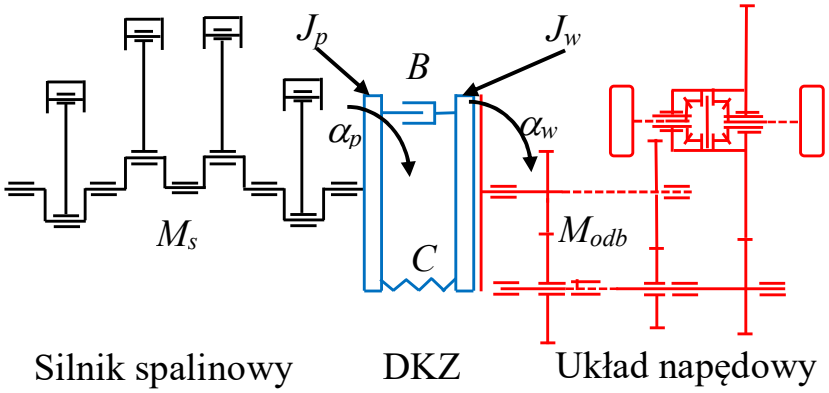
Na Rys. 4 przedstawiono przykładowe przebiegi momentów obrotowych występujących w przypadku działania jednego cylindra silnika.



Rys. 4. *Przebiegi momentów obrotowych w przypadku działania jednego cylindra silnika – dane: Tabela 1 oraz Rys. 3, M_{sr} = 40°N·m, n = 1000°obr/min*

Dysponując momentem obrotowym generowanym przez jeden cylinder M_{o1} można dodać pozostałe pracujące cylindry z odpowiednim przesunięciem fazowym otrzymując w wyniku takiego działania moment obrotowy silnika wielocylindrowego M_s.

Przyjmując schemat analizowanego układu zgodnie z Rys. 5 można zapisać układ równań bazujący na siłach zewnętrznych i wewnętrznych w odniesieniu do masy pierwotnej i wtórnej jako



Rys. 5. *Schemat analizowanego układu Silnik-DKZ-Odbiornik*

$$\begin{cases} J_p \cdot \ddot{\alpha}_p = M_s - \left(C\varphi_{DKZ} + B\,\dot{\varphi}_{DKZ}\right) \\ J_w \cdot \ddot{\alpha}_w = \left(C\,\varphi_{DKZ} + B\,\dot{\varphi}_{DKZ}\right) - M_{odb} \end{cases} \tag{10}$$

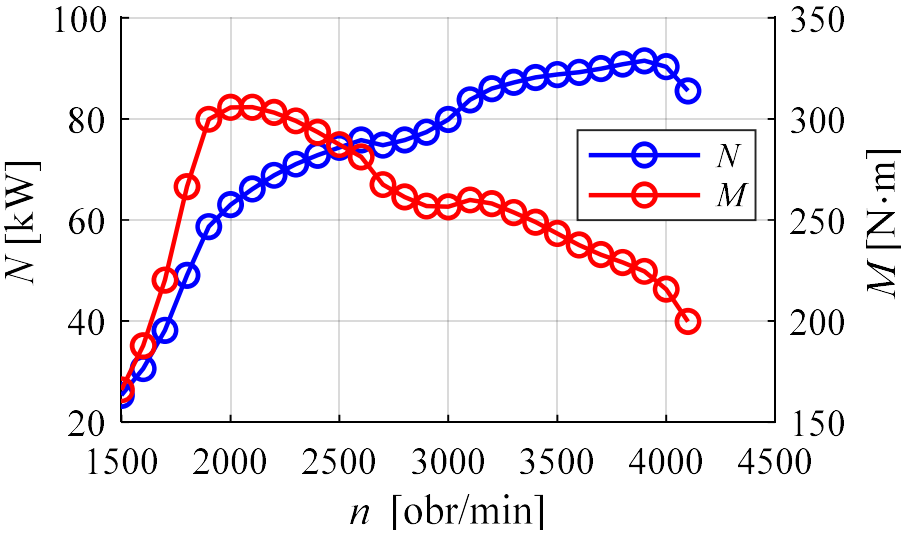
gdzie: φ_{DKZ}, $\dot{\varphi}_{DKZ}$ – odpowiednio przemieszczenia i prędkości masy pierwotnej względem wtórnej opisane jako:

$$\varphi_{DKZ} = \left(\alpha_p - \alpha_w\right);\ \dot{\varphi}_{DKZ} = \left(\dot{\alpha}_p - \dot{\alpha}_w\right). \tag{11}$$

J_p oraz J_w – masowe momenty bezwładności masy pierwotnej i wtórnej; C – zmienna sztywność układu sprężyn zgodnie z (1); B – współczynnik proporcjonalności przy tłumieniu; α_p, α_w, $\dot{\alpha}_p$, $\dot{\alpha}_w$, $\ddot{\alpha}_p$, $\ddot{\alpha}_w$ – odpowiednio przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia kątowe masy pierwotnej i wtórnej; M_{odb} – moment obrotowy odbiornika, w tym przypadku reprezentujący układ napędowy pojazdu.

4. WYNIKI OBLICZEŃ

W toku obliczeniowym przeanalizowano 3 warianty określone na podstawie charakterystyki zewnętrznej silnika wysokoprężnego 1.8 TDCi samochodu Ford Mondeo (Rys. 6). Charakterystykę zewnętrzną silnika wyznaczono na hamowni podwoziowej LPS 3000 Maha znajdującej się w Laboratorium pojazdów samochodowych Wydziału Mechanicznego Politechniki Białostockiej.



Rys. 6. *Charakterystyka zewnętrzna silnika 1.8 TDCi pojazdu Ford Mondeo*

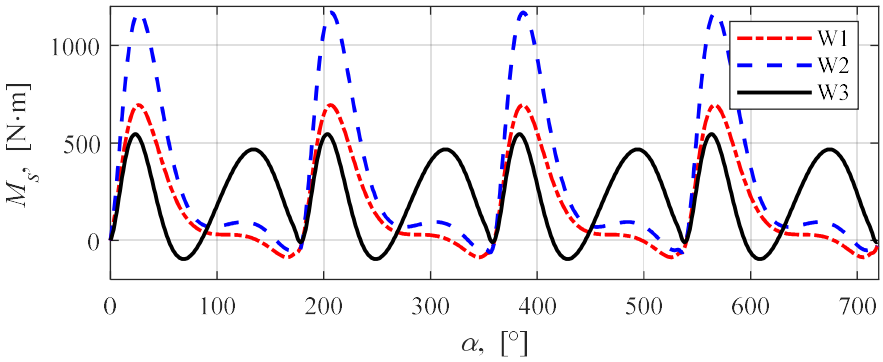
Wartości charakterystyczne analizowanych wariantów tj. prędkości obrotowe i odpowiadające im wartości momentu obrotowego przedstawiono w Tabeli 2. Skupiono się na minimalnej prędkości obrotowej z badania na hamowni podwoziowej, prędkościach odpowiadających maksymalnemu momentowi obrotowemu i maksymalnej mocy. W Tabeli 2 zamieszczono również wartości współczynników charakteryzujących wykres indykatorowy. Stwierdzono, że wartości uzyskane na hamowni podwoziowej nieco odbiegają od katalogowych przedstawionych przez producenta (Tabela 1).

Tabela 2.

Warianty przyjęte do analizy

Wariant	n [obr/min]	M_{sr} [N·m]	κ [-]	α_{scmax} [°]	α_{sps} [°]
W1	1500	166			
W2	2100	305,8	1,2	23,45	-8
W3	3900	224,6			

Dla przedstawionych w Tabeli 2 wariantów przebiegi obliczonych na podstawie wykresów indykatorowych momentów obrotowych silnika miały postać przedstawioną na Rys. 7. Przebiegi te stanowiły dane wejściowe do dalszych obliczeń układu z DKZ.



Rys. 7. *Przebiegi momentów obrotowych dla analizowanych wariantów (wg Tabeli 2)*

Do rozwiązania układu równań różniczkowych (10) wykorzystano środowisko Matlab-Simulink. W tym celu konieczne było przekształcenie układu równań do postaci:

$$\begin{cases} \ddot{\alpha}_p = \dfrac{M_s - \left(C\,\varphi_{DKZ} + B\,\dot{\varphi}_{DKZ}\right)}{J_p} \\ \ddot{\alpha}_w = \dfrac{\left(C\,\varphi_{DKZ} + B\,\dot{\varphi}_{DKZ}\right) - M_{odb}}{J_w} \end{cases} \tag{12}$$

W dalszym etapie układ równań (12) zapisano z wykorzystaniem systemu blokowego i połączeń sygnałów w Simulink`u (metoda Kelvina), a jego rozwiązania poszukiwano numerycznie wykorzystując metodę niejawnych trapezów połączoną z różniczkowaniem wstecznym.

W każdym z analizowanych wariantów przyjęto założenie stabilnej pracy układu, gdzie średni moment obrotowy silnika spalinowego będzie równoważny z momentem odbiornika:

$$M_{sr} = M_{odb} = \text{const} \tag{13}$$

W wielu przypadkach [13, 27–29] warunki początkowe niezbędne do rozwiązania układu (12) ustala się na poziomie prędkości kątowej masy wtórnej równej 0 [rad/s], oraz względnym przemieszczeniu masy pierwotnej względem wtórnej na 0 rad, co skutkuje dłuższym czasem do ustabilizowania układu. W opracowaniu przyjęto zgodnie z [16, 19] warunki początkowe w postaci:

$$\begin{aligned} \omega_w\left(t = 0\,[\text{s}]\right) &= \frac{2\,\pi\,n}{60}; \\ \varphi_{DKZ}\left(t = 0\,[\text{s}]\right) &= \frac{M_{sr}}{C}. \end{aligned} \tag{14}$$

Do ustalenia wartości początkowej φ_{DKZ} konieczne jest wykorzystanie odwrotnej charakterystyki przedstawionej na Rys. 2.

Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci przebiegów momentów i prędkości obrotowych masy pierwotnej m_p i masy wtórnej m_w, oraz kąta skręcenia φ_{DKZ}. Celem lepszego zorientowania w wartościach prędkości obrotowych przedstawiono je w [obr/min], a kąty skręcenia w [º]. Stwierdzono stabilizację przebiegów po ok. 0,2 s, a same przebiegi przedstawiono dla czasu ich trwania wynoszącym 0,1 s.

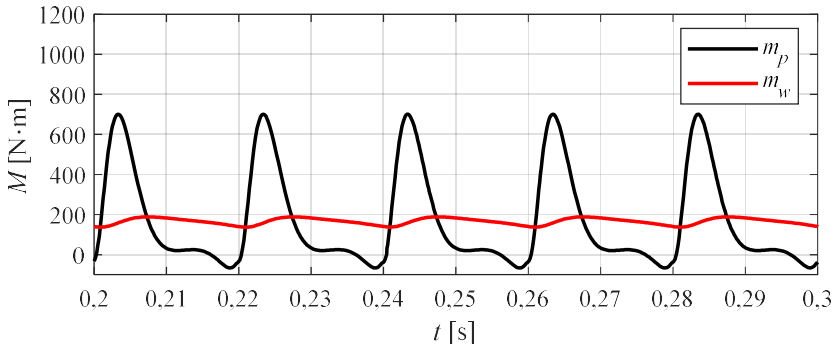
Analizując przebiegi momentów obrotowych przedstawionych na Rys. 8 widoczna jest korelacja przebiegów masy pierwotnej m_p z przebiegami przedstawionymi na Rys. 7 dla każdego z wariantów. W wyniku działania DMF oscylacje przebiegów masy wtórnej m_w znacząco spadają, szczególnie w wariancie W2 (Rys. 7b). Widoczny jest również wpływ częstotliwości (prędkości obrotowej silnika) na tłumienie drgań.

W przypadku przebiegów prędkości obrotowych najmniejsze amplitudy oscylacji masy wtórnej m_w wynoszące poniżej 1 obr/mim odnotowano w wariancie W3 (Rys. 9c), przy amplitudach masy pierwotnej m_p na poziomie 1 obr/mim. Jest to skutkiem najwyższej z analizowanych częstotliwości wynikającej z prędkości obrotowej silnika. W pozostałych wariantach (Rys. 9a i b) amplitudy oscylacji prędkości obrotowych masy wtórnej m_w przekraczają 1 obr/mim, przy amplitudach masy pierwotnej m_p przekraczających 5 obr/mim.

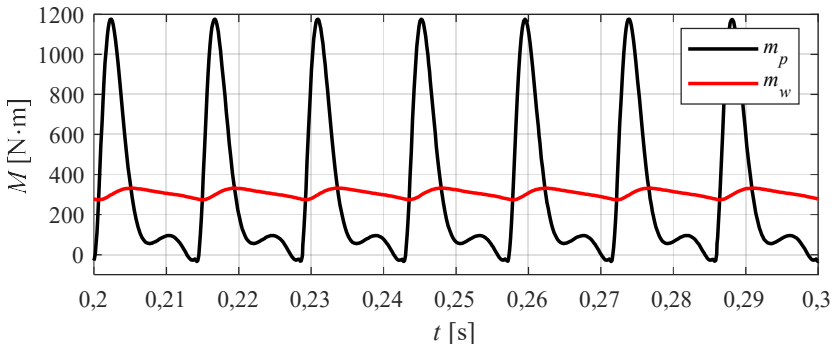
Przyjęte do analizy warianty z uwagi na wartości momentów obrotowych spowodowały, że każdy z nich przekroczył kąt 0,524 rad](30 º) skręcenia masy pierwotnej względem wtórnej φ_{DKZ} i znalazł się poniżej 0,873 rad (50 º) (Rys. 10). Zgodnie z Rys. 2 w tym zakresie charakterystyka bazuje na dwóch sztywnościach C_1 i C_2, a sam zakres opisywany jest jako φ_2. Na Rys. 10 wykazano korelację pomiędzy wartością momentu obrotowego przypisaną poszczególnym wariantom, a kątem skręcenia mas względem siebie φ_{DKZ}.

Wyniki potwierdzają poprawność zaproponowanego modelu oraz sposobu jego rozwiązania z kształtowaniem warunków początkowych włącznie. Modyfikując odpowiednio sztywności układu sprężyn i przyjmując szerszy wachlarz momentów obrotowych można na podstawie zaproponowanego modelu ocenić wpływ proponowanych modyfikacji na działanie DKZ. Opracowany model może być również wykorzystany jako subsytem w modelowaniu działania całego układu napędowego pojazdu.

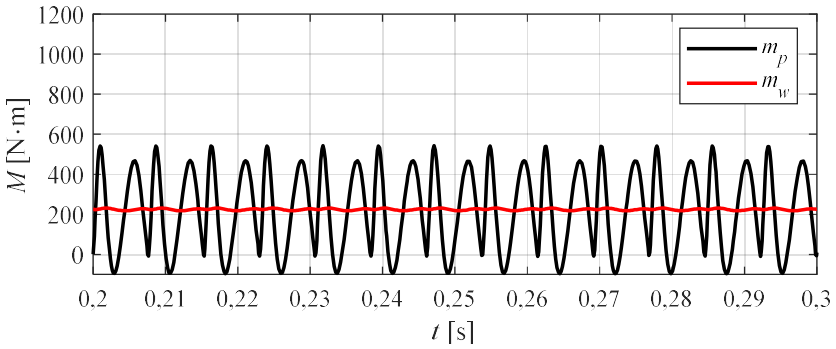
a)



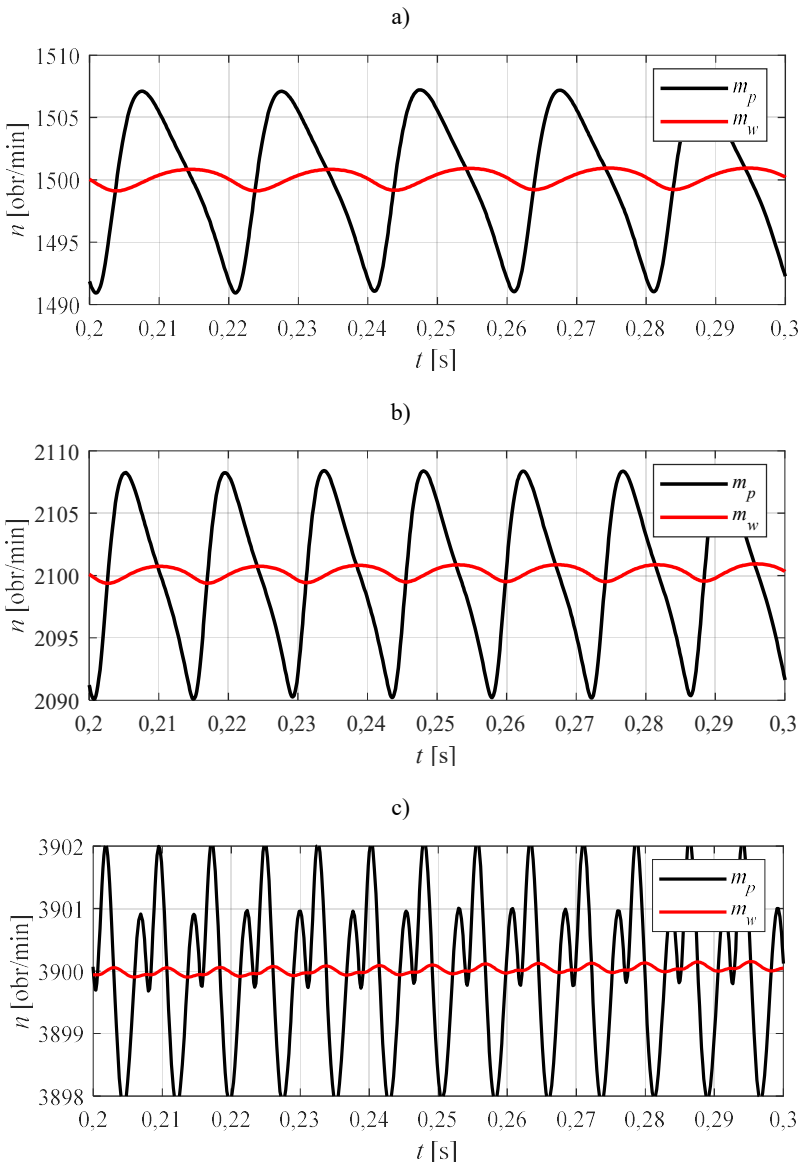
b)



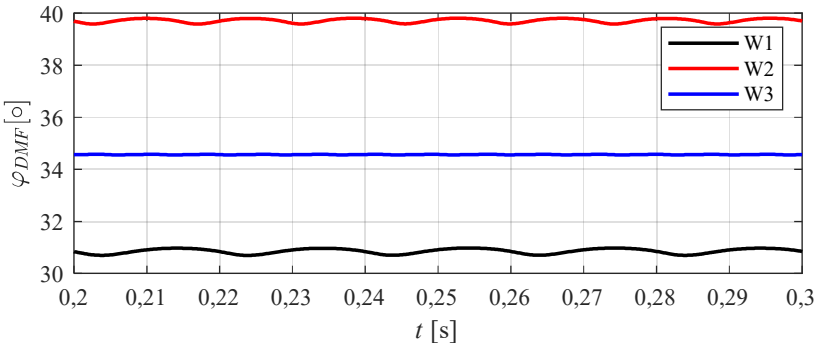
c)



Rys. 8. *Przebiegi momentów obrotowych dla analizowanych wariantów: m_p – masa pierwotna; m_w – masa wtórna; a – odpowiada wariantowi W1; b – odpowiada wariantowi W2; a – odpowiada wariantowi W3;*



Rys. 9. *Przebiegi prędkości obrotowych dla analizowanych wariantów: m_p – masa pierwotna; m_w – masa wtórna; a – odpowiada wariantowi W1; b – odpowiada wariantowi W2; a – odpowiada wariantowi W3*



Rys. 10. *Przebiegi kątów skręcenia masy pierwotnej względem wtórnej: W1-3 – warianty*

5. PODSUMOWANIE

Dwumasowe koło zamachowe (DKZ) stanowi integralny podzespół układu napędowego współczesnego pojazdu. W opracowaniu przedstawiono metodologię tworzenia modelu matematycznego opisującego działanie DKZ. Podstawą w opracowaniu było wykorzystanie bilansu sił zewnętrznych i wewnętrznych do opisu ruchu masy pierwotnej i wtórnej. Sygnał wejściowy w postaci przebiegu momentu obrotowego silnika 4-cylindrowego obliczono na podstawie przebiegu ciśnienia w cylindrze. Istotną częścią modelu było wykorzystanie charakterystyki zmiennej sztywności układu sprężyn, którą ujęto również w poszukiwaniu warunku początkowego dotyczącego wstępnego skręcenia mas względem siebie przy narzuconym momencie obrotowym przenoszonym przez układ. Dodatkowo warunek początkowy prędkości obrotowej masy wtórnej określano na podstawie średniej prędkości kątowej masy pierwotnej, co pozwoliło na znaczne skrócenie czasu niezbędnego do ustabilizowania się układu. Analiza wyników pozwoliła na stwierdzenie poprawności przyjętych założeń i metody obliczeniowej. Uzyskano znaczne zmniejszenie oscylacji zarówno momentu obrotowego i prędkości obrotowej w odniesieniu do masy wtórnej względem masy pierwotnej. Największe różnice w oscylacjach momentu obrotowego odnotowano w wariancie odpowiadającym maksymalnemu momentowi obrotowemu z charakterystyki zewnętrznej. Uwidocznił się wpływ częstotliwości wynikającej z prędkości obrotowej na zdolność tłumienia analizowanego układu. Z oscylacji wejściowych wynoszących ok. 1200 N·m udało się na wyjściu zmniejszyć je do ok. 100 N·m. Najmniejsze oscylacje prędkości obrotowych odnotowano dla wariantu maksymalnej analizowanej prędkości obrotowej i wynosiły one poniżej 1 obr/mim, z kolei największe – przy minimalnej analizowanej prędkości obrotowej, gdzie przekraczały one 5 obr/mim. Rozpatrzone warianty obliczeniowe przy różnych prędkościach i momentach obrotowych wykazały w efekcie różne kąty skręcenia mas względem siebie. Każdy z wariantów wykazał

kąt skręcenia większy niż 0,524 rad przez co charakterystyka DKZ bazowała na dwóch sztywnościach sprężyn.

Przedstawiony w opracowaniu tok obliczeniowy wraz ze sposobem definiowania warunków początkowych może być wykorzystany w analizach modyfikowanych DKZ, jak również stanowić subsystem całego układu napędowego pojazdu.

Badania były finansowane z dotacji Ministerstwa Edukacji i Nauki RP dla dyscypliny inżynieria mechaniczna na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej WZ/WM-IIM/4/2020.

LITERATURA

[1] SZPICA D., CZABAN J.: Stanowisko do badania tłumika drgań skrętnych tarczy sprzęgłowej samochodu osobowego. Podstawy konstrukcji maszyn : kierunki badań i rozwoju, 2011, pp. 339–345, Politechnika Gdańska, Gdańsk
[2] REIK W.: Torsional vibration isolation in the drive train - an evaluative study. 4th LuK Symposium, 1990, pp. 125–146, Herzogenaurach, Germany
[3] FIDLIN A., SEEBACHER R.: DMF simulation techniques. 8th LuK Symposium, 2006, pp. 55–71, Herzogenaurach, Germany
[4] ZF FRIEDRICHSHAFEN AG: Kupplungssysteme Für Pkw bis 1.000 Nm, 2017
[5] BERBYUK V.: Weight-vibration pareto optimization of a triple mass flywheel for heavy-duty truck powertrains. Machines 2020, 8, 50, 13p
[6] SHAW, W.L.: Triple mass flywheel, United States Patent Application 20190011010, 16/066691, 2019
[7] CHEN Z.Y., MAO Y., SHI W.K., ZHANG G.H.: Research on torsional vibration of powertrain with dual mass flywheel in start-stop conditions. Beijing Ligong Daxue Xuebao/Transaction Beijing Inst. Technol. 2016, 36p
[8] JOHANSSON D., KARLSSON K.: Simulation models of Dual Mass Flywheels, Master's thesis, Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Goteborg, Sweden, 2017, 45p
[9] SCHWEINFURT H.B.: Systematic search for and vibratory assessment of new action principles for alternative rotary vibration decoupling systems in the passenger car driveline. Drive Syst. Tech. 2004, 6, pp. 3–12
[10] HE L., XIA C., CHEN S., GUO J., LIU Y.: Parametric investigation of Dual-Mass Flywheel based on driveline start-up torsional vibration control. Shock Vib. 2019, 12p
[11] WANG Y., QIN X., HUANG S., DENG S.: Design and analysis of a multi-stage torsional stiffness dual mass flywheel based on vibration control. Appl. Acoust. 2016, 104, pp. 172–181
[12] MOHIRE S., BURDE R.: Evaluation of interdependent behavior of dual mass flywheel (DMF) and engine starting system. SAE Tech. Pap. 2010-04-12, 2010, 8p

[13]BERBYUK V.: Design optimization of torsional vibration absorbers for heavy-duty truck drivetrain systems. Vibration. 2019, 2(3), pp. 240–264
[14]CZABAN J., SZPICA D.: The initial diagnostics of the dual–mass flywheel in quasi–static conditions. Combust. Engines. 2013, 3, pp. 643–646
[15]HAYNES PUBLISHING: Ford Mondeo Petrol & Diesel (Apr 07 - 14) Haynes Repair Manual. Haynes Publishing Group, Somerset, 2014, 364p
[16]SZPICA D.: Modelling of the operation of a Dual Mass Flywheel (DMF) for different engine-related distortions. Math. Comput. Model. Dyn. Syst. 2018, 24, pp. 623–640
[17]WALTER A., KIENCKE U., JONES S., WINKLER T.: Misfire detection for vehicles with dual mass flywheel (DMF) based on reconstructed engine torque. SAE Tech. Pap. 2007-01-3544, 2007, 11p
[18]HARIS A., MOTATO E., THEODOSSIADES S., RAHNEJAT H., KELLY P., VAKAKIS A., BERGMAN L.A., MCFARLAND D.M.: A study on torsional vibration attenuation in automotive drivetrains using absorbers with smooth and non-smooth nonlinearities. Appl. Math. Model. 2017, 46, pp/ 674–690
[19]KISZŁO P.: Modelowanie działania dwumasowego koła zamachowego. Praca dyplomowa magisterska, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka, Białystok, 2021, 106p
[20]ROMERS L.H.J.: Automatic generation of combustion engine models using MatLab & Idle drive train model in MatLab/Simulink. DCT rapporten 2006.038, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven 2006, 71 p
[21]ISERMANN R.: Engine Modeling and Control. Springer, Berlin, Heidelberg 2014, 637 p
[22]GUZZELLA L., ONDER C.H.: Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems. Springer, Berlin, Heidelberg, 2010, 354 p
[23]YAOJUNG S., CHUNG-HUNG P., MOSKWA J.J.: Advanced dynamic spark ignition engine modelling for diagnostics and control. Int. J. Veh. Des. 1994, 15(6), pp. 578-594
[24]KJERGAARD L., NIELSEN S., VESTERHOLM T., HENDRICKS E.: Advanced nonlinear engine idle speed control systems. SAE Tech. Pap. 940974, 1994, 13 p
[25]ISERMANN R., SCHAFFNIT J., SINSEL S.: Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems. Control Eng. Pract. 1999, 7, pp. 643–653
[26]HEYWOOD J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals Second Edition. McGrawHill Education, New York, 2018, 1056 p
[27]WRAMNER L.: Torsional vibrations in truck powertrains with dual mass flywheel having piecewise linear stiffness. Proceedings of the 9th European Nonlinear Dynamics ENOC, 2017, 10p

[28] SCHAPER U., SAWODNY O., MAHL T., BLESSING U.: Modeling and torque estimation of an automotive dual mass flywheel. Proceedings of the American Control Conference 2009, pp. 1207–1212
[29] CHEN L., ZENG R., JIANG Z.: Nonlinear dynamical model of an automotive dual mass flywheel. Adv. Mech. Eng. 2015, 7, pp. 1–11

GRZEGORZ ŚWIACZNY[1], MAREK WYLEŻOŁ[2]
[1]Uczelnia, email: Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska; grzegorz.swiaczny@gmail.com
[2]Uczelnia, email: Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska; marek.wylezol@polsl.pl

EFEKTYWNE TWORZENIE MODELI 3D Z UŻYCIEM SYSTEMÓW KLASY CAx

Abstract: This article deals with basic concepts in the field of computer aided engineering. The author presents the requirements directly related to the process of creating 3D models and characterizes a person responsible for creating these models - a constructor. The purpose of the article is to pay attention to the process of designing an element in the phase of creating a 3D model that has a significant impact on the successful course of other phases of the project.

Nieustanny postęp technologiczny w branży przemysłowej i postępujące za tym coraz większe wymagania projektowe dla finalnego wyrobu sprawiają, że efektywne tworzenie modeli 3D z użyciem systemów klasy CAx zaczyna odgrywać coraz większą rolę w pomyślnej realizacji projektu. Współczesne systemy klasy CAx umożliwiają nie tylko utworzenie dokumentacji 3D, ale również zapewniają środki i metody jej modyfikacji. Cechy te mają kluczowe znaczenie w kontekście efektywności tworzenia takiej dokumentacji, ponieważ dają one możliwość uzyskania optymalnego rozwiązania. Oczywiście wspomniane cechy współczesnych systemów klasy CAx są tylko „narzędziem" w rękach konstruktora, który posługując się nimi do owego optymalnego rozwiązania powinien dążyć.

Zasadniczo ocena cech konstruktora, a przede wszystkim efektywne wykorzystywanie narzędzi CAx rzadko jest przedmiotem publikacji. Zwykle inżynierowie bazują na swoich wieloletnich doświadczeniach w odniesieniu np. do reprezentowanej branży przemysłu. Bogatym źródłem informacji w obszarze efektywności wykorzystania systemów CAx są też doświadczenia w realizowanym wieloletnim procesie nauczania metodyki modelowania w ramach uczelni technicznych.

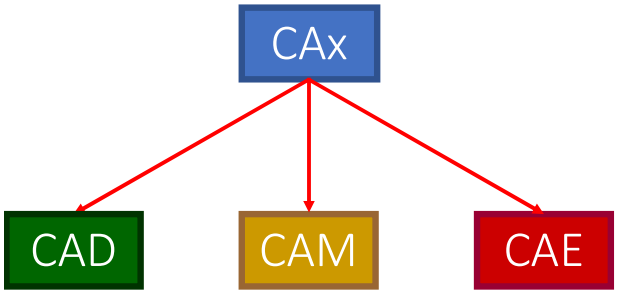
Mimo, że poruszane tematy dotyczą ogólnie pojętych systemów klasy CAx, to przedstawione przykłady zostały opracowane z użyciem tylko jednego z nich – CATIA v5. Jednak ich fundamentalny i uniwersalny charakter sprawia, że w istocie dotyczą one każdego innego systemu umożliwiającego projektowanie parametryczne.

Bazując na szerokich doświadczeniach autorów w pracy poruszono kwestie odpowiadające ogólnie przyjętym standardom i regułom projektowym i opisywane zagadnienia nie kolidują z innymi wymogami w odniesieniu do osoby konstruktora. Czym zatem są systemy klasy CAx? Systemy klasy CAx będące częścią idei tzw. zintegrowanego wytwarzania CIM (ang. Computer Integrated Manufacturing) to systemy komputerowego wspomagania ogólnie

pojętych prac inżynierskich [1]. W skład tych systemów wchodzi kilka specjalizacji m.in.:

- **CAD** – ang. Computer Aided Design – komputerowe wspomaganie projektowania,
- **CAM** – ang. Computer Aided Manufacturing – komputerowe wspomaganie wytwarzania,
- **CAE** – ang. Computer Aided Engineering – komputerowe wspomaganie obliczeń i analiz inżynierskich,
- **CAP** – ang. Computer Aided Planning – komputerowe wspomaganie planowania procesów,
- **CAQ** – ang. Computer Aided Quality Assurance – komputerowe wspomaganie sterowania jakością.

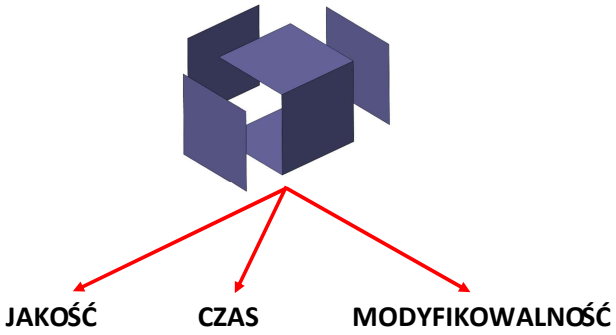
Ponieważ specjalizacje te mogą być połączone w postaci jednego systemu, to taki system nazywamy systemem klasy CAx, gdzie „x" symbolizuje więcej niż jedną specjalizację (Rys. 1). Natomiast efektywne tworzenie modeli 3D ściśle związane jest z komputerowym wspomaganiem projektowania, czyli CAD.



***Rys. 1**. Schemat systemu CAx składającego się ze specjalizacji CAD, CAM i CAE*

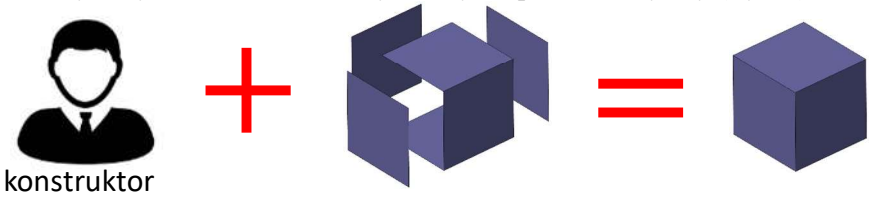
Efektywne tworzenie modeli 3D jest uwarunkowane trzema głównymi wymaganiami (Rys. 2):

I. pierwsze wymaganie odnosi się do **JAKOŚCI** i mówi, że model 3D powinien być technologiczny (fizycznie wykonalny) i spełniać wymogi klienta (np. wizualne, wytrzymałościowe itd.),
II. drugie wymaganie odnosi się do **CZASU** i mówi, że model 3D powinien być wykonany w zadanym (jak najkrótszym) czasie,
III. trzecie wymaganie odnosi się do pojęcia **MODYFIKOWALNOŚCI** i oznacza, że model 3D powinien być podatny na modyfikacje.



***Rys. 2**. Trzy główne wymagania efektywnego tworzenia modeli 3D*

Z efektywnym tworzeniem modeli 3D nieodłącznie związana jest osoba je tworząca – konstruktor. Jego wiedza i doświadczenie mają decydujący wpływ na to czy dany model 3D będzie wykonany w sposób efektywny (Rys. 3).



***Rys. 3**. Konstruktor będący podmiotem procesu konstrukcyjnego mający decydujący wpływ na efektywność tworzenia modeli 3D z użyciem systemów klasy CAx*

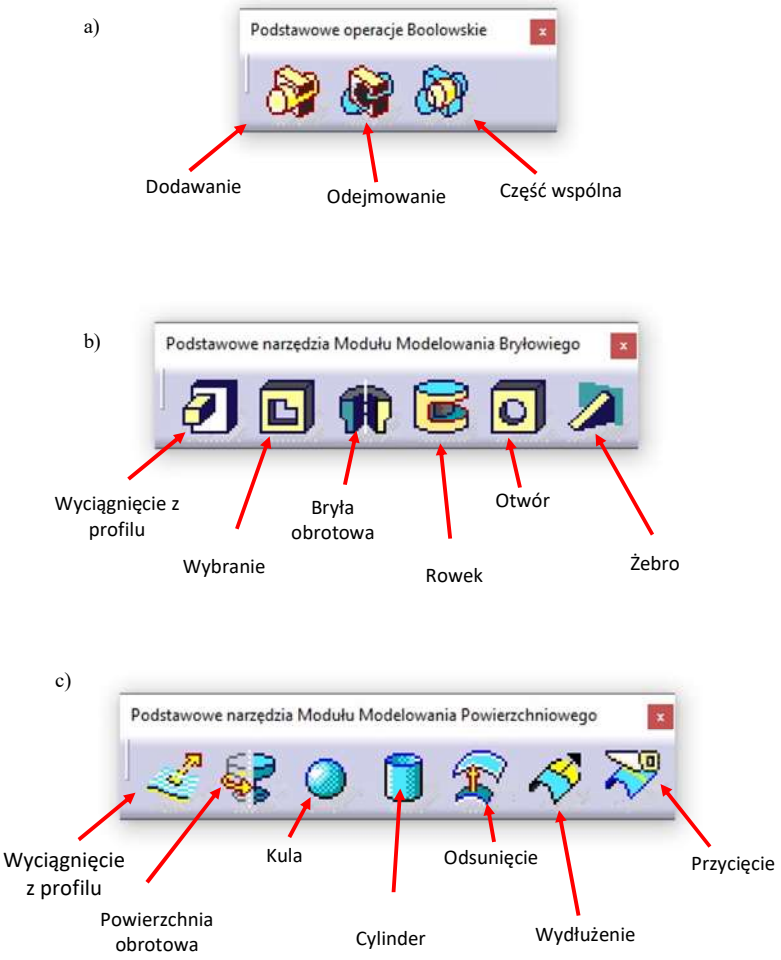
W związku z powyższym, konstruktor powinien wykazywać cztery kluczowe cechy:

1. Pierwszą cechą jest **znajomość narzędzi systemu klasy CAx** (a ściślej, narzędzi modułów do tworzenia modeli 3D). Oznacza to, że konstruktor powinien znać możliwości systemu klasy CAx na którym pracuje i wiedzieć w jaki sposób skorzystać z dostępnych w nim narzędzi. Na Rysunku 4 przedstawiono przykładowe paski narzędziowe jednego z systemów klasy CAx – CATIA v5, które zawierają kolejno:

a) podstawowe operacje Boolowskie takie jak: Dodawanie, Odejmowanie czy tworzenie części wspólnej brył modelu 3D (Część Wspólna),

b) podstawowe narzędzia Modułu Modelowania Bryłowego, które umożliwiają wykonywanie operacji bezpośrednio na bryle modelu 3D,

c) podstawowe narzędzia Modułu Modelowania Powierzchniowego, które umożliwiają wykonywanie operacji na powierzchniach tego samego modelu 3D.

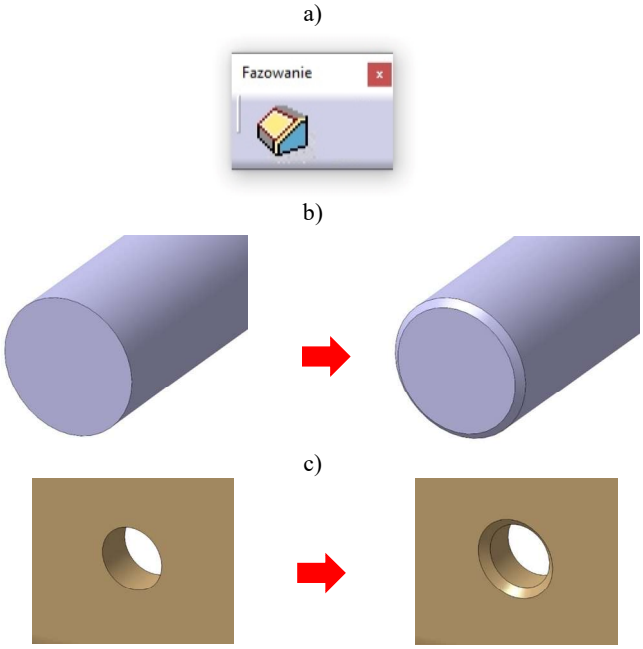


***Rys. 4**. Przykładowe paski narzędziowe jednego z systemów klasy CAx – CATIA v5: a) podstawowe operacje Boolowskie, b) podstawowe narzędzia Modułu Modelowania Bryłowego, c) podstawowe narzędzia Modułu Modelowania Powierzchniowego*

Rozwijając nieco temat samych modułów do tworzenia modeli 3D należałoby wrócić do wcześniej przedstawionej klasyfikacji poszczególnych specjalizacji w systemach klasy CAx. Zgodnie z tą klasyfikacją efektywne tworzenie modeli 3D ściśle związane jest z komputerowym wspomaganiem projektowania, czyli CAD. Jednak system CAD może być dodatkowo podzielony na tzw. moduły, mające na celu pogrupowanie narzędzi i – związanych z nimi - metod modelowania, a tym samym zapewnienie pewnej przejrzystości podczas ich doboru do określonych sytuacji na danych etapach tworzenia modelu 3D. Dodatkowo - jako rozwinięcie opisywanej cechy - należy

wspomnieć o konieczności znajomości technologii wytwarzania konstruowanego elementu, tym samym o technologiczności samego modelu.

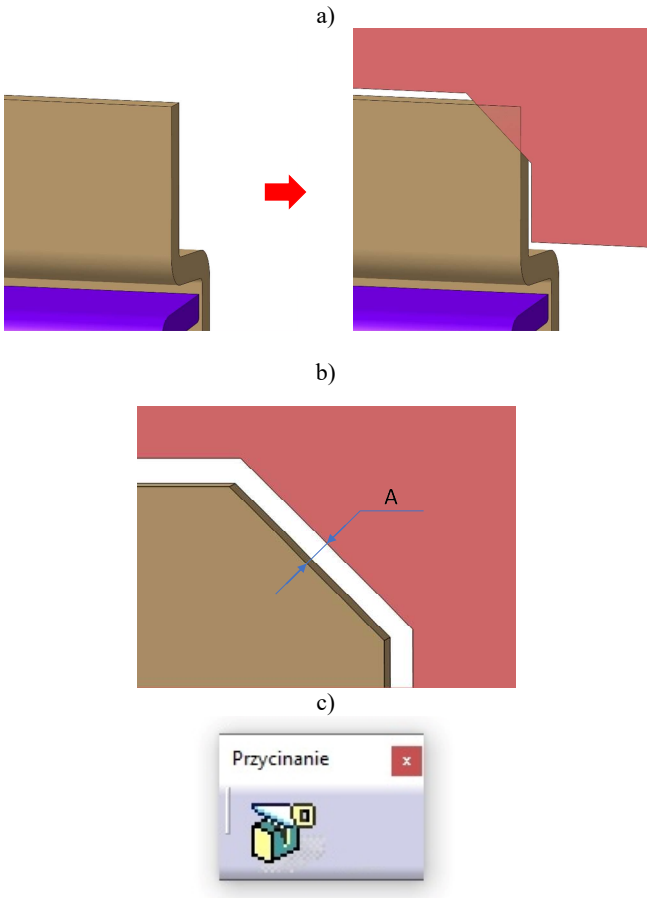
2. Drugą cechą jest **umiejętność poprawnego wykorzystania narzędzi systemu klasy CAx**. Tutaj ponownie należałoby sprecyzować tą umiejętność do poprawnego wykorzystania narzędzi poszczególnych modułów do tworzenia modeli 3D. Zaawansowane systemy klasy CAx udostępniają szeroki wachlarz narzędzi, pozwalając na tworzenie elementów o w zasadzie dowolnej geometrii. Jest to o tyle istotne, że początkujący konstruktor mając tak szeroki ich wybór może odnieść mylne wrażenie nieograniczonej dowolności w ich stosowaniu. System nie podpowie konstruktorowi czy aktualnie stosowane narzędzie jest tym najwłaściwszym w danej sytuacji. Przykładowo narzędzie do tworzenia fazowań może posłużyć do usuwania ostrej krawędzi z takiego elementu jak wał czy usuwania ostrej krawędzi otworu pod śrubę – i to będzie jak najbardziej prawidłowe jego użycie (Rys. 5).



***Rys. 5**. Przykład poprawnego wykorzystania jednego z narzędzi systemu klasy CAx – Fazowanie: a) pasek narzędziowy z przykładowym narzędziem, b) fazowanie ostrej krawędzi wału, c) fazowanie ostrej krawędzi otworu pod śrubę*

To samo narzędzie, zdawałoby się w równym stopniu, można wykorzystać w sytuacji pokazanej na Rysunku 6, gdzie aby uniknąć kolizji między dwoma elementami należałoby przyciąć narożnik jednego z nich (Rys. 6a). Jednak w tym przypadku przycięcie narożnika narzędziem do eliminacji

ostrych krawędzi nie jest optymalnym wyborem, mimo że system nie zaprotestuje w momencie próby jego użycia. Przyczyną tego jest fakt, że Fazowanie nie zapewnia kontroli nad odległością między elementami w tym obszarze. Kontroli – która jest konieczna na każdym kroku tworzenia struktury modelu 3D. Oznacza to, że w tej sytuacji konstruktor nie jest w stanie zdefiniować wymiaru A (Rys. 6b). Aby to wykonać, zamiast narzędzia do tworzenia fazowań, konstruktor powinien użyć innego narzędzia, pozwalającego przyciąć narożnik, jednocześnie zachowując i kontrolując wymagany wymiar. W tym przypadku Przycinanie spełnia powyższe kryteria, a tym samym jego wybór jest efektywnym rozwiązaniem (Rys. 6c).



***Rys. 6**. Przykład niepoprawnego wykorzystania jednego z narzędzi systemu klasy CAx – Fazowanie: a) kolizja między dwoma elementami, którą należy wyeliminować, b) wymiar A konieczny do kontrolowania odległości między dwoma elementami niemożliwy do uzyskania przy użyciu narzędzia Fazowanie, c) narzędzie Przycinanie pozwalające uzyskać wymiar A i tym samym kontrolować odległość między dwoma elementami*

Podsumowując drugą cechę, użycie danego narzędzia zgodnie z jego przeznaczeniem, zapewnia kontrolę i stabilność podczas przyszłych modyfikacji postaciowych modelu 3D. Wymóg posiadania przez konstruktora tej umiejętności sugeruje, że sama znajomość, choćby wszystkich narzędzi do tworzenia modeli 3D, nie wystarczy. Trzeba też wiedzieć w jaki sposób, i w których sytuacjach je wykorzystać. To z kolei łączy się z czwartą cechą opisywaną w dalszej części referatu.

3. Trzecią cechą jaką konstruktor powinien posiadać jest **umiejętność zapewnienia przejrzystej i uporządkowanej zawartości drzewa struktury modelu 3D**. Czym jednak jest wspomniane drzewo struktury modelu 3D?

Nieodłącznym elementem każdego modelu 3D jest jego struktura reprezentowana w postaci tzw. drzewa struktury. Zawiera ono wszystkie operacje powstałe w procesie tworzenia danego modelu 3D. Na Rysunku 7 przedstawiono fragment drzewa struktury modelu 3D tworzący obszar modelu Klipsa 1 (Rys. 7a). Większość operacji tworzących drzewo struktury nie jest na stałe widoczna, ponieważ są one pogrupowane w folderach (podgałęziach), pozwalających utrzymać przejrzystą i uporządkowaną jego formę.

Opisywana struktura składa się z nadrzędnego folderu danego obszaru (w tym przypadku obszaru Klipsa 1) oraz kilku folderów podrzędnych zawierających takie elementy jak:

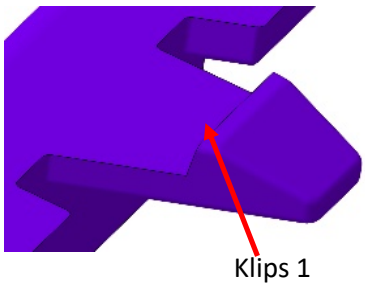
- operacje definiujące pozycje klipsa,
- główne jego płaszczyzny,
- powierzchnie główne,
- bryłę główną oraz dodatkowe wycięcie (Rys. 7b).

Jedynymi, tak naprawdę, widocznymi „z wierzchu" operacjami są te, które w bezpośredni sposób uczestniczą w tworzeniu danego rejonu modelu 3D. W tym przypadku są to: Powierzchnie główne, Bryła główna i Wycięcie (Rys. 7c).

Taka organizacja zawartości drzewa sprawia, że jest ono czytelne dla konstruktora, który np. po raz pierwszy styka się z danym modelem by dokonać w nim jakichś modyfikacji. Należy w tym miejscu dodać, że również bardzo często zdarza się, że nad jednym modelem 3D pracuje więcej niż jeden konstruktor.

Sytuację odwrotną do powyższej przedstawia Rys. 8, na którym widoczne jest drzewo tego samego modelu klipsa. Struktura taka powstała w sposób automatyczny, powstając podczas procesu modelowania. Nie zawiera ona jednak żadnych dodatkowych folderów podrzędnych, które grupowały poszczególne operacje w strukturze pokazanej na Rys. 7. Powoduje to, że takie drzewo struktury modelu 3D jest wprawdzie poprawne (bo przedstawia kolejno wykonane operacje), ale nieczytelne i w konsekwencji utrudnia proces jego tworzenia.

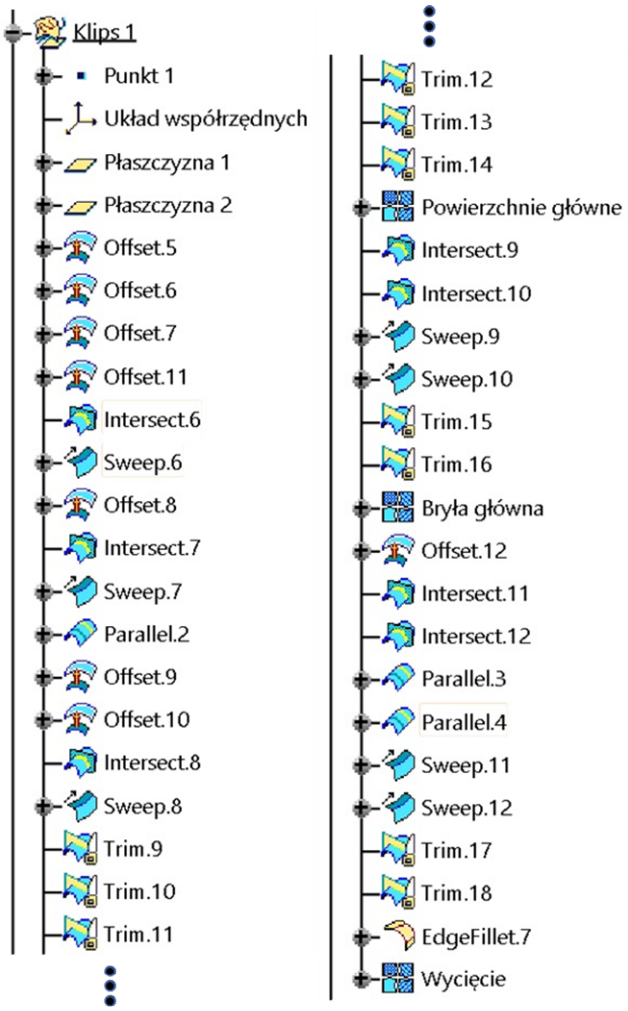
a)



b)

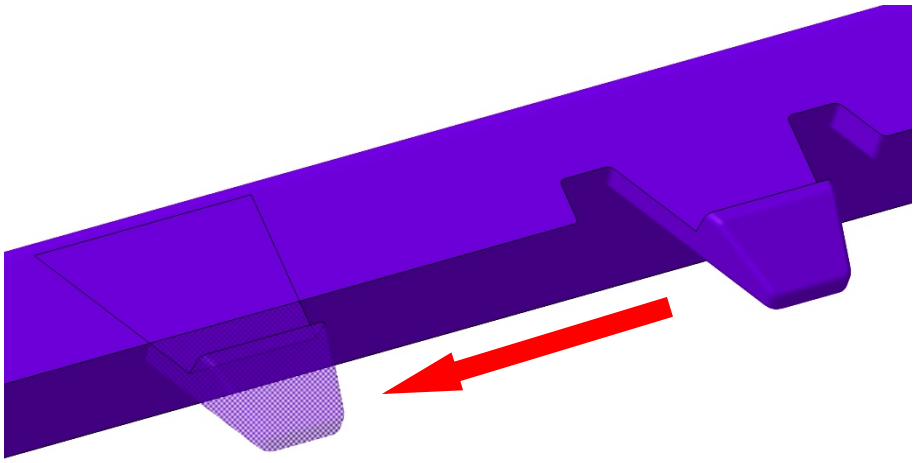
c)

Rys. *7.Fragment drzewa struktury modelu 3D: a) obszar, którego opisywana struktura dotyczy (Klips 1), b) folder nadrzędny (Klips 1) wraz z jego folderami podrzędnymi, c) końcowe operacje bezpośrednio uczestniczące w tworzeniu danego rejonu modelu 3D*



***Rys. 8**. Fragment drzewa struktury modelu 3D Klipsa 1 w którym nie została uwzględniona funkcjonalność grupowania poszczególnych operacji, i które w konsekwencji jest nieczytelne i utrudnia proces jego tworzenia*

Czy w praktycznym zastosowaniu uporządkowana struktura drzewa modelu 3D w zauważalny sposób przyczynia się do zwiększenia efektywności podczas jego tworzenia? Pozostając przy rejonie tego samego Klipsa 1 można by wyobrazić sobie sytuację, w której konstruktor otrzymuje zadanie polegające na zmianie jego pozycji (Rys.9).

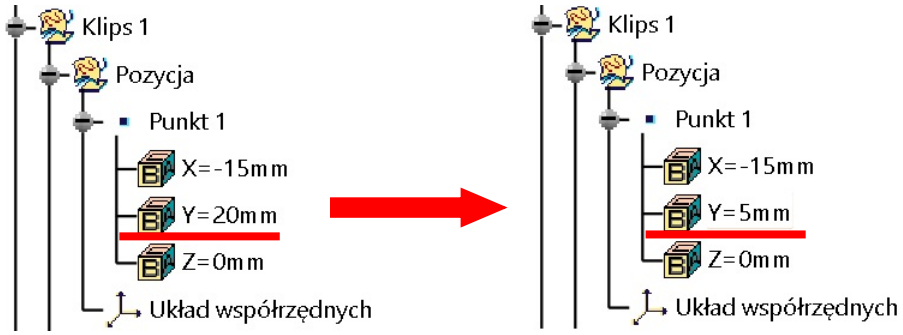


***Rys. 9**. Zadanie polegające na zmianie pozycji Klipsa 1*

Przyjmując, że konstruktor nie miał wcześniej styczności z modyfikowanym modelem, zmiana pozycji Klipsa 1 będzie bardziej intuicyjna w strukturze drzewa z Rys. 7, gdyż jeden z folderów wyraźnie sugeruje w którym miejscu drzewa znajdują się operacje odpowiedzialne za jego pozycję (Rys. 10).

***Rys. 10**. Folder Pozycja sugerujący lokalizację operacji odpowiedzialnych za pozycję Klips 1*

Pozostaje rozwinąć zawartość folderu *Pozycja* i zmienić wartość jednej ze współrzędnych punktu definiującego tą pozycję (Rys. 11).



***Rys. 11**. Proces zmiany jednej ze współrzędnych punktu definiującego pozycję Klipsa 1*

W podobny sposób uporządkowana struktura drzewa modelu 3D „pomoże" konstruktorowi odnaleźć operacje odpowiedzialne za takie elementy jak powierzchnie główne czy bryłę główną Klipsa 1. Korzyść wynikająca z jego przemyślanego tworzenia wzrasta proporcjonalnie do poziomu skomplikowania konstruowanego modelu 3D.

Przedstawione przykłady (mimo swej prostoty) pokazują zauważalną różnicę w podatności modelu na modyfikacje. A różnica ta wynika wprost z różnic między strukturą wynikającą z celowego działania konstruktora (Rys. 7), a strukturą tworzoną automatycznie przez system – bez ingerencji konstruktora (Rys. 8) [2,3].

4. Czwartą cechą jaką konstruktor powinien posiadać jest **umiejętność optymalizacji zawartości drzewa struktury modelu 3D**. Efektywne tworzenie modeli 3D polega na tym, aby tworzony model był technologiczny, czyli był podatny na modyfikacje, a czas jaki konstruktor przy tym działaniu spędza był jak najkrótszy. Wcześniej opisane cechy, czyli znajomość narzędzi systemu klasy CAx, umiejętność ich poprawnego użycia i umiejętność tworzenia przejrzystej zawartości drzewa struktury modelu 3D, niestety nie wystarczają. Dlatego elementem mającym największy wpływ na efektywne tworzenie modeli 3D jest proces optymalizacji ich struktury, który wymaga od konstruktora:

- pełnej kontroli nad przebiegiem tworzenia tej struktury, w tym ręcznego tworzenia kluczowych podgałęzi i umieszczania w nich danych operacji kształtujących model,
- świadomego używania określonych narzędzi, tzn. nie tylko ich używania zgodnie z ich podstawowym przeznaczeniem, ale również używania ich w odpowiednich miejscach drzewa oraz określonych sytuacjach,
- przewidywania możliwych scenariuszy dotyczących przyszłych zmian postaciowych modelu,
- zapewnienia bezproblemowej implementacji tych zmian.

Podsumowując - konstruktor powinien posiadać zatem umiejętność pełnego zaangażowania w proces optymalizacji struktury modelu 3D tak, by model 3D spełniał wymogi jakościowe, zajmował konstruktorowi jak najmniej czasu i był podatny na modyfikacje w jak najszerszym stopniu. Trzy pierwsze cechy konstruktora opisane w tym referacie, to w zasadzie „podstawowa" wiedza, którą można stosunkowo szybko nabyć.

Natomiast umiejętność optymalizacji procesu tworzenia modelu 3D jest już „czymś", co konstruktor nabywa z biegiem czasu oraz ze wzrostem doświadczenia. Nie zmienia to jednak faktu, że suma opisanych czterech cech konstruktora ma decydujący wpływ na efektywność tworzenia modeli 3D z użyciem systemów klasy CAx.

LITERATURA

[1] SYDOR M.: Wprowadzenie do CAD. Podstawy komputerowo wspomaganego projektowania. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2009, s. 20

[2] ŚWIACZNY G., WYLEŻOŁ M.: Doskonalenie topologii modeli CAD w kontekście ich podatności na zmiany konstrukcyjne – etap przygotowania modelu. Część 1. Mechanik, 8-9 (2020): s. 53-59

[3] ŚWIACZNY G., WYLEŻOŁ M.: Doskonalenie topologii modeli CAD w kontekście ich podatności na zmiany konstrukcyjne – etap wprowadzania zmian. Część 2. Mechanik, 10 (2020): s. 33-39

STRESZCZENIE

Monografia, będąca zbiorem prac przedstawiających zagadnienia związane z ogólną tematyką projektowania, budowy i eksploatacji maszyn zawiera siedemnaście rozdziałów, które stanowią odrębne i zwarte treści.

W rozdziale pierwszym przedstawiona jest metodyka korekcji zazębienia dla asymetrycznych walcowych kół zębatych o zarysie ewolwentowym. Dokonano również oceny możliwości wykonania takiej korekcji w porównaniu do standardowego symetrycznego profilu zęba.

Rozdział drugi zawiera wyniki badań przeprowadzonych w zakresie projektowania, budowy i weryfikacji prototypu układu wydechowego o zmiennej geometrii do silnika dwusuwowego. Omówiono plan badań wykonanego układu wydechowego a następnie zamieszczono i omówiono wyniki badań motocykla na podwoziowej hamowni inercyjnej.

Zagadnienie otrzymywania kompozytów polimerowych stosowanych w technologii druku 3D jest przedmiotem rozdziału trzeciego. Zbadano wpływ modyfikowanych napełniaczy na właściwości kompozytów na bazie poliwęglanu (PC). Opracowane materiały mogą być w przyszłości wykorzystane do produkcji elementów stanowiących zamienniki wybranych elementów maszyn z wykorzystaniem technologii szybkiego prototypowania i formowania wtryskowego.

W rozdziale czwartym przedstawiona jest problematyka eksploatacji wybranych części maszyn w górnictwie odkrywkowym. Zaprezentowano naprawy z zastosowaniem technologii zgrzewania padów. Badania laboratoryjne i przemysłowe wykazały właściwy dobór technologii, który przedłużył trwałość elementów i obniżył koszty.

Celem pracy w rozdziale piątym jest analiza testów dających wyniki sygnalizowane migotaniem, którą wykonano na podstawie raportów z wykonanych eksperymentów, logów zawierających sygnały z magistral komunikacyjnych oraz wartości wielkości fizycznych mierzonych w symulacji HIL. Przedstawiono identyfikację i kategoryzację anomalii występujących podczas wykonywania tych testów i wpływających na ich rezultat. Wyniki przedstawionej analizy zostaną wykorzystane w dalszych pracach badawczych, których celem jest opracowanie metodyki automatycznej weryfikacji negatywnych wyników testów układów wbudowanych.

Rozdział szósty przedstawia wybrane problemy związane z niskocyklowym zmęczeniem złączy spawanych tarciowo z przemieszaniem AA2519. Badania obejmują analizę makro- i mikrostruktury wspomaganą rozkładem mikrotwardości, pomiarem naprężeń resztkowych, niskocyklowymi testami zmęczeniowymi oraz fraktografią. Przeprowadzone badania pozwoliły na identyfikację głównych czynników sprzyjających dekohezji złącza.

Tematem rozdziału siódmego są kompozyty polimerowe na bazie żywicy epoksydowej. Zbadano wpływ dodatku grafitu, grafenu i sadzy na właściwości kompozytów, ze szczególnym uwzględnieniem przewodnictwa elektrycznego. Wybrane kompozycje o najlepszych właściwościach użytkowych zostaną

wykorzystane do otrzymania kompozytów wzmacnianych włóknami węglowymi, które mogą znaleźć zastosowanie w przemyśle lotniczym i obronnym.

Rozdział ósmy przedstawia zastosowania optymalizacji nieliniowej z ograniczeniami przekładni cykloidalnej będącej częścią robota przemysłowego. Przekładnię cykloidalną pasującą do zadanych wymiarów obudowy uzyskano stosując optymalizację nieliniową z ograniczeniami równościowymi na promień rozmieszczenia sworzni koła współpracującego. Użycie funkcji fmincon w optymalizacji znacznie uprościło oprogramowanie zaimplementowane w środowisku Matlab oraz pozwoliło na uniknięcie problemów ze skalowaniem algorytmów gradientowych. Zastosowanie optymalizacji pomaga w sposób automatyczny zaprojektować przekładnię spełniającą wymagania wytrzymałościowe oraz pasującą do wymiarów obudowy robota.

Rozdział dziewiąty przedstawia wyniki badań odporności na odrywanie klejów elastycznych oraz badania wytrzymałości na ścinanie zakładkowego połączenia klejowego poddanego rozciąganiu dla kleju kontaktowego. W obu przypadkach oceniano połączenia klejowe przed i po starzeniu. Wyniki te porównano z wynikami analizy metodą elementów skończonych.

Tematyką rozdziału dziesiątego są zagadnienia z obszaru motoryzacyjnego jako jednego z najbardziej dynamicznych branż na świecie. Producenci samochodów każdego dnia poszukują nowych metod, które pozwolą im szybciej i efektywniej wprowadzać swoje produkty na rynek. Rozdział opisuje wdrożenie metody Follow The Sun, która jest formą współpracy pomiędzy zespołami rozproszonymi w różnych strefach czasowych, pozwalającą na szybszą realizację projektów rozwoju produktów dla branży motoryzacyjnej.

Tematem rozdziału jedenastego są sposoby oceny stopnia poluzowania połączeń śrubowych na podstawie istniejących metod i badań. Celem pracy jest przegląd metod i usystematyzowanie najważniejszych informacji, porównanie tych metod między sobą, sprawdzenie ich poprawności oraz wskazanie warunków, w których dana ocena jest najkorzystniejsza.

W rozdziale dwunastym przedstawiono zastosowanie metody optymalizacji topologicznej do modernizacji ramy rowerowej roweru miejskiego. Przeprowadzono analizę wytrzymałościową pierwotnego kształtu ramy, a następnie w oparciu o wynik optymalizacji topologicznej opracowano szereg wariantów konstrukcji nowej ramy, spośród których wybrano wariant optymalny wagowo.

Przedmiotem pracy w rozdziale trzynastym jest sprawdzenie wpływu dodatku uniepalniaczy fosforowych oraz boranu cynku na odporność na płomień i intensywność wydzielania dymów laminatów epoksydowo-szklanych. W tym celu wytworzono kompozyty z dodatkiem uniepalniaczy fosforowych oraz boranu cynku, a następnie przeprowadzono badania właściwości użytkowych pod kątem zastosowania ich jako elementy konstrukcyjne formatki siedziska fotela w transporcie publicznym. Na podstawie uzyskanych wyników

stwierdzono, że zarówno ilość, jak i rodzaj uniepalniaczy wpływa na właściwości użytkowe otrzymanych kompozytów. Ponadto, zastosowanie uniepalniaczy pozwoliło na znaczne zmniejszenie maksymalnej średniej intensywności wydzielania ciepła.

Rozdział czternasty przedstawia opis działań podjętych w celu odtworzenia konstrukcji granatnika. W pracy przedstawiono przygotowanie modelu fizycznego, pozyskanie danych geometrycznych oraz dalsze działania prowadzące do rekonstrukcji cyfrowej. Na koniec zaprezentowano modelowanie bryłowe na podstawie zeskanowanych danych.

W rozdziale piętnastym przedstawione są zagadnienia związane z aparaturą badawczą do badań zmęczeniowych. W artykule przedstawiono budowę i zasadę działania rezonansowego ultradźwiękowego urządzenia badawczego pracującego z częstotliwością 20 kHz. Podano rodzaje materiałów, które mogą być badane z wykorzystaniem opisanego układu, a także wpływ właściwości materiału na kształt badanej próbki. Przedstawiono zastosowaną procedurę badawczą oraz przykładowe wyniki badań.

Rozdział szesnasty przedstawia uproszczony model matematyczny dwumasowego koła zamachowego (DMF) uwzględniający zmienną sztywność skrętną układu sprężyn. Model oparto na równowadze sił zewnętrznych i wewnętrznych. Opracowany model może być wykorzystany w modelowaniu pracy całego układu napędowego pojazdu, lub jako podstawa do oceny wpływu modyfikacji DMF na jego pracę.

W rozdziale siedemnastym omówiono podstawowe pojęcia z zakresu komputerowego wspomagania prac inżynierskich. Autor przedstawia wymagania bezpośrednio związane z procesem tworzenia modeli 3D oraz charakteryzuje osobę odpowiedzialną za tworzenie tych modeli - konstruktora. Celem artykułu jest zwrócenie uwagi na proces projektowania elementu w fazie tworzenia modelu 3D, który ma istotny wpływ na pomyślny przebieg pozostałych faz projektu.