

**Studia i Monografie**  
z. 590

Redakcja Naukowa

Marta Kurek  
Joanna Małecka  
Mariusz Prażmowski  
Tadeusz Łagoda

**Projektowanie, budowa  
i eksploatacja maszyn – cz. III**

ISSN 1429-6063

ISBN 978-83-66903-60-9



Opole 2024

POLITECHNIKA OPOLSKA

## **POLITECHNIKA OPOLSKA**

### **KOMITET REDAKCYJNY**

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

#### Recenzenci:

Prof. dr hab. inż. Zdzisław BOGDANOWICZ  
Prof. dr hab. inż. Dariusz BOROŃSKI  
Dr hab. inż. Jerzy CZMOCHOWSKI  
Dr hab. inż. Grzegorz DOMEK  
Dr inż. Krzysztof GRZELAK  
Dr hab. inż. Adam LIPSKI  
Dr hab. inż. Tomasz MACHNIEWICZ  
Dr hab. inż. Danuta MIEDZIŃSKA  
Prof. dr hab. inż. Henryk PAUL  
Dr hab. inż. Roland PAWLICZEK  
Dr hab. inż. Łukasz PEJKOWSKI  
Prof. dr hab. inż. Bogdan POSIADAŁA  
Dr hab. inż. Sylwester SAMBORSKI  
Prof. dr hab. inż. Janusz SEMPRUCH  
Prof. dr hab. inż. Dariusz SKIBICKI  
Prof. dr hab. inż. Tadeusz SMOLNICKI  
Prof. dr hab. inż. Lucjan ŚNIEŻEK  
Dr hab. inż. Krzysztof TALAŚKA  
Prof. dr hab. inż. Andrzej TOMPOROWSKI  
Prof. dr hab. inż. Michał WASILCZUK  
Dr hab. inż. Grzegorz WOJNAR  
Dr hab. inż. Krzysztof ŻAK

Komitet Redakcyjny Wydawnictw Politechniki Opolskiej  
ul. Prószkowska 76

© Copyright by Politechnika Opolska 2024

Skład: Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej.  
Ark. wyd. 9,0. Ark. druk. 9,0.  
Publikację wydano w formie pliku PDF

<b>Spis treści:</b>	<b>str.</b>
Przedmowa	5
1. Stanisław Adamczak, Marek Gajur, Krzysztof Kuźmicki – Ewolucja rozwiązań konstrukcyjnych węzłów łożyskowych kół pojazdów samochodowych	7
2. Marcin Januszka – Technologia elastycznego formowania elementów dla nacze	15
3. Piotr Ladra, Bogdan Posiadała, Szczepan Śpiewak – Weryfikacja eksperymentalna numerycznych modeli węzłów konstrukcyjnych wielozadaniowej przyczepy samochodowej	27
4. Danuta Miedzińska, Maciej Jan Spychała – Przegląd technologii odzysku włókien szklanych z kompozytów EGC	43
5. Cyprian Skóra – Ocena kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych dla obciążeń blokowych próbek ze stali S355J0	57
6. Maciej Jan Spychała, Danuta Miedzińska – Potencjalne kierunki wdrożenia nowego materiału kompozytowego z recyklatów HDPE i LPS	67
7. Stanisław Strzelecki – Numerical algorithm of determination of static and dynamic characteristics of slide bearings	79
8. Stanisław Strzelecki – Static characteristics of the offset 6-lobe journal bearing	91
9. Marcin Januszka, Sebastian Kocybik, Kamil Brożyna, Björn Carlsson – Projekt pakietu aerodynamicznego dla naczepy kurtynowej	101
10. Paweł Nycz, Rafał Napierała, Arkadiusz Czarnuch – Metodyka walidacji rozwiązania konstrukcyjnego modułu przedniego ramy naczepy z formowaną płytą podsiodłową	111
11. Adrian Michoński, Jerzy Czmochocki – Wpływ kierunku obciążenia na wytrzymałość laserowej spoiny zakładkowej	125





## PRZEDMOWA

Szanowny Czytelniku, oddajemy w Twoje ręce niniejszą monografię, która stanowi zbiór wybranych pełnych prac, spośród 60 referatów wygłoszonych w sesjach tematycznych i ponad 40 zaprezentowanych w sesji plakatowej podczas **XXXI Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn**, który odbył się w dniach 18–20 września 2023 r. w Szklarskiej Porębie. Organizacji tegorocznego Sympozjonu ponownie podjęła się Politechnika Opolska, skupiając, wokół zagadnień głównie z obszaru szeroko pojętej inżynierii mechanicznej, blisko 120 uczestników ze świata nauki oraz przemysłu. W gronie przedstawicieli uczelni i instytutów naukowych oraz zakładów przemysłowych dyskutowano nad zagadnieniami z obszaru **projektowania maszyn i urządzeń, zastosowania nowoczesnych materiałów konstrukcyjnych a także związanymi z tym problemami eksploatacji, diagnostyki i optymalizacji konstrukcji, automatyzacji i sterowania procesami technologicznymi oraz aspektami prawnymi i zarządzania**. Po raz pierwszy w ramach Sympozjonu PKM zorganizowano specjalną sesję w całości poświęconą technologii zgrzewania wybuchowego, która w ostatnich latach przeżywa renesans. Natomiast dzięki wsparciu tegorocznego Sympozjonu otrzymanego ze środków budżetu państwa, przyznanych przez Ministra Edukacji i Nauki w ramach Programu „Doskonała nauka II” w konferencji wzięła udział rekordowa liczba 40 doktorantów, którzy prezentowali wyniki swoich badań. Takie zderzenie doświadczenia z młodością nadało konferencji naukowej dodatkowy charakter mentorski.

Niniejsza monografia zawiera 11 rozdziałów, których treść stanowi przekrój zagadnień naukowo–praktycznych prezentowanych w ramach tegorocznego Sympozjonu PKM.

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

Marta Kurek

Joanna Małecka

Mariusz Prażmowski

Tadeusz Łagoda



STANISŁAW ADAMCZAK<sup>1</sup>, MAREK GAJUR<sup>2</sup>,  
KRZYSZTOF KUŹMICKI<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska,  
adamczak@tu.kielce.pl

<sup>2</sup>Fabryka Łożysk Toczyńskich Kraśnik S.A., mgajur@flt.krasnik.pl

<sup>3</sup>Fabryka Łożysk Toczyńskich Kraśnik S.A., kkuzmicki@flt.krasnik.pl

## EWOLUCJA ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH WĘZŁÓW ŁOŻYSKOWYCH KÓŁ POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH

**Abstract:** The article deals with the evolutionary changes that have taken place in automotive wheel bearing systems. The changes are described in terms of replacing the design of classic wheel hub bearings with products combining rolling bearings and housing components. Using three generations of design solutions as an example, the influence of design optimisation on the elimination of assembly and execution errors is shown.

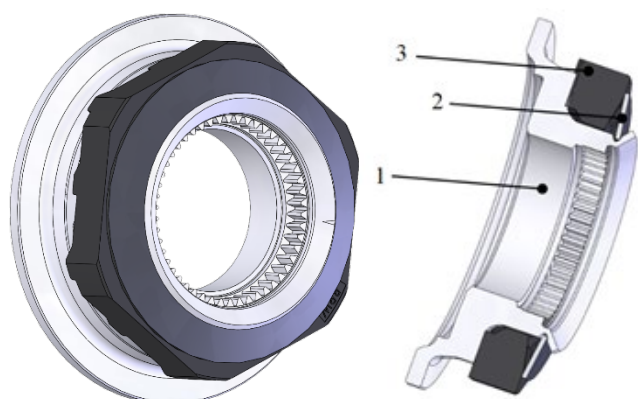
### WPROWADZENIE

Proces poszukiwania innowacyjnych konstrukcji jest szczególnie zauważalny w przemyśle samochodowym. W ramach procesów ciągłego doskonalenia konstruktorzy szukają rozwiązań na ograniczanie lub eliminację miejsc powstawania błędów. Z drugiej strony konkurencja na rynku wymusza prowadzenie ciągłej minimalizacji kosztów wytwarzania, przy niezmiennych lub lepszych cechach użytkowych produktów. Doskonałym przykładem takiego rozwoju są konstrukcje łożyskowania kół jezdnych samochodów oraz technologie ich wytwarzania. Przez ponad sto lat łożyska kół pojazdów samochodowych przeszły ewolucję, a ostatnie 30 lat to rewolucja, która zintegrowała łożysko toczne z piastą koła. Dzięki tym działaniom podniesiono sprawność i trwałość, zredukowano do minimum możliwość powstawania błędów montażowych, a mechanik zyskał większy komfort pracy, podczas naprawy czy wymiany piasty. Zmiana konstrukcji z wykorzystaniem standardowych łożysk tocznych na zespolone piasty z łożyskiem tocznym, pozwoliła uniknąć też wielu błędów wykonawczych podczas produkcji, które miały wpływ na ich sprawność działania oraz trwałość. Ma to szczególnie duże znaczenie dla idei zrównoważonego rozwoju, zmniejszania wydatku energetycznego i emisji CO<sub>2</sub> [1]. Zmiany te mają, również wpływ na zadowolenie klienta końcowego, który w przypadku nowego pojazdu dostaje produkt o lepszych cechach użytkowych oraz za mniejszą cenę.

### KLASYCZNA KONSTRUKCJA PIAST KÓŁ POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH

Postęp technologiczny końca XIX i początku XX wieku wpłynął na rozwój konstrukcji łożysk tocznych, które dzięki swoim zaletom zapewniły należytą trwałość oraz obniżenie oporów ruchu, przy zwiększających się prędkościach obrotowych kół pojazdów samochodowych, w stosunku do łożysk ślizgowych [2].

Rozwiązanie łożyskowania piasty koła za pomocą dwóch ustawionych do siebie przeciwstawnie łożysk stożkowych jest najdłużej stosowanym rozwiązaniem w tego typu konstrukcjach. Zaletą tego rozwiązania jest niska cena zastosowanych łożysk oraz powszechna ich dostępność. Montaż i wymiana takich łożysk wymaga jednak odpowiedniej wiedzy i staranności. Niewątpliwie jednym z najważniejszych elementów podczas montażu pary łożysk jest właściwe ustawienie ich napięcia wstępnego. Niewłaściwe ustawienie luzu osiowego jest przyczyną wzrostu sił działających na elementy toczne, co prowadzi do zmniejszenia trwałości zmęczeniowej łożyska [3,4]. Nadmierne napięcie wstępne spowoduje wzrost temperatury pracy, co w konsekwencji przełoży się na przedwczesne zużycie łożyska. Nadmierny luz może powodować zużycie przylgowe – zacieranie (poślizg). Ciepło generowane podczas tego zjawiska jest tak duże, że doprowadza do uszkodzenia łożyska. Rozwiązaniem konstrukcyjnym, które producenci wdrożyli do produkcji w celu eliminacji błędów napięcia wstępnego, uproszczenia montażu, a także eliminacji dodatkowych narzędzi, jest specjalna nakrętka łożyskowa (rys. 1). Zaletą tego rozwiązania jest to, że monterzy nie muszą znać momentu dokręcania nakrętki, gdyż ta dzięki specjalnej konstrukcji zapewnia dokręcenie zespołu łożysk właściwym momentem. Moment ten uzyskiwany jest poprzez zazębiające się powierzchnie podkładki zębataj oraz nakrętki, które dociskane są sprężyną talerzową.



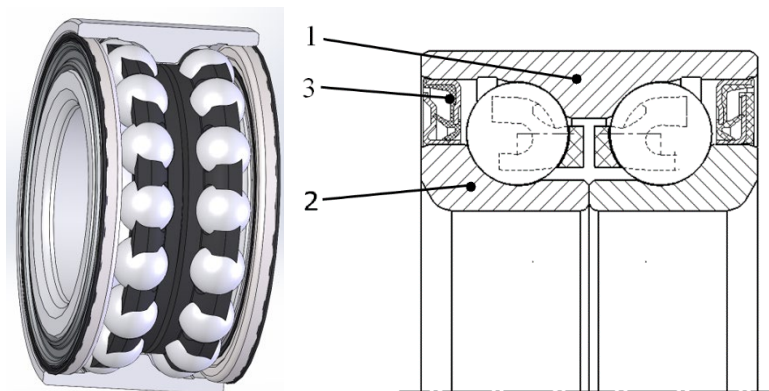
Rys. 1. Specjalna nakrętka łożyskowa: 1 – nakrętka, 2 – sprężyna talerzowa, 3 – podkładka zębata [1]

## ZESPOLONA PIASTA ŁOŻYSKOWA PIERWSZEJ GENERACJI

Łożyska toczne to precyzyjne wyroby, wrażliwe na błędy montażowe i wykonawcze, dlatego należy dążyć do ich ograniczenia, a tam, gdzie to możliwe do całkowitej eliminacji. Do błędów jakie możemy popełnić podczas montażu zaliczyć można użycie niewłaściwego środka smarnego lub niewłaściwej jego ilości. Środek smarny rozdziela elementy toczne od bieżni łożyska. Bez skutecznego

smarowania dochodzi do bezpośredniego kontaktu tych powierzchni, co powoduje ich uszkodzenie [5]. Z kolei nadmierne wypełnienie smarem może powodować poślizg elementów tocznych.

Nieskuteczne uszczelnienia łożysk umożliwiają przedostanie się do wnętrza łożyska zanieczyszczeń stałych. Są one przyczyną wgnieceń na bieżniach pierścieni wskutek przetaczających się po nich elementów tocznych. Kolejną przyczyną uszkodzeń łożysk wywołanych nieskutecznym uszczelnieniem jest korozja. Dostająca się do łożyska woda lub środki myjące negatywnie wpływają na zdolność ochrony powierzchni elementów stalowych łożyska przed utlenianiem. Niewspółosiowość statyczna jest najczęstszą przyczyną przegrzania oraz przedwczesnego łuszczenia się bieżni. Występuje, gdy otwory oprawy nie są współosiowe. Rozwiązanie konstrukcyjne, które producenci wdrożyli do produkcji, w celu eliminacji błędów montażowych i wykonawczych, to zespolona piasta pierwszej generacji. Jest ona wyposażona w łożysko kulkowe skośne dwurzędowe (rys. 2) lub dwurzędowe łożysko stożkowe, zamknięte w jednej, szczelnej obudowie, mające zdefiniowany i ustawiony wstępnie luz. Łożyska te są fabrycznie nasmarowane na cały okres eksploatacji, mają zwartą budowę w kierunku wzdłużnym oraz mały ciężar masy nieresorowanej w stosunku do klasycznego rozwiązania łożyskowania piast.



Rys. 2. Łożysko kulkowe skośne dwurzędowe: 1 – pierścień zewnętrzny, 2 – pierścień wewnętrzny, 3 – uszczelka

## ZESPOLONA PIASTA ŁOŻYSKOWA DRUGIEJ GENERACJI

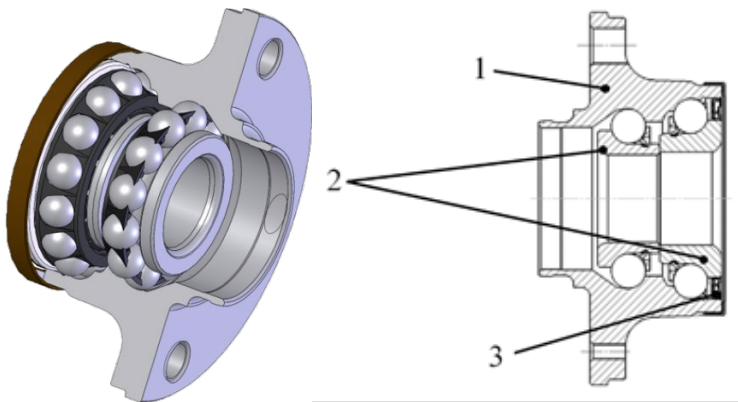
Pomimo, że zespolona piasta pierwszej generacji ma wiele zalet, to nie wyeliminowała wszystkich błędów montażowych i wykonawczych związanych z łożyskowaniem piast samochodowych. Błędy, na które konstrukcja zespolonej piasty łożyskowej pierwszej generacji pozostała wrażliwa, to:

- zdeformowane gniazda obudowy – gniazda opraw nie mogą być zdeformowane i muszą posiadać odpowiednie parametry kształtu. Nawet najlepiej wykonane gniazda mogą ulec deformacji podczas nieprawidłowego demontażu i

montażu łożyska. Pierścienie łożyskowe jako elementy cienkościenne, po wciśnięciu w obudowę przyjmują jej kształt. Wartość odchyłki okrągłości bieżni, która zostanie zwiększona pod wpływem zdeformowanej obudowy ma wpływ na wartość drgań generowanych przez łożyska toczne [6, 7], a te z kolei mają negatywny wpływ na jego trwałość;

- niewłaściwe pasowanie – prawidłowe pasowanie łożyska w obudowie jest krytyczne dla trwałości eksploatacyjnej łożyska. Efektem zastosowania nieprawidłowego pasowania może być nadmierny luz lub zbyt duże napięcie wstępne łożyska. Zbyt luźne pasowanie powoduje obracanie się pierścienia zewnętrznego względem obudowy, co z kolei może być przyczyną powstawania korozji ciennej. Zbyt duży wcisk powoduje kasację luzu łożyska, uszkodzenia bieżni pierścieni łożyskowych i elementów tocznych oraz nadmierne temperatury pracy, co w konsekwencji przekłada się na przedwczesne uszkodzenie łożyska;
- niewłaściwie przyłożona siła w czasie montażu łożyska – w tym przypadku siła montażowa przenoszona jest poprzez elementy toczne na bieżnię łożyskową. Wskutek tego dochodzi do powstania odkształceń plastycznych na powierzchni bieżni pierścieni łożyskowych;
- niewspółosiowość statyczna – występująca, gdy pierścienie dosunięte są do powierzchni oporowej, która nie jest prostopadła do gniazda łożyska.

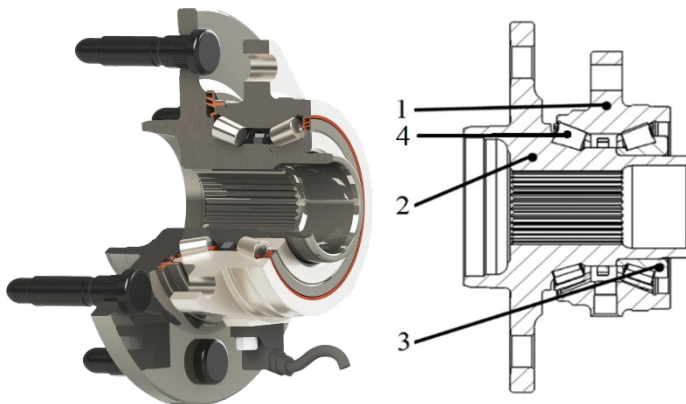
Zespolona piasta łożyskowa drugiej generacji (rys. 3) to rozwiązanie, które pozwoliło na eliminację wymienionych błędów montażu. W konstrukcji piasty zrezygnowano z obsady łożyska na rzecz rozbudowy pierścienia zewnętrznego łożyska o kołnierz. Bezpośrednio do kołnierza mocowane są elementy wirujące układu hamulcowego oraz koła jezdne. Spowodowało to ograniczenie liczby elementów, zmniejszenie masy nieresorowanej oraz obniżenie kosztów produkcji modułu. Typowa zespolona piasta drugiej generacji to rozwiązanie, które może być zastosowane dla kół nienapędzanych. Dla kół napędzanych powstała piasta oznaczona przez jednego z wiodących producentów jako zespolona piasta łożyskowa 2.1. Konstrukcja ta jednak nie jest powszechnie stosowanym rozwiązaniem, ze względu na konieczność stosowania dedykowanego oprzyrządowania montażowego.



*Rys. 3. Zespólna piasta drugiej generacji: 1 – pierścień zewnętrzny z kołnierzem, 2 – pierścienie wewnętrzne, 3 – uszczelka*

### ZESPOLONA PIASTA ŁOŻYSKOWA TRZECIEJ GENERACJI

Zespólna piasta trzeciej generacji (rys. 4) to moduły o wysokim stopniu zintegrowania wraz z kołnierzami do mocowania tarczy hamulcowej, koła i zwrotnicy, którą z powodzeniem stosuje się do łożyskowania kół nienapędzanych, jak i napędzanych. Dzięki dwukołnierzowej budowie został zredukowany koszt montażu oraz wyeliminowano pogorszenie działania i trwałości łożyska spowodowane błędnym montażem.



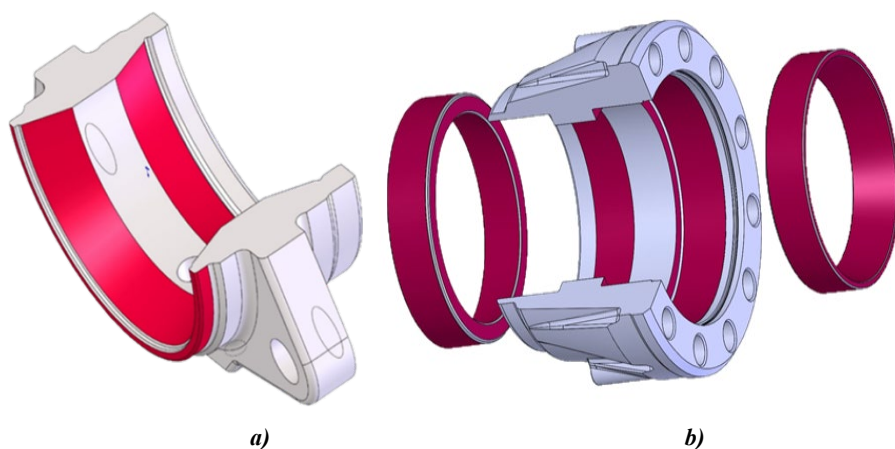
*Rys. 4. Zespólna piasta trzeciej generacji: 1 – pierścień zewnętrzny kołnierzowy, 2 – pierścień wewnętrzny kołnierzowy, 3 – standardowy pierścień łożyskowy, wewnętrzny, 4 – element toczny – waleczek stożkowy*

Konstrukcja piasty łożyskowej trzeciej generacji pozwoliła wyeliminować występowanie błędów montażowych i wykonawczych, jak: zdeformowane czopy piast, niewłaściwe pasowanie pomiędzy czopem, a otworem łożyska, niewspółosiowość statyczna (występująca, gdy pierścienie dosunięte są do powierzchni

oporowej, która nie jest prostopadła do czopa piasty). Wyeliminowano również konieczność stosowania specjalistycznego oprzyrządowania podczas tzw. pierwszego montażu, jak i usługi serwisowej. Piasty te są obecnie wyposażone w dwurzędowe skośne łożysko kulkowe lub dwurzędowe łożysko stożkowe zamknięte w jednej, szczelnej obudowie, mające zdefiniowany i ustawiony luz. Są one fabrycznie nasmarowane na cały okres eksploatacji, mają zwartą budowę w kierunku wzdłużnym, mały ciężar masы nieresorowanej, dużą sztywność oraz można w nie łatwo wbudować czujnik ABS.

## WPLYW ROZWOJU KONSTRUKCJI NA ILOŚĆ ELEMENTÓW WCHODZĄCYCH W SKŁAD PIASTY KOŁA

Rozwój konstrukcji zespolonej piasty łożyskowej koła, poprzez zaawansowaną integrację różnych elementów składowych, takich jak łożyska, pierścienie uszczelniające, czujniki ABS, ograniczył konieczność montażu wielu elementów osobno, ułatwił produkcję, zredukował masę i poprawił niezawodność. Zintegrowanie bieżni łożyskowych z pierścieniem zewnętrznym kołnierzowym (rys. 5a) wyeliminowało z konstrukcji oba pierścienie zewnętrzne (rys. 5b). Pierścienie te wymagały dokładnej obróbki szlifierskiej powierzchni czołowych, powierzchni zewnętrznej oraz bieżni, a do wykonania gotowego wyrobu trzeba było zużyć dwukrotnie więcej materiału, niż masa pierścienia gotowego.

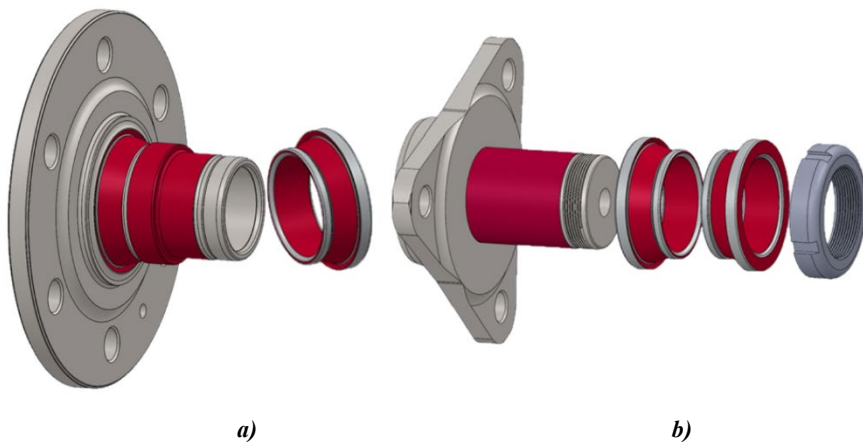


*Rys. 5. a) Pierścień zewnętrzny kołnierzowy zespolonej piasty trzeciej generacji,  
b) piasta koła wraz z pierścieniami zewnętrznymi łożysk stożkowych*

W starszych generacjach piast łożyskowych stosowano dwa pierścienie wewnętrzne wciskane na czop (rys. 6b). W zespolonej piaście trzeciej generacji, dzięki temu, że jedna z bieżni wewnętrznych została zintegrowana z pierścieniem kołnierzowym wewnętrznym (rys. 6a), z konstrukcji wyeliminowano jeden z pierścieni wewnętrznych.



Rozwój technologii rozwalcowywania obrotowego umożliwił zmniejszenie masy modułu oraz uzyskanie precyzyjnego montażu elementów piasty [8]. W tradycyjnej konstrukcji piasty pierścienie wewnętrzne mocowane były na czopie za pomocą nakrętki (rys. 6b). Dzięki zastosowaniu technologii rozwalcowywania obrotowego wyeliminowano konieczność stosowania nakrętki oraz wykonywania gwintu na czopie (rys. 6a). Parametry zacisku wału realizowanego poprzez rozwalcowanie obrotowe są równe, a w niektórych przypadkach lepsze, niż te z wykorzystaniem nakrętki [9].



*Rys. 6. a) Pierścień wewnętrzny kołnierzowy wraz ze standardowym pierścieniem łożyskowym wewnętrznym, b) czop piasty koła wraz ze standardowymi pierścieniami łożyskowymi wewnętrznymi oraz nakrętką*

## WNIOSKI

Zespolone piasty łożyskowe trzeciej generacji zyskują coraz większą popularność i są preferowane przez konstruktorów w łożyskowaniu kół samochodów z kilku istotnych powodów, związanych głównie z ich zaawansowaną konstrukcją i efektywnością. W zespolonych piastach łożyskowych trzeciej generacji komponenty są precyzyjnie osadzone w jednym bloku, co ogranicza możliwość występowania luzów i błędów montażu. Ich konstrukcja uwzględnia aspekty związane z odpornością na warunki atmosferyczne, działanie soli drogowej oraz inne czynniki środowiskowe. Są zoptymalizowane pod kątem minimalizacji masy, przy jednoczesnym zachowaniu odpowiedniej wytrzymałości. W przypadku konieczności wymiany zespolone piasty łożyskowe trzeciej generacji są łatwiejsze do obsługi i wymiany niż tradycyjne, oddzielne komponenty. To z kolei zmniejsza koszty serwisowania i skraca czas potrzebny na przeprowadzenie naprawy. Niestety, jeździmy po nierównych drogach, na których dochodzi do różnego rodzaju incydentów doprowadzających do uszkodzenia zintegrowanej piasty łożyskowej

koła. W przypadku konieczności jej wymiany właściciel musi się liczyć z kosztami kilkukrotnie większymi, niż miałyby to miejsce w przypadku piasty wykorzystującej klasyczną konstrukcję z zastosowaniem dwóch łożysk tocznych.

Zastosowanie zespolonych piast łożyskowych trzeciej generacji w łożyskowaniu kół samochodów przynosi korzyści związane z integracją, precyzją, trwałością, wydajnością oraz ułatwieniem obsługi i serwisowania.

## LITERATURA

- [1] ADAMCZAK S., GAJUR M., KUŹMICKI K.: Problemy metrologiczne podczas montażu łożysk w maszynach. *Mechanik* nr 11/2022, s. 38–41
- [2] MACIEJCZYK A., ZDIENNICKI Z.: Łożyskowanie piast kół pojazdów. *Autobusy* 3/2013
- [3] TAKAHASHI K., SUZUKI D., NAGATOMO T.: Effect of Axial Clearance on Rolling Element Load of Double Row Taperd Roller Bearings. *QR of RTRI*, Vol. 60 No. 3, Aug. 2019
- [4] KACZOR J.: Wpływ luzu w łożyskach kulkowych na nieprawidłową pracę wału trzypodporowego. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria: Transport* z. 83, nr kol. 1904, 2014
- [5] BAK M., LIBERA M., JOŚKO M.: Wpływ warunków smarowania na zmiany struktury geometrycznej powierzchni elementów łożysk tocznych. *Politechnika Poznańska, TRIBOLOGIA* 4–2012, s. 11–16
- [6] ZMARZŁY P.: Model matematyczny oceny wpływu odchyłki okrągłości i falistości powierzchni bieżni łożysk tocznych na poziom generowanych drgań. *Mechanik* nr 1/2019, s. 35–47
- [7] ADAMCZAK S., ZMARZŁY P.: Influence of raceway waviness on the level of vibration in rolling–element bearings. *Bull. Pol. Ac.: Tech.* 65, 4–2017, s. 541–551
- [8] CHAN–HEE N., MIN–CHEOL L., JAE–GEUN E., MOO–HO C., MAN–SOO J.: Finite element analysis model of rotary forging for assembling wheel hub bearing assembly. *Procedia Engineering* 81–2014, 2475–2480
- [9] TODA K., ISHII T., KASHIWAGI S., MITARAI T.: Development of Hub Units with Shaft Clinching for Automotive Wheel Bearings. *KOYO Engineering Journal English Edition* No.158E, 2001

## TECHNOLOGIA ELASTYCZNEGO FORMOWANIA ELEMENTÓW DO NACZEP SAMOCHODOWYCH

**Abstract:** This chapter presents the importance of the technology of flexforming of metal elements in the semi-trailers and trailers industry, on the base of the example of implementing this technology at Wielton S.A. The work presents an innovative methodology for developing semi-trailer components taking into account flexforming technology. The author draws attention to the benefits resulting from the implementation of technology for large-scale production of semi-trailer components. Due to the specificity of semi-trailer components, the presented approach is innovative. The purpose of using the methodology is to produce elements with complex shapes, difficult to obtain using traditional manufacturing methods so far, and at lower costs.

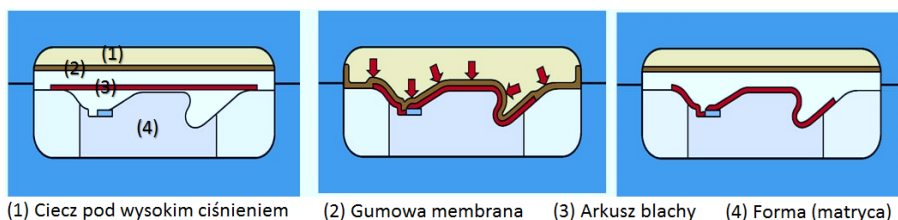
### WSTĘP

Podczas procesu opracowania naczep uwzględnianych jest wiele kryteriów optymalizacji, m.in. ekonomiczne, funkcjonalne (np. masa), wytrzymałościowe i bezpieczeństwa oraz estetyczne. Podczas optymalizacji poprawa rozwiązania pod względem jednych kryteriów powoduje pogorszenie innych (np. często pożądane zwiększenie wytrzymałości naczepy, objawiające się możliwością przenoszenia większych obciążeń, powoduje niepożądany wzrost masy). Z tego względu zadania opracowania optymalnych rozwiązań konstrukcyjnych, doboru optymalnych materiałów do produkcji podzespołów, wybór optymalnych technologii wytwarzania stanowią istotne, złożone problemy do rozwiązania przy produkcji naczep (ale także innych środków technicznych).

Technologia plastycznego formowania elementów metalowych jest jedną z najistotniejszych technologii w branży motoryzacyjnej. W produkcji samochodów osobowych za pomocą technik tłoczenia na prasach hydraulicznych lub mechanicznych formuje się liczne elementy poszycia, ale też inne elementy struktur nośnych. Koszty tego typu maszyn, a także skomplikowanych narzędzi są bardzo wysokie, a inwestycja w nie zwraca się dopiero przy bardzo dużych seriach produkcyjnych. Przy mniejszej liczbie pojazdów produkowanych rocznie (jak w przypadku produkcji pojazdów ciężkich, np. naczep) konieczne jest poszukiwanie innych technologii. W dalszej części rozdziału przedstawiona zostanie technologia elastycznego formowania blach (ang. flexforming) opracowana dla potrzeb produkcji elementów naczep i przyczep ciężarowych w firmie Wielton S.A.

Flexforming (nazwa stosowana przez jednego z producentów pras – firmę Quintus Technologies AB [15]) jako jedna z technologii hydroformowania, pozwala na produkcję elementów o złożonych kształtach, które trudno jest wykonać przy użyciu tradycyjnych metod. Metoda ta polega na użyciu elastycznego narzędzia

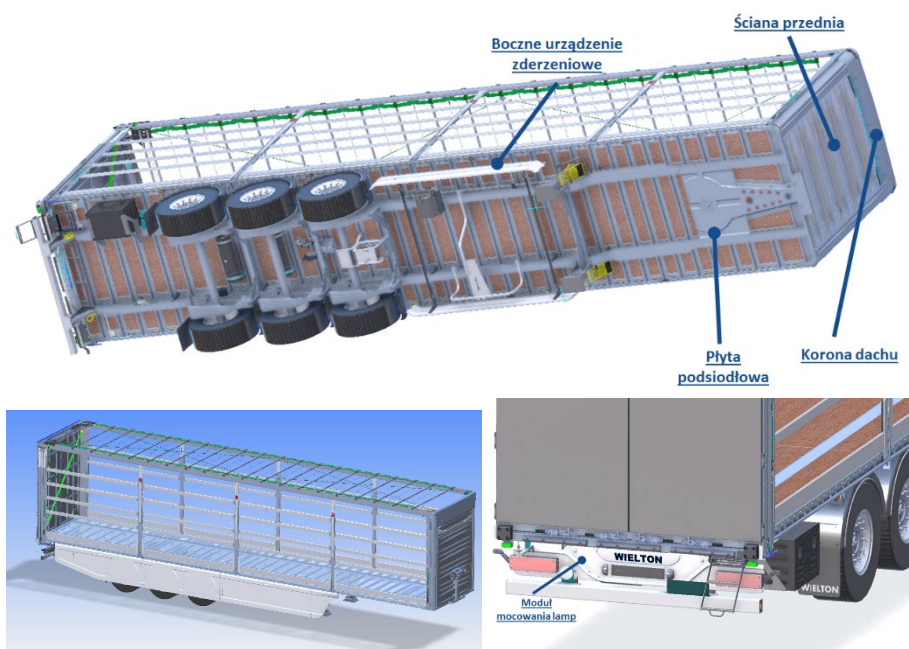
górnego, które wywiera duży nacisk na blachę, tym sposobem wciągając ją do narzędzia dolnego (matrycy). Etapy procesu oraz prasę przedstawiono na rys. 1. W ten sposób można obniżyć koszty narzędzi, a wciąż uzyskać złożoną postać konstrukcyjną, która pozwala zaspokajać potrzeby pod względem lepszej estetyki, większej wytrzymałości, czy mniejszej masy. W połączeniu z redukcją kosztów, przy określonym poziomie produkcji technologia ta wydaje się jedynym racjonalnym wyborem.



**Rys. 1.** Ogólne etapy formowania z zastosowaniem technologii elastycznego formowania blach (flexforming) oraz prasa do formowania [15]

Elastyczne formowanie blach jest stosunkowo nową technologią wytwarzania, istniejącą od niecałych ok. 50 lat (pierwsze prasy do flexformingu opracowano w firmie Quintus, wtedy pod marką ASEA/ABB w 1964 r.). Wiedza dotycząca projektowania form oraz poprawnego określenia parametrów technologicznych nie jest jednak powszechna, szczególnie gdy technologia ma być stosowana w produkcji wielkoseryjnej. W rozdziale omówione zostaną różne aspekty technologii elastycznego formowania, w tym jej zalety, wady oraz zastosowanie w produkcji naczip i przyczep. Przedstawione zostaną kolejne etapy w procesie opracowania przykładowych elementów dla wytwarzania w tej technologii. Zastosowane metody oraz narzędzia począwszy od etapu projektowo-konstrukcyjnego, aż po walidację rzeczywistych wytworzonych komponentów stanowią w pewnych etapach nowatorską metodykę wdrożoną w firmie Wielton.

Przedstawione w dalszej części przykłady dotyczyć będą elementów z blach stalowych o wysokiej wytrzymałości tj. S700MC i grubości nawet 6 mm (dla elementu – płyta podsiodłowa) oraz innych bardziej typowych do formowania (np. DC04, 260LA o grubościach poniżej 2 mm dla elementów pozostałych). Część elementów przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Przykładowe elementy naczepy dedykowane do technologii elastycznego formowania

Wnioski z prowadzonych badań wskazują na to, że elastyczne formowanie może być doskonałym rozwiązaniem także dla ciężkiego przemysłu motoryzacyjnego, szczególnie w przypadku wielkoseryjnej produkcji elementów o skomplikowanych kształtach, jakie są stosowane w naczepach i przyczepach ciężarowych.

## TECHNOLOGIA FORMOWANIA ELEMENTÓW NACZEP

Biorąc pod uwagę założenia firmy Wielton, tj. konieczność stosowania materiałów o wysokiej wytrzymałości (stale o wysokiej granicy wytrzymałości powyżej 700 MPa), chęć obniżenia kosztów materiałowych i kosztów wydziałowych (redukcja o co najmniej 5%), skrócenie czasów produkcji podzespołów (skrócenie co najmniej o 10%), estetyka podzespołów pozwalająca spełniać nowoczesne wymagania wzornicze (czynnik wizualny) na początku prac dwie technologie wytwórcze zostały wytypowane jako rokujące do produkcji nowego produktu – innowacyjnej naczepy. Obie technologie pozwalają na formowanie blach stalowych (także z innych metali, np. aluminium) o wysokiej wytrzymałości (nawet powyżej 1000 MPa), gdzie pierwsza to tłoczenie przy użyciu matrycy i tłoczniaka na prasach hydraulicznych, druga natomiast to elastyczne formowanie przy wykorzystaniu ciśnienia cieczy, gumowej elastycznej membrany i matrycy formującej (ang. *flexforming*) [16]. Ze względów ekonomicznych [16] (przede wszystkim

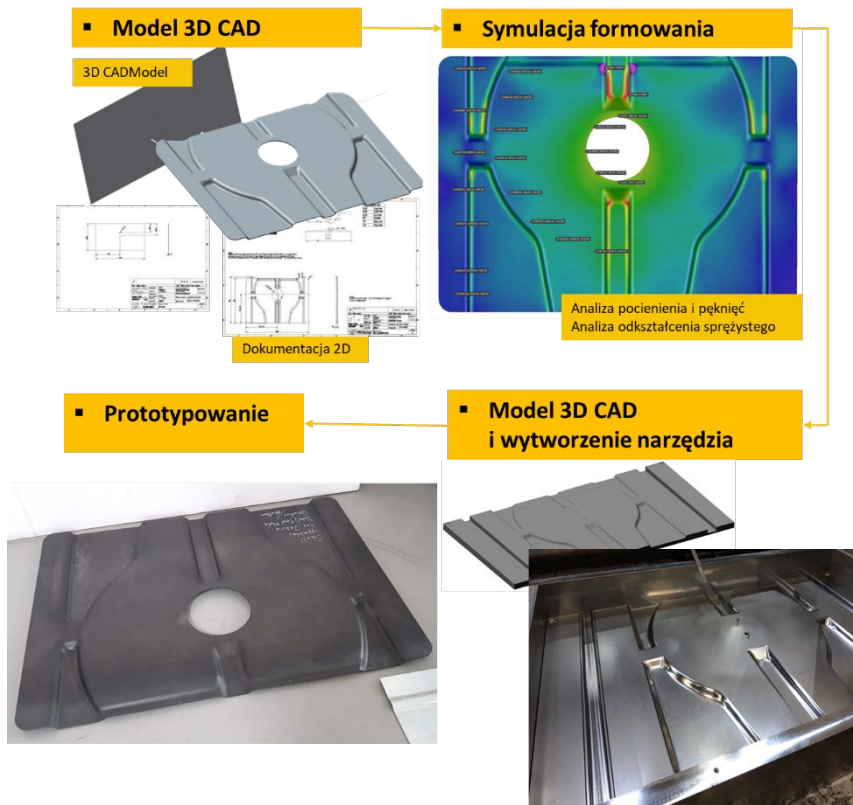
koszt narzędzi), elastyczności wprowadzania zmian i wolumenów produkcyjnych, spośród tych dwóch technologii, na podstawie szczegółowych analiz, jako optymalne rozwiązanie wybrano technologię flexformingu. Flexforming jest jedną z odmian hydroformowania (ang. hydroforming) i stosowane jest do formowania blach (także bardzo głębokiego) w postaci płaskich arkuszy (ang. *sheet hydroforming*) [7]. Flexforming jest wyspecjalizowanym rodzajem formowania matrycowego, które wykorzystuje wysokociśnieniowy płyn hydrauliczny (przeważnie na bazie oleju rycynowego) do wtłoczenia materiału roboczego do matrycy. Wtłoczenie materiału do matrycy (formy) następuje za pośrednictwem gumowej membrany (ang. *diaphragm*). Zaletą w stosunku do tradycyjnego tłoczenia przy użyciu matrycy i tłoczniaka jest uproszczone oprzyrządowanie niezbędne do formowania blach do pożądanej postaci, składające się najczęściej z jednego elementu (matrycy). Powoduje to diametralne zmniejszenie kosztu narzędzi w porównaniu do tradycyjnego formowania przy użyciu matrycy i tłoczniaka. Matryca do formowania w zależności od wymaganej trwałości może być wykonana ze stali lub z bakelitu (niski koszt matrycy, pozwalający na wytworzenie serii prototypowej do kilkunastu sztuk). Prostota takiego rozwiązania przekłada się na znaczną redukcję kosztu oprzyrządowania (minimum 50%). Zgodnie z dotychczasowym przypadkiem wdrożenia technologii w przemyśle (według danych firmy Quintus) wolumeny produkcyjne nie wynoszą więcej jak 40000 szt./rok, a dla najbardziej wydajnego zastosowania 80000 szt./rok [15]. Flexforming przy ciśnieniach pras sięgających 1000 bar pozwalają na formowanie blach stalowych o wysokiej i ultrawysokiej wytrzymałości (np. DP1000). Zakresy grubości blach do formowania mieszczą się w granicach 0,5–8 mm, zależnie od gatunku materiału.

Dla zoptymalizowanej produkcji naczepty przy wykorzystaniu technologii flexformingu potrzeba rozwiązać kilka złożonych problemów badawczych [1]. Istotnymi problemami badawczymi są w szczególności [2, 4, 13]:

- określenie ostatecznych cech konstrukcyjnych (postaciowych, wymiarowych, materiałowych) elementów wytwarzanych przy wykorzystaniu tej technologii, które uwzględniają wymaganą wytrzymałość;
- określenie postaci konstrukcyjnej matryc dla produkowanych elementów w celu kompensacji sprężystości stali (szczególnie o wysokiej wytrzymałości);
- ostateczne potwierdzenie doboru odpowiednich materiałów w celu zapewnienia optymalnej wytrzymałości elementów przy jednoczesnym uwzględnieniu innych czynników, tj. ekonomicznych związanych z bezpieczeństwem;
- optymalizacja technologii pod kątem produkcji elementów o znacznych wymiarach gabarytowych.

## PROCES OPRACOWANIA ELEMENTÓW NACZEP

W celu opracowania końcowego projektu naczepy firmy Wielton, a w szczególności podzespołów dedykowanych do wytwarzania przy wykorzystaniu technologii flexformingu, zostały zastosowane metody modelowania 3D przy użyciu PTC Creo Parametric. Dla potrzeb optymalizacji (wytrzymałościowej, technologicznej – formowania poprzez flexforming) podzespołów przeprowadzono analizy numeryczne MES (przy użyciu PTC Creo Simulate – wdrożonego w firmie Wielton). Analizy technologiczności przyjętych rozwiązań oraz określenie postaci narzędzi do formowania przeprowadzono za pomocą oprogramowania AutoForm, we współpracy z firmą Quintus Technologies AB [15]. W ramach zastosowanego podejścia (rys. 3) przeprowadzono szczegółowe analizy pozwalające wykryć niedoskonałości i błędy konstrukcyjne podzespołów i całej naczepy, w szczególności: analizy ergonomiczne, statyczne i dynamiczne, analizy montażu, itp. Badania takie zostały uzupełnione o badania eksperymentalne prototypów najistotniejszych podzespołów. W szczególności zagadnieniem technologicznym wymagającym rozwiązania było formowanie podzespołu – płyty podsiodłowej, który wytwarzany powinien być ze stali o wysokiej wytrzymałości (S700) oraz stosunkowo dużej grubości (6 mm). W przypadku tego elementu kluczowe było przeprowadzenie symulacji numerycznych oraz prób wytworzenia próbek pozwalających określić stopień kompensacji sprężystości stali podczas wytwarzania [6]. Podczas symulacji istotne było określenie zachowania materiału formowanego przy znanych parametrach mechanicznych [5], tj. wartość wydłużenia równomiernego ( $A_r$ ), zapas plastyczności ( $R_{02}/R_m$ ), anizotropia normalna i płaska. Ponadto istotne było określenie kierunków odkształcenia sprężystego w zależności od cech geometrycznych przetłoczeń. Analizy numeryczne pozwoliły ostatecznie na prawidłowe zaprojektowanie form (matryc) do produkcji podzespołów naczepy przy użyciu technologii flexformingu.



Rys. 3. Proces opracowania elementu dedykowanego dla technologii formowania

## WYMAGANIA TECHNOLOGICZNE W PROCESIE OPRACOWANIA PRODUKTU KOŃCOWEGO

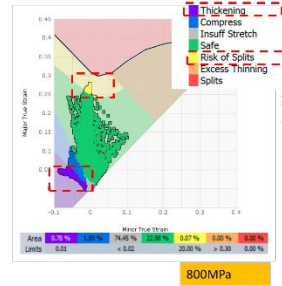
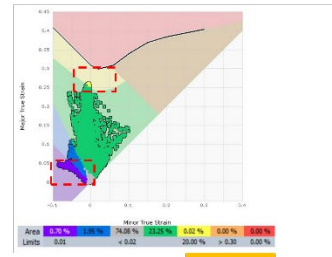
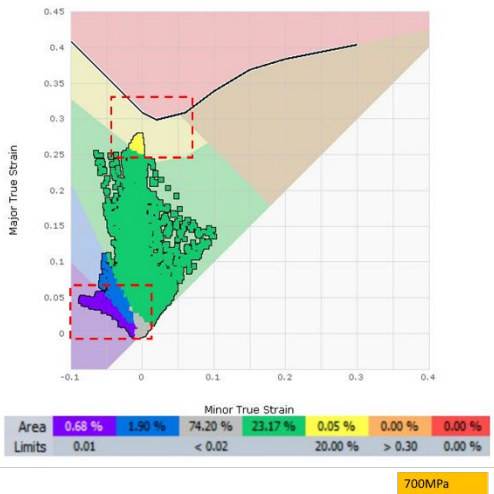
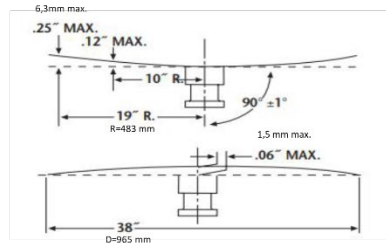
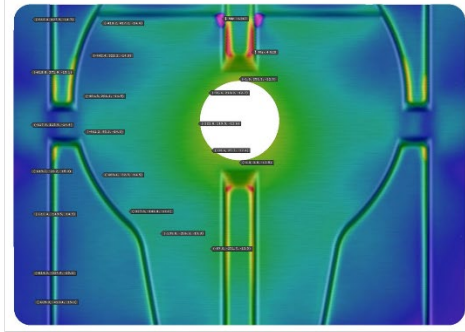
W przypadku technologii klasycznego tłoczenia na prasach hydraulicznych, ale także flexformingu arkuszy blachy zmienność właściwości dostarczanych przez dostawców (głównie huty) partii materiału arkusza jest istotnym problemem, zwłaszcza w przypadku stali wysokowytrzymałych [10]. Nawet jeśli dostarczane partie materiału spełniają wszelkie wymagania normowe (np. odnośnie granicy plastyczności i wytrzymałości na podstawie próby rozciągania), to duże zakresy parametrów mechanicznych (np. dla stali 1000DP/S700 tolerancja dla parametru  $R_{e0,2}$  wynosi 250 MPa –  $R_e$  w zakresie 700 MPa do 950 MPa, gdy tolerancja  $R_m$  wynosi równie dużo tj. 200 MPa –  $R_m$  w zakresie 1000–1200 MPa [17]) powodują trudności w ustaleniu parametrów procesu produkcyjnego oraz poprawnej postaci oprzyrządowania dla spełnienia wymagań konstrukcyjnych.

Tego typu problemy wymagają stosownego podejścia już na etapie projektowania i konstruowania oraz wykonania szeregu symulacji. Na podstawie symula-



cji procesów formowania możliwe jest przewidzenie efektów końcowych dla różnych parametrów mechanicznych materiału formowanego i różnych postaci form [9]. Forma stanowiąca oprzyrządowanie prasy do flexformingu musi zatem być tak zaprojektowana, aby kompensować zachowanie materiału dla zakresów tolerancji właściwości mechanicznych i grubości [8]. Opracowana metodyka w firmie Wielton przewiduje przeprowadzenie symulacji dla trzech przypadków parametrów wytrzymałościowych stosowanego tworzywa (rys. 4): dla wartości minimalnych i maksymalnych według normy oraz wartości uśrednionej parametrów wytrzymałościowych według statystyk dostarczanych przez producenta materiału. Spełnienie wymagań projektowych odnośnie odkształcenia sprężystego (ale także braku pęknięć i zbyt dużego pocienienia) dla bezwzględnie każdego z tych trzech przypadków pozwala dopiero uznać dane rozwiązanie konstrukcyjne elementu za poprawne konstrukcyjnie i technologicznie. Podobnie uwzględnia się również zmiany grubości materiału dostarczanego w różnych partiach. Mimo bardziej czasochłonnego i kosztownego procesu analiz symulacyjnych inwestycja ta zwraca się dzięki oszczędności na kosztach materiału w produkcji seryjnej. Nie jest bowiem konieczne tworzenie specjalnych wymagań dla dostawców materiału, odmiennych od tych typowych normowych, co nie podnosi kosztu takiego materiału (ma to miejsce, gdy materiał jest nietypowy). Jest to niezwykle istotny element podejścia opracowanego przez Wielton.

Sam proces symulacji formowania przebiega już dla każdego z wyżej wymienionych przypadków w typowy sposób. Opracowanie poprawnej formy do flexformingu może polegać na zastosowaniu klasycznej kompensacji sprężystości, które w warunkach produkcyjnych może polegać na dodatkowym przegięciu arkusza w miejscach istotnych z punktu widzenia sprężystości lub kontrolowaniu miejsc płynięcia materiału (np. poprzez dodatkowy docisk). Jeśli jednak geometria wytwarzanego elementu jest bardziej skomplikowana, nie jest łatwe przewidzenie zachowania materiału. Zastosowanie metod kompensacyjnych opartych na iteracyjnych metodach aproksymacji kierunku odkształcenia oraz jakości powierzchni kompensowanych umożliwi w przypadku elementów do naczip firmy Wielton znalezienie optymalnych rozwiązań. Algorytmy korekcji matryc, z wykorzystaniem dyslokacji w zakresie sprężystości, zakładają procedurę iteracyjną kompensacji tej sprężystości [12]. Podstawowym rozwiązaniem kompensacji jest identyfikacja geometrii narzędzia, która dostosowuje powierzchnię w celu zminimalizowania odległości między założoną geometrią w taki sposób, że początkowa geometria oprzyrządowania powstała w wyniku odbicia geometrii elementu w oprzyrządowaniu zostanie zmodyfikowana (ang. *overbending*) [11]. Analiza wyników sprężystości materiału obejmuje etap po formowaniu, ale także etap po cięciu laserowym 3D, wymaganym dla usunięcia naddatku. Usunięcie naddatków po formowaniu dla uzyskania końcowej postaci geometrycznej (głównie końcowego konturu elementu) wpływa na zmianę sztywności elementu, a tym samym na zmianę odkształcenia sprężystego wynikającego z pewnych naprężeń wewnętrznych powstałych po formowaniu [3].



**Rys. 4.** Wymagania projektowe oraz wyniki symulacji formowania (diagramy FLD) dla przykładowego elementu – płyty podsiodłowej ze stali S700  $t = 6 \text{ mm}$  dla 3 przypadków parametrów wytrzymałościowych tworzywa ( $R_e = 700 \text{ MPa}, 744 \text{ MPa}, 800 \text{ MPa}$ )

Gdy wyniki symulacji formowania spełniają wszystkie przyjęte założenia i wymagania, kolejnym etapem jest wytworzenie narzędzi oraz prototypów elementów (rys. 5). Elementy te użyte są do budowy naczepy, a w dalszej kolejności poddawane badaniom walidacyjnych za pomocą stanowiska symulatora drogi (patrz [14]).



Rys. 5. Przykładowy formowany element – płyta podsiodłowa naczepy w ramie naczepy

## PODSUMOWANIE

W przypadku produkcji pojazdów tradycyjne metody tłoczenia na prasach hydraulicznych lub mechanicznych są kosztowne ze względu na wysokie nakłady inwestycyjne w narzędzia, które zwracają się jedynie przy produkcji masowej. Jednakże w produkcji pojazdów ciężkich, gdzie liczba pojazdów produkowanych rocznie jest typowa dla produkcji wielkoseryjnej, lecz rząd wielkości mniejszy niż w produkcji pojazdów osobowych, konieczne staje się poszukiwanie bardziej efektywnych i oszczędnych technologii. Technologia elastycznego formowania blach może stanowić istotny krok naprzód w przemyśle pojazdów ciężkich. W rozdziale przedstawiono jak technologia ta znajduje również zastosowanie w przemyśle producentów naczep i przyczep w produkcji wielkoseryjnej. Jest to technologia produkcji elementów naczep i przyczep ciężarowych, która pozwala uzyskać skomplikowane (także spełniające wymagania nowoczesnego wzornictwa) kształty konstrukcyjne przy niższych kosztach produkcji. Aby technologia ta mogła być stosowana w produkcji wielkoseryjnej w warunkach przemysłowych konieczne jest jednak zastosowanie odpowiedniego podejścia już na etapie projektowo-konstrukcyjnym.

W przypadku formowania elementów ze stali o wysokiej wytrzymałości najistotniejszym problemem jest eliminacja efektu odkształcenia sprężystego (ang. *springback*) dla tego typu stali. Wiąże się to także z niezachowaniem dokładności geometrycznych dla produkowanych elementów (np. występowanie odkształcenia sprężystego, czy też odkształceń wynikających z naprężeń wewnętrznych). Poprawnie dobrane parametry procesu produkcyjnego elementów (m.in. powodujące kompensację efektu odkształcania sprężystego) mają istotne znaczenie dla

wysokiej jakości produkowanych elementów. Kluczowe problemy badawcze należało rozwiązać już na etapie procesu projektowo-konstrukcyjnego, w tym na etapie potwierdzenia technologiczności. W ramach opracowanej metodyki już na etapie symulacji uwzględnia się szerokie zakresy tolerancji właściwości mechanicznych i grubości tworzyw. Symulacje są przeprowadzane dla trzech przypadków parametrów wytrzymałościowych materiału: minimalnych, maksymalnych zgodnych z normą oraz uśrednionych według danych statystycznych dostarczonych przez producenta materiału. Ustalenie, że projektowany element spełnia wymagania projektowe odnośnie odkształcenia sprężystego oraz braku pęknięć czy zbyt dużego pocienienia dla każdego z tych trzech przypadków pozwala dopiero uznać rozwiązanie konstrukcyjne za technologicznie poprawne. Podejście takie powoduje istotne obniżenie kosztów materiału. Metodykę projektowania potwierdzono na 12 elementach naczepy i w każdym z przypadków symulacje pozwoliły na opracowanie elementów, których proces produkcyjny przebiega poprawnie niezależnie od partii materiału. Przedstawione wyniki osiągnięto w ramach projektu „Opracowanie technologii hydroformowania wybranych elementów naczepy celem stworzenia innowacyjnej naczepy INNEXTRAILER” (nr projektu POIR.01.02.00-00-0047/18), współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Działania 1.2 Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014–2020 – „Sektorowe programy B+R”, Program Sektorowy „INNOMOTO”.

## LITERATURA

- [1] CHOI J. C., KIM C., CHOI Y., KIM J.H., PARK J.H.: An Integrated Design and CAPP System for Deep Drawing or Blanking Products, *Int J Adv Manuf Technol*, 16, s. 803–813, 2000
- [2] DANZBERG J., SCHMAALZE S.: Parameterization of the tool geometry as prerequisite for the shape optimization of tool surface, Zurich, Switzerland 2004
- [3] GRONOSTAJSKI J., NIECHAJOWICZ A., POLAK S.: Springback deformation of drawpieces after trimming and parting, *Umformtechnik Tagungsband, Freiberg, Institut fuer Metallformung TU Bergakademie*, s. 457–476
- [4] KANG S.S., PARK D.H.: Application of computer-aided process planning system for nonaxisymmetric deep drawing products, *Journal of Materials Processing Technology* 124, s. 36–48, 2002
- [5] KOÇ M. (Ed.): *Hydroforming for Advanced Manufacturing*, Woodhead Publishing in Materials, CRC Press, Cambridge England, 2008
- [6] LING D., EL-KHALDI F., BABEAU J.L.: *New Challenges and Requirements in Sheet Metal Stamping and Forming Simulation*, ESI-Group
- [7] LUNDH H., BUSTAD P. A., CARLSSON B., ENGBERG G., GUSTAFSSON L., LIDGREN R.: *Sheet metal forming*, SSAB Tunplant, Goteborg, Sweden, 1998
- [8] MARCINIAK Z.: *Konstrukcja tłoczników*, s. 35–37, Warszawa, Poland 2002
- [9] SEKI N.: Successfully controls springback in thin Ultra-High Strength Steel stamping parts using PAM-STAMP 2G, TOA Industries.
- [10] SENKARA J.: Współczesne stale karoseryjne dla przemysłu motoryzacyjnego, *Przegląd Spawalnictwa* 11/2009

- [11] ŚWIĄTONIOWSKI A., BAŁON A.: Compensation of springback deformation in sheet metal forming analysis, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 19, No. 3 2012
- [12] WIE H., CHEN W., GAO L.: Sprinback Investigation on Sheet Metal Incremental Formed Parts, *WASET, International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, Vol. 5, No. 7, s. 1273–1277, 2011
- [13] YADAV A.D., Process analysis and design in stamping and sheet hydroforming, Dissertation, Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree Doctor of Philosophy, The Ohio State University, 2008
- [14] Portal 40.ton: Zobacz jak działa i do czego służy Centrum Badawczo–Rozwojowe firmy Wielton, otwarte wczoraj w Wieluniu, dostępna pod adresem: <https://40ton.net/zobacz-jak-dziala-i-do-czego-sluzy-centrum-badawczo-rozwojowe-firmy-wielton-otwarte-wczoraj-w-wieluniu/> (dostęp dn.: 17.10.2023r.)
- [15] Quintus Technologies – strona www producenta pras do flexformingu, dostępna pod adresem: <https://quintustechnologies.com/> (dostęp dn.: 17.10.2023r.)
- [16] SSAB: Shaping the automotive prototyping industry with Flexform™ presses, dostępne pod adresem: [http://www2.quintustechnologies.com/l/228122/2016-11-17/2hcy/2281-22/4166/smf\\_automotive\\_a4\\_final.pdf](http://www2.quintustechnologies.com/l/228122/2016-11-17/2hcy/2281-22/4166/smf_automotive_a4_final.pdf) (dostęp dn.: 17.10.2023r.)
- [17] SSAB-specyfikacja stali DOCOL DP1000, dostępne pod adresem: <https://www.ssab.pl/-produkty/marki/docol/products/docol-1000dp> (dostęp dn. 17.10.2023r.)



PIOTR LADRA<sup>1</sup>, BOGDAN POSIADAŁA<sup>2</sup>, SZCZEPAN ŚPIEWAK<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Politechnika Częstochowska, kolar17@interia.pl

<sup>2</sup> Politechnika Częstochowska, bogdan.posiadala@pcz.pl

<sup>3</sup> Politechnika Częstochowska, szczepan.spiewak@pcz.pl

## WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA NUMERYCZNYCH MODELI WĘZŁÓW KONSTRUKCYJNYCH WIELOZADANIOWEJ PRZYCZEPY SAMOCHODOWEJ

**Abstract:** This work is the part of a project to build a prototype of a multifunctional car trailer describing experimental research using strain gauge sensors mounted on the trailer frame. The obtained results of these tests were compared with the results of simulation tests. Experimental research was carried out at the Czestochowa University of Technology. The project ended with obtaining a patent and registered designs at the Patent Office of the Republic of Poland.

W dobie rozwoju gospodarczego wiele firm poszukiwało nowych rozwiązań w różnych dziedzinach gospodarki. Podobnie rzecz się ma z produkcją przyczep. Różne zapotrzebowania z różnych gałęzi działalności zmusiły producentów do budowy nowych różniących się od siebie przyczep. Powstało wiele typów tych pojazdów i powstało duże rozdrobnienie. Dzisiaj mamy specjalne przyczepy do przewozu motocykli, quadów, kosiarek itp., mamy różne typy i modele. Często przyczepy te tak bardzo różnią się od siebie, że cechą wspólną pozostała już tylko oś i zaczep.

Ze względu na duże rozdrobnienie typów przyczep samochodowych powstał pomysł, aby skonstruować i wyprodukować wielozadaniową przyczepę specjalistyczną, która łączy w swej konstrukcji kilka funkcjonalności. Podjęte działania realizowane były w ramach rozprawy doktorskiej [1]. Budowa prototypu zaczęła się od pomysłu, później projektu i modeli obliczeniowych, które posłużyły do badań symulacyjnych. Z kolei wyniki badań symulacyjnych ukierunkowały cały projekt pod względem optymalizacji. W konsekwencji tych wszystkich działań powstał pierwszy prototyp nowej przyczepy, która była zdolna do pewnej transformacji. Z pozoru ze zwykłej przyczepy w prostych krokach zmienia się w przyczepę specjalistyczną. Posiada ona uchylną i rozkładaną platformę. Rama przyczepy przystosowana jest do adaptacji różnego rodzaju nadwozi z odpowiednio kompatybilnym modułem sprzęgowym. Ponadto rama przyczepy umożliwia ustawienie specjalistycznego stelaża, poszerzając tym samym możliwości transportowe przyczepy. Zwarta i trwała konstrukcja pozwala na maksymalne wykorzystanie przestrzeni ładunkowej ze sporym zakresem ładowności: do 1000 kg. Pierwszy zbudowany prototyp (model i zdjęcie pokazano na rys. 1) stał się obiektem do przeprowadzenia badań eksperymentalnych. Rama przyczepy uzbrojona została w czujniki tensometryczne i poddana wielogodzinnym badaniom.



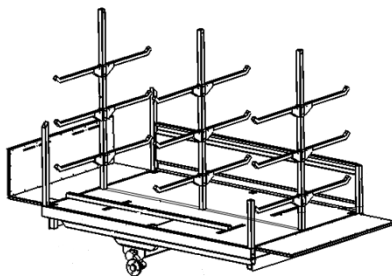
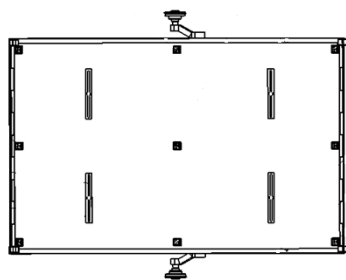
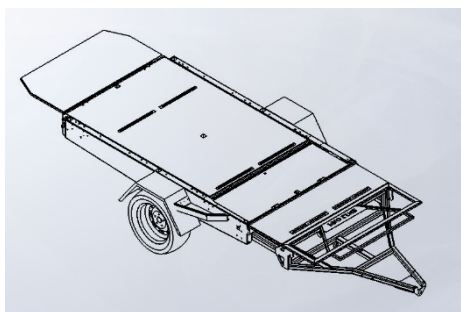
a)



b)

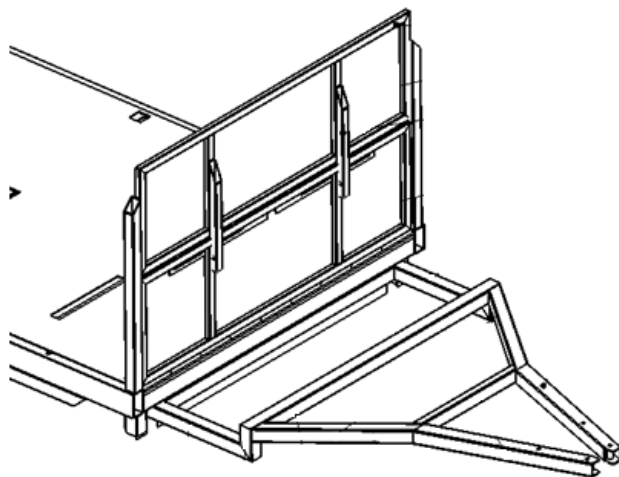
*Rys. 1. Prototyp przyczepy wielozadaniowej a) model prototypu, b) rzeczywisty obiekt [1]*

Platforma przyczepy towarowej uzyskała pozytywną opinię rzeczników Urzędu Patentowego RP i otrzymała ochronę patentową oraz zastrzeżenie wzorów w dwóch obszarach: „Węzeł konstrukcyjny przedniej części przyczepki towarowej” oraz „Zespół mocujący burtę przyczepki towarowej” (rys. 2, 3 i 4).

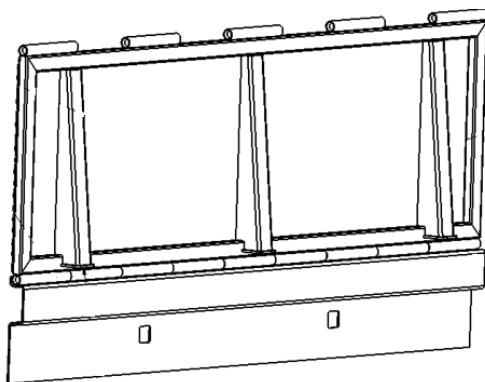


*Rys. 2. Platforma przyczepy towarowej [2]*



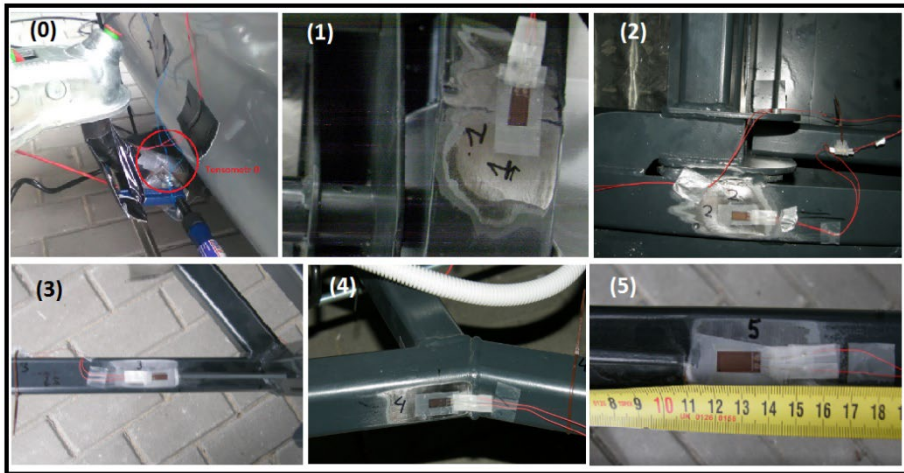


*Rys. 3. Węzeł konstrukcyjny przedniej części przyczepki towarowej [3]*



*Rys. 4. Zespół mocujący burtę przyczepki towarowej [4]*

Prototyp pokazany na rysunku 1 poddano badaniom eksperymentalnym z wykorzystaniem sześciu tensometrów umieszczonych w teoretycznie najbardziej narażonych na duże koncentracje naprężeń obszarach. Rozmieszczenie tensometrów pokazano na rys. 5.



Rys. 5. Lokalizacje poszczególnych tensometrów [1]

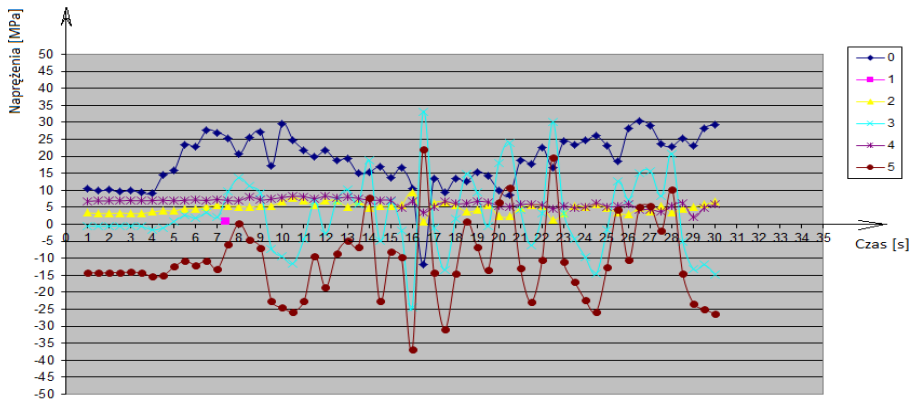
Poszczególne tensometry opisano jako:

1. Podłużnica główna lewa (wspornik mocowania osi)
2. Podłużnica główna lewa (mocowanie dyszla)
3. Profil dyszla głównego (rama zaczepowa)
4. Profil główny dyszla (bok profilu)
5. Profil główny dyszla (żebro wzmacniające)

Na haku holowniczym samochodu znajduje się jeszcze jeden tensometr oznaczony jako (0) – oznaczenie to przyjęto, gdyż nie jest on zamontowany bezpośrednio na ramie przyczepy. Ulokowanie czujnika w tym miejscu miało pokazać wpływ przyczepy o dopuszczalnej masie całkowitej (DMC) 1350 kg na samochód o podobnej masie.

**Badania eksperymentalne przeprowadzono podczas:**

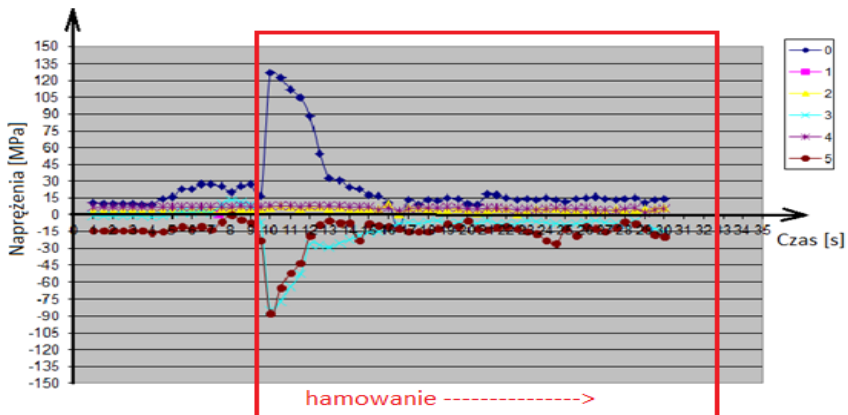
1. Jazdy po nierównej nawierzchni – wyniki rys. 6
2. Maksymalnego obciążenia platformy – załadunek 1050 kg
3. Hamowania na światłach przed skrzyżowaniem drogi – wyniki rys. 7
4. Jazdy po łuku (rondo) w prawo i w lewo
5. Szybka jazda slalomem (ósemka) – wyniki rys. 8
6. Przejazdu z prędkością 60 km/h przez duże nierówności – wyniki rys. 9
7. Wjazdu na wysoki krawężnik (prawa i lewa strona)
8. Przejazd przez próg zwalniający
9. Gwałtownego hamowania przy prędkości 70km/h
10. Gwałtownego hamownia – badanie wpływu przyczepy na samochód



Rys. 6. Wyniki badań eksperymentalnych „Jazdy po nierównej nawierzchni” – postać graficzna

Tabela 1. Wyniki badań eksperymentalnych „Jazdy po nierównej nawierzchni”

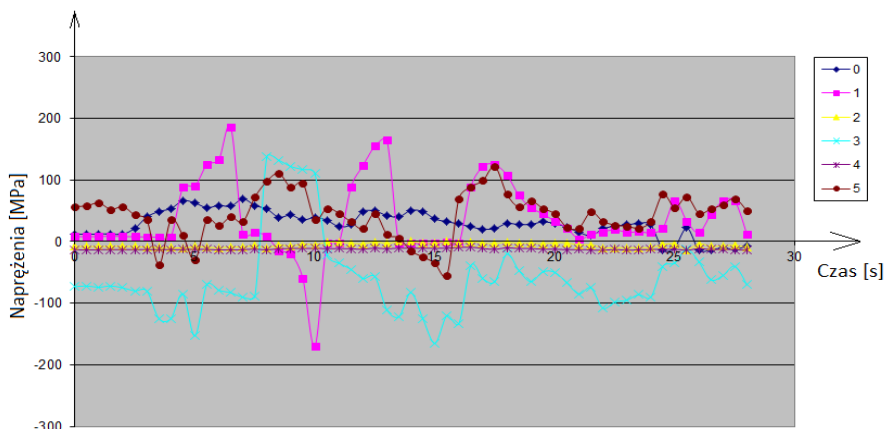
Nr tensometra	$\delta_{max}$ [MPa]	$\delta_{min}$ [MPa]	$\delta_m$ [MPa]	$\delta_a$ [MPa]	Granica zmęczenia [MPa]	Współczynnik bezp.
1	8	32	20	12	350	10,90
2	2	9	5,5	3,5	355	39,44
3	36	-23	6,5	29,5	333	6,39
4	2	7	2,5	4,5	360	51,42
5	-37	24	28	4	225	9,38



Rys. 7. Wyniki badań eksperymentalnych „Hamowania na światłach” – postać graficzna

**Tabela 2.** Wyniki badań eksperymentalnych „Hamowania na światłach”

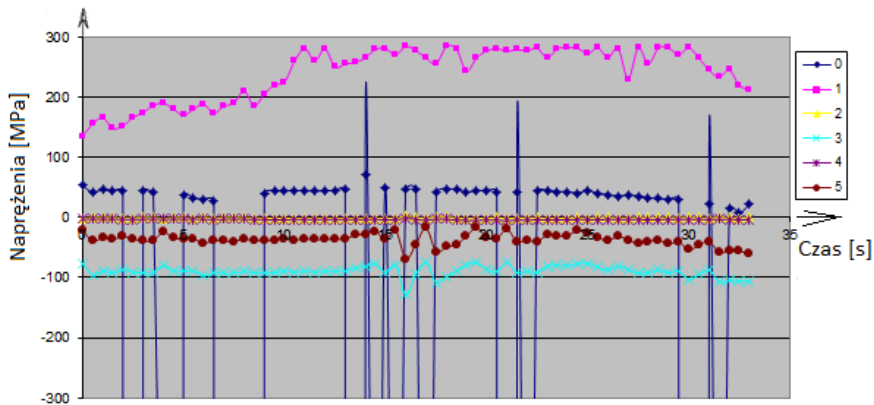
Nr tensometra	$\delta_{max}$ [MPa]	$\delta_{min}$ [MPa]	$\delta_m$ [MPa]	$\delta_a$ [MPa]	Granica zmęczenia [MPa]	Współczynnik bezp.
1	8	-3	3	6	412	51,5
2	8	-6	1	7	450	56,25
3	84	14	49	35	326	3,88
4	8	2	5	3	345	43,13
5	-88	6	41	47	322	3,66



**Rys. 8.** Wyniki badań eksperymentalnych „Szybka jazda slalomem (ósemka)”

**Tabela 3.** Wyniki badań eksperymentalnych „Szybka jazda slalomem (ósemka)”

Nr tensometra	$\delta_{max}$ [MPa]	$\delta_{min}$ [MPa]	$\delta_m$ [MPa]	$\delta_a$ [MPa]	Granica zmęczenia [MPa]	Współczynnik bezp.
1	188	-176	94	182	500	2,65
2	-15	2	6,5	8,5	330	22
3	-153	122	16	138	490	3,2
4	-14	-2	6	8	330	23,57
5	116	-58	29	87	410	3,53



Rys. 9. Wyniki badań eksperymentalnych „Przejazdu z prędkością 60 km/h przez duże nierówności”

Tabela 4. Wyniki badań eksperymentalnych „Przejazdu z prędkością 60 km/h przez duże nierówności”

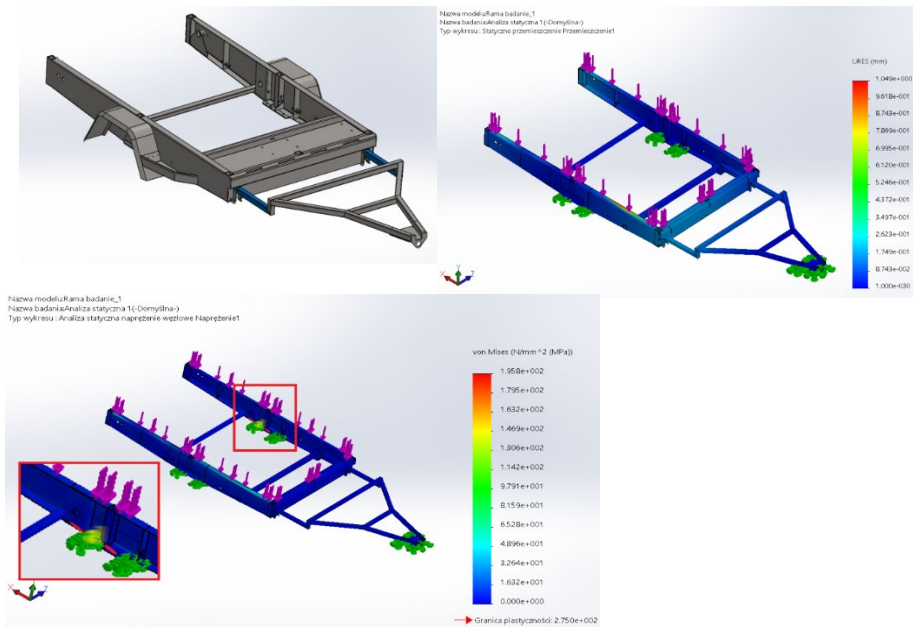
Nr tensometra	$\delta_{max}$ [MPa]	$\delta_{min}$ [MPa]	$\delta_m$ [MPa]	$\delta_a$ [MPa]	Granica zmęczenia [MPa]	Współczynnik bezp.
1	125	280	77,5	202,5	385	1,38
2	-8	10	9	1	228	22,8
3	-83	-118	17,5	100,5	383	3,25
4	-8	2	3	5	135	16,87
5	-8	-75	33,5	41,5	328	4,35

Temat pracy dotyczy weryfikacji eksperymentalnej wyników badań symulacyjnych, które uzyskano podczas badań modeli obliczeniowych w module Simulation programu Solid Works. Wyniki tych badań opisano także w pracy [5]. Badaniom poddano kluczowe obszary i komponenty przyczepy takie jak:

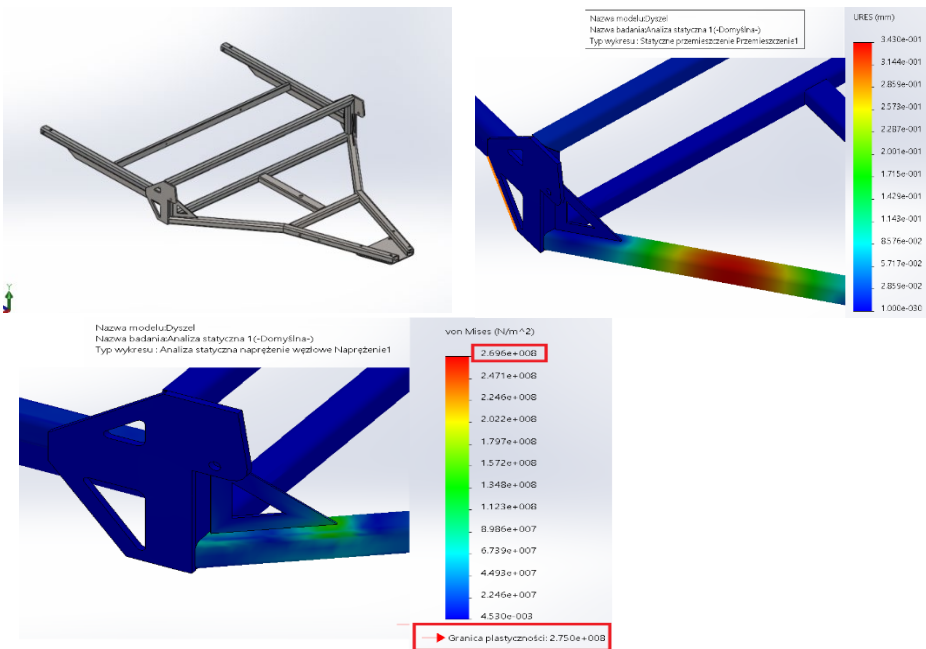
- rama zewnętrzna – rys. 10
- przednia część przyczepy – rys. 11

Tabela 5. Wyniki badań symulacyjnych – rama przyczepy

Wartości maksymalne	
Przemieszczenie [mm]	1,049
Napężenia [MPa]	195
Odształcenia	0,0041



Rys. 10. Wyniki badań symulacyjnych – rama przyczepy – postać graficzna

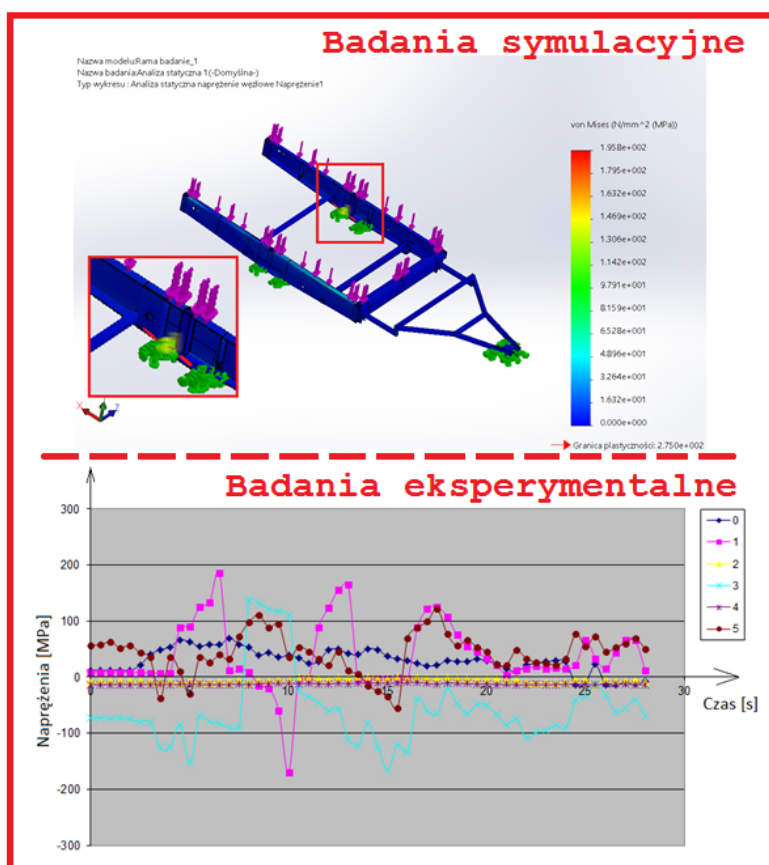


Rys. 11. Wyniki badań symulacyjnych – przednia część przyczepy

**Tabela 6.** Wyniki badań symulacyjnych – przednia część przyczepty

Wartości maksymalne	
Przemieszczenie [mm]	0,34
Naprężenia [MPa]	267
Odształcenia	0,0006

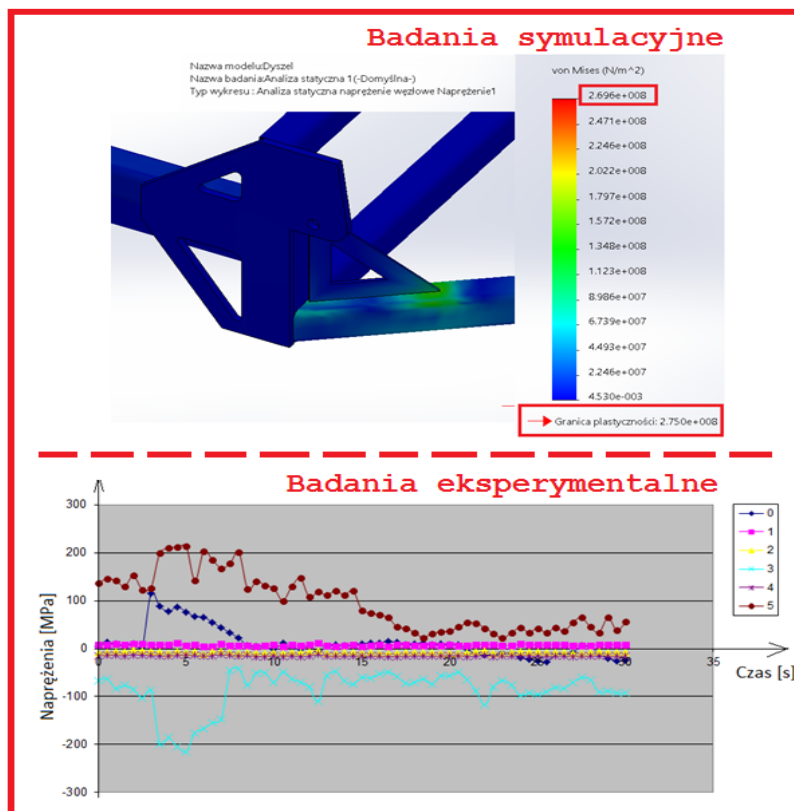
Posiadając wyniki z dwóch niezależnych badań: symulacyjnych i eksperymentalnych dokonano ich porównania, a różnice pokazano na rys. 12 i 13.



**Rys. 12.** Porównanie wyników, badania symulacyjne – badania eksperymentalne – postać graficzna

**Tabela 7.** Porównanie wyników badania symulacyjne – badania eksperymentalne – rama przyczepy

BADANIA SYMULACYJNE		BADANIA EKSPERYMENTALNE
Obszar wystąpienia	Wspornik osi	Wspornik osi
Naprężenia [MPa]	195	197



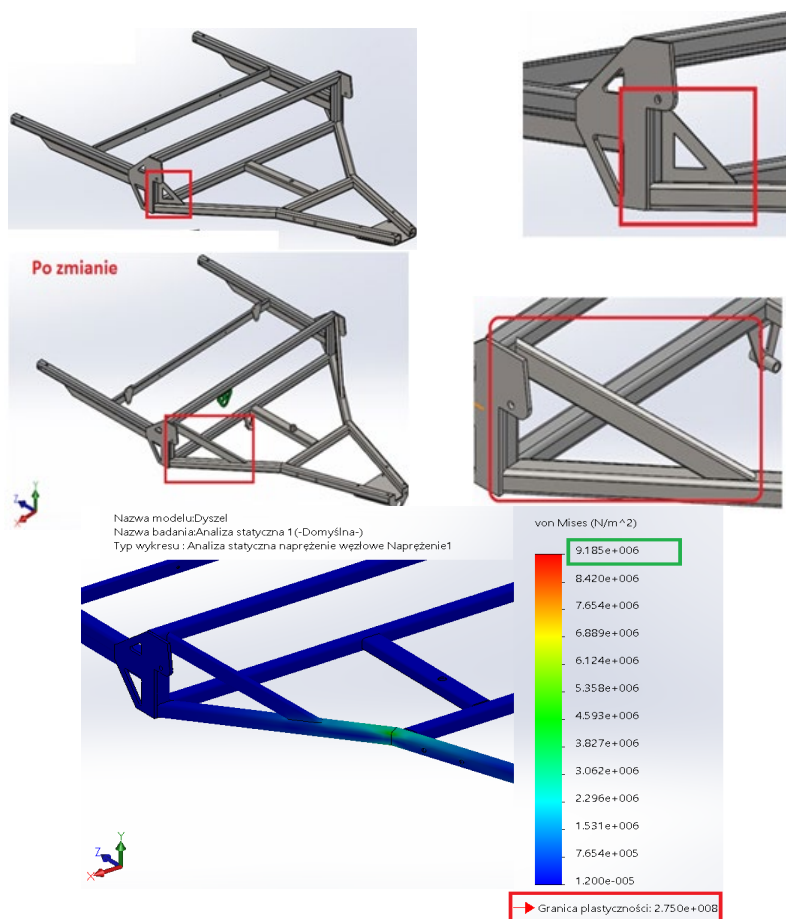
**Rys. 13.** Porównanie wyników, badania symulacyjne – badania eksperymentalne

Wyniki badań ukierunkowały działania związane z optymalizacją konstrukcji. Poznano obszary, gdzie należało wprowadzić zmiany konstrukcyjne w celu zwiększenia sztywności całej konstrukcji ramy i podzespołów przyczepy. Kluczowe zmiany konstrukcyjne dotyczyły m.in. przedniej części przyczepy, a konkretnie zaczepu, gdzie zmieniono wsporniki, usztywniając tym samym ramię wspornika. Zmianę pokazano na rys. 14.



**Tabela 8.** Porównanie wyników: badania symulacyjne – badania eksperymentalne – przednia część przyczepy

BADANIA SYMULACYJNE		BADANIA EKSPERYMENTALNE	RÓŻNICA
Obszar wystąpienia	Ramię dyszla	Ramię dyszla	
Naprężenia [MPa]	267	228	17%

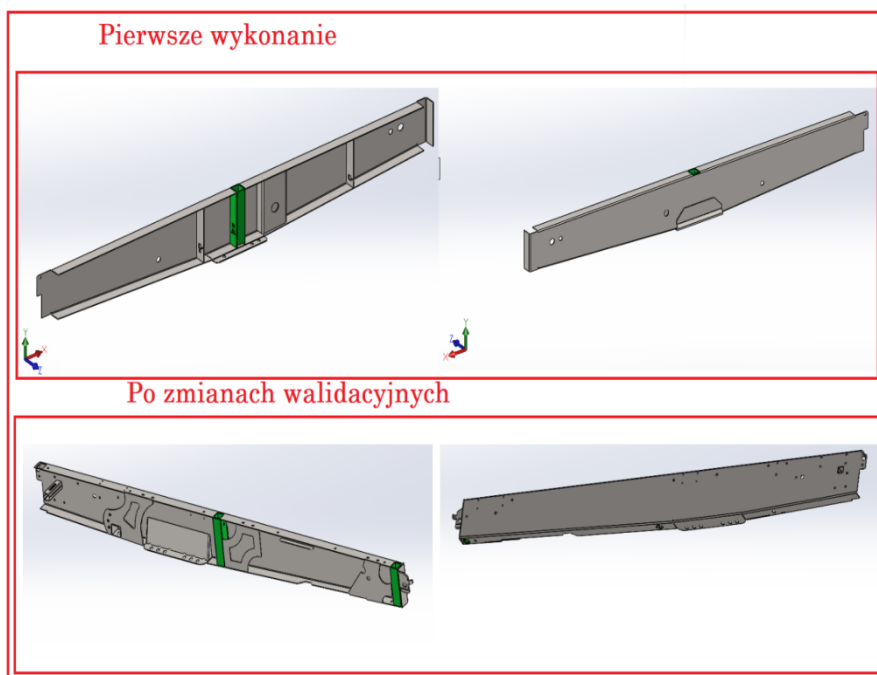


**Rys. 14.** Przednia część przyczepy – zmiany konstrukcyjne

**Tabela 9.** Wyniki badań symulacyjnych – przednia część przyczepy po zmianach

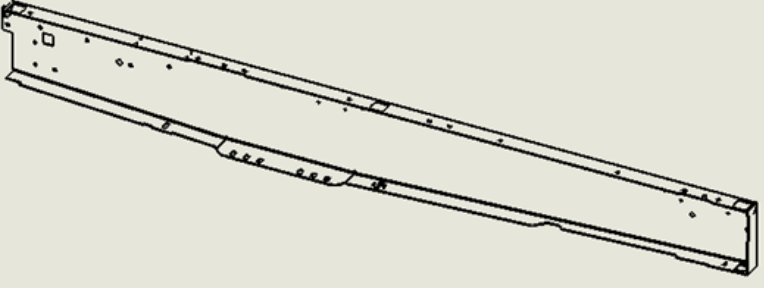
Wartości maksymalne	
Przemieszczenie [mm]	0,104
Naprężenia [MPa]	9,2
Odształcenia	0,00002

Drugim bardzo ważnym komponentem, w odniesieniu do którego zastosowano zmiany konstrukcyjne po analizie wyników badań, jest podłużnica główna. W obszarze wspornika mocowania osi podczas badań zarówno symulacyjnych, jak i eksperymentalnych nastąpiła znaczna koncentracja naprężeń, które mogłyby doprowadzić do uszkodzenia tego złozenia. Zastosowane zmiany pokazano na rys. 15, a wyniki porównania obu badań na rys. 16.



**Rys. 15.** Podłużnica główna – zmiany konstrukcyjne model graficzny 3D

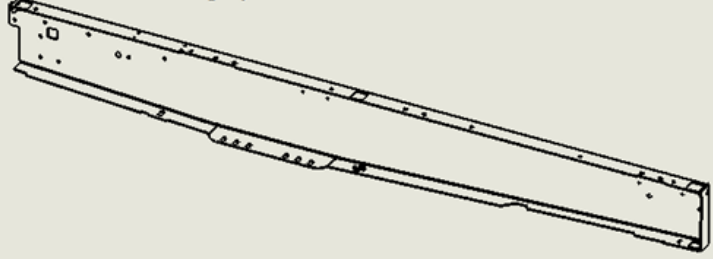
Podłużnica zaprojektowana ze stali S355 - masa 22,8kg.



NIE SKALUJ RYSUNKU	Materiał:	S355J2	Imię i nazwisko	Data:	Skala: 1:20
Koplowanie, rozpowszechnianie i sprzedaż bez zgody autora *ZABRONIONE*	Masa [kg]	22,8	Konstruował:		Format: A4
	Indeks mag.	#4_S355J2	Sprawił:		Re wizja:
	Pokrycie		Zatwierdził:		A
Firma:	Nazwa części:	P16010062	Nr rysunku:	Podłużnica_lewa	Arkusze
					1

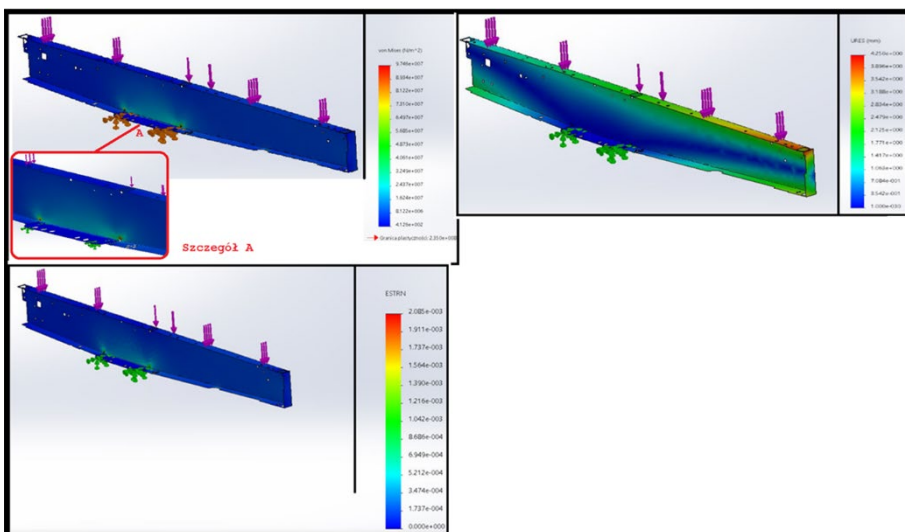
Rys. 16. Podłużnica główna – parametry przed zmianami konstrukcyjnymi

Podłużnica zaprojektowana ze stali S700MC(Domex) - masa 17,1kg.



NIE SKALUJ RYSUNKU	Materiał:	S700 Domex	Imię i nazwisko	Data:	Skala: 1:20
Koplowanie, rozpowszechnianie i sprzedaż bez zgody autora *ZABRONIONE*	Masa [kg]	17,1	Konstruował:		Format: A4
	Indeks mag.	#3_S700	Sprawił:		Re wizja:
	Pokrycie		Zatwierdził:		B
Firma:	Nazwa części:	P16010062	Nr rysunku:	Podłużnica_lewa	Arkusze
					1

Rys. 17. Podłużnica główna – parametry po zmianach konstrukcyjnych



Rys. 18. Podłużnica główna – wyniki badań po zmianach

Tabela 10. Porównanie wyników badań symulacyjnych przed i po zmianach konstrukcyjnych podłużnicy

	<i>Badania symulacyjne przed zmianami</i>	<i>Badania symulacyjne po zmianach</i>
Napężenia [MPa]	195	9,75
Przemieszczenia [mm]	1,049	0,425
Odkształcenia	0,00410113	0,00208512

## PODSUMOWANIE

W budowie maszyn i urządzeń od kilku już lat w obszarze budowy prototypów obowiązuje zasada projektów z badaniami symulacyjnymi modeli, aby potwierdzić główne założenia projektowe. Dysponując coraz to sprawniejszymi systemami do badań symulacyjnych, konstruktor jest w stanie w wirtualnej rzeczywistości stworzyć produkt, poddać go badaniom symulacyjnym i zweryfikować model pod konkretne warunki. Kluczowe w badaniach symulacyjnych jest poprawne zdefiniowanie warunków brzegowych, obciążeń oraz ich odpowiednie lokalizacje. Są to niestety badania statyczne, które trudno zastosować do maszyn czy urządzeń w ruchu i bardzo trudno opisać rzeczywiste warunki, w jakich będzie eksploatowany. Jeśli urządzenie, maszyna czy pojazd będą dodatkowo w ruchu drogowym, to poprawność badań symulacyjnych nie ma odniesienia w rzeczywistości i może być obciążona dużym błędem. Pomocne w tym kontekście stają się badania eksperymentalne, które wykonywane są zawsze na obiekcie fizycznym

z rzeczywistym maksymalnym obciążeniem i, co istotne, w rzeczywistych warunkach eksploatacji.

Niniejsza praca stanowi ilustrację realizacji Prototypu badawczego – wielozadaniowej przyczepy samochodowej, z wykorzystaniem badań symulacyjnych i eksperymentalnych do uzyskania właściwej postaci konstrukcyjnej zbudowanego obiektu. Stanowi także dowód podstawowego znaczenia badań eksperymentalnych w procesie walidacji i weryfikacji wyników badań symulacyjnych, potwierdzając jednocześnie znaczny stopień użyteczności badań symulacyjnych w projektowaniu maszyn i urządzeń.

W pracy dokonano zestawienia wyników symulacyjnych z wynikami badania eksperymentalnego i ich porównania. Istota pierwszych badań symulacyjnych polegała na weryfikacji poprawności konstrukcji. Wyniki badań symulacyjnych ujawniły obszary o zwiększonej koncentracji naprężeń i ukierunkowały zmiany konstrukcyjne, które wprowadzono przed budową prototypu. Posiadając fizycznie prototyp, poddano go badaniom eksperymentalnym z wykorzystaniem tensometrów umieszczonych w obszarach wskazanych w badaniach symulacyjnych. Wyniki badań eksperymentalnych w dużej części zbliżone są do wyników badań symulacyjnych, a ich różnica nie przekroczyła 20% (patrz rys. 13, tabela 8) lub inny przykład (rys. 12, tabela 7), gdzie mamy niemalże identyczny wynik, badania symulacyjne 195 MPa, badania eksperymentalne 197 MPa.

W wynikach badań eksperymentalnych realizowanych podczas jazdy po nierównościach (druga gruntowa) z prędkością 60 km/h zaobserwowano jeden obszar, gdzie czujnik nr 1 ulokowany na podłużnicy w miejscu mocowania osi zarejestrował wartość 280 MPa (rys. 9, tabela 4) przy maksymalnym wyniku badań symulacyjnym wynoszącym 195 MPa. Wyniki pokazano na rys. 10 oraz w tabeli 5. Dla tak dużej różnicy konieczne były zmiany konstrukcyjne podłużnicy przyczepy, zmiany te pokazano na rys. 15, 16 i 17 oraz wyniki badania symulacyjnego po zmianach na rys. 18 i w tabeli 10, gdzie zauważamy znaczną redukcję naprężeń z poziomu 195 MPa do wartości 9,75 MPa. Możliwe to było dzięki optymalizacji usztywnienia podłużnicy poprzez całkowitą zmianę elementów wewnętrznych usztywniających podłużnicę. Zmiany te pokazano na rys. 15. Dodatkową zmianą, która wpłynęła na tak niski wynik naprężeń to zmiana materiału, z którego wykonano poszycie podłużnicy. Pierwotnie zastosowano materiał – stal S355 grubości 3 mm, a po zmianach materiał – stal S700 grubości 2 mm. Zmiany te pokazano na rys. 16 i 17.

Po analizie wyników dochodzimy do wniosku jak ważne w tego typu projektach są badania eksperymentalne. Często odkrywają obszary, które należy zmodyfikować w kontekście wytrzymałości, czego nie można zaobserwować podczas badań symulacyjnych. Dlatego należy uznać, że konstrukcje pojazdów bezwzględnie powinny być poddane weryfikacji w badaniach eksperymentalnych.

## LITERATURA

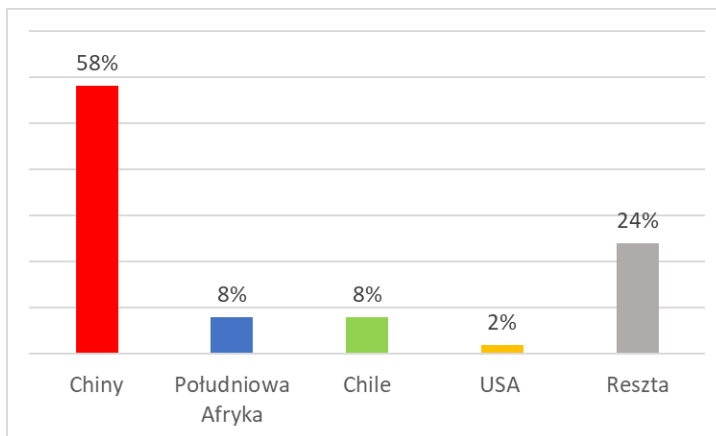
- [1] LADRA P.: The innovative construction solution of a multitask car trailer. Doctoral dissertation, Częstochowa University of Technology 2019
- [2] LADRA P., POSIADAŁA B., ŚPIEWAK S.: Patent Nr 232502 na wynalazek pt. *Platforma przyczepy towarowej*, Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej, Warszawa 2017
- [3] LADRA P., POSIADAŁA B., ŚPIEWAK S.: Świadcstwo Ochronne nr 70040 *Węzeł konstrukcyjny przedniej części przyczepki towarowej* Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej, Warszawa 2017
- [4] LADRA P., POSIADAŁA B., ŚPIEWAK S.: Świadcstwo Ochronne nr 69791 *Zespół mocujący burtę przyczepki towarowej* Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej, Warszawa 2017
- [5] LADRA P., POSIADAŁA B.: Modeling and Strength Analysis of the Specialized Car Trailer, 13th International Scientific Conference: Computer Aided Engineering, Rusiński Eugeniusz, Pietrusiak Damian, Springer 2017, Cham, pp. 313–321

## PRZEGLĄD TECHNOLOGII ODZYSKU WŁÓKIEN SZKLANYCH Z KOMPOZYTÓW EGC

**Abstract:** At the present, the cheapest and most widely practiced way to utilize fiberglass-reinforced composites is by landfilling them. A number of methods have been developed to recycle them, including thermal recycling, chemical recycling, and adding milling to fabrications. This article describes methods for recycling fiberglass-reinforced composites along with their analysis, both economically and with regard to the characteristics of the final products.

### WPROWADZENIE

Znaczącym wyzwaniem ekologicznym naszych czasów jest zagospodarowanie odpadów. Unia Europejska z każdym rokiem wdraża nowe, coraz bardziej rygorystyczne regulacje prawne. Bazują one na wiedzy i doświadczeniach zbieranych przez instytuty naukowe i przedsiębiorstwa, które przygotowują np. raporty opisujące surowce, które powinny priorytetowo zostać odzyskane z danych aplikacji [1]. W Polsce w 1998 roku weszła w życie Ustawa o odpadach [2], która bazując na regulacjach europejskich [3–5], otworzyła nowy etap w gospodarce odpadami w Polsce.



*Rys. 1. Udział kluczowych graczy w światowym rynku zasobów krytycznych [1]*

Unia Europejska kładzie szczególny nacisk na odzysk surowców krytycznych niezbędnych do wytwarzania urządzeń elektronicznych z powodu bardzo niskich złóż metali ziem rzadkich (rys. 1). Ważne stało się opracowanie sposobu utylizacji odpadów poprodukcyjnych i poużytkowych, jak również możliwość ponow-

nego zagospodarowania materiałów z recyklingu. Metody recyklingu termoplastów, np. PET, HDPE, PVC są powszechnie znane i stosowane [6], a recyklaty są często dodawane do nowych kompozycji polimerowych zwanych blendami. To właśnie blendy polimerowe mają aż 80% udziału w rynku tworzyw, ponadto gałąź ta rośnie 3 razy szybciej od innych [7].

Pomimo szybkiego rozwoju branży tworzyw, wciąż problematyczne okazuje się utylizowanie kompozytów wzmocnianych włóknami szklanymi [8]. Kompozyty wzmocniane są często włóknami, m. in. węglowymi, szklanymi, aramidowymi. Mają one niską masę w porównaniu do wytrzymałości. Ta unikalna właściwość umożliwia produkcję lekkich i wytrzymałych struktur. Kompozyty te wykazują również odporność na warunki środowiskowe, degradację chemiczną, wybuchy i uderzenia balistyczne [9].

W 2010 roku globalna produkcja kompozytów wzmocnianych włóknami szklanymi wyniosła około 6 milionów ton z przewidywanym wzrostem o 300% w następnej dekadzie. Zgodnie z tymi prognozami zużycie materiałów wzmocnianych włóknami szklanymi wyniesie ponad 18 milionów ton do 2025 roku, a wartość produktu końcowego wyniesie 80 miliardów dolarów [10]. Przy obecnym wzroście produkcji materiały wzmocniane włóknami szklanymi będą jednym z największych strumieni odpadów w Australii i na całym świecie w następnej dekadzie.

W 2020 roku wygenerowano 62 tys. ton odpadów kompozytów z włóknami szklanymi, podczas gdy przy obecnym rocznym tempie wzrostu przewiduje się, że produkcja odpadów laminatów z sektora energii odnawialnej może osiągnąć nawet 483 tys. ton w 2030 roku [9]. Obecnie te nieulegające biodegradacji odpady są bezpośrednio składowane bez odpowiedniej obróbki, co może prowadzić do potencjalnych zagrożeń dla środowiska, zdrowia ludzkiego i gospodarki narodowej [11].

Obecnie najtańszym i najczęściej praktykowanym sposobem utylizacji kompozytów wzmocnianych włóknem szklanym jest ich składowanie.

Powstało wiele metod, których celem był ich recykling, m.in. recykling termiczny (mimo dużej wartości opałowej żywic minusem jest pozostający po włóknach szklanych popiół – do niedawna takie działanie było praktykowane przez czeskie cementownie), recykling chemiczny (odzysk włókien przez stosowanie rozpuszczalników, minusem jest zużywanie związków szkodliwych dla środowiska oraz relatywnie niski koszt produkcji włókien szklanych – szeroko opisywane w publikacjach naukowych), dodawanie do fabrykatów (mielone laminaty LPS są dodawane np. do betonu – przodownikiem takich prac są niemieckie spółki).

W procesach recyklingu bierze się pod uwagę ilość energii niezbędnej do zmiany odpadu w produkt.

W artykule przedstawiono szczegółowo metody recyklingu kompozytów wzmocnianych włóknem szklanym (EGC – *epoxy glass composites*).



## METODY UTYLIZACJI KOMPOZYTÓW

Spalanie (ang. incineration) lub składowanie (ang. landfilling) nieulegających biodegradacji odpadów EGC może spowodować znaczące negatywne skutki ekonomiczne i środowiskowe. Te odpady nie tylko utrudniają zrównoważony rozwój, ale także zmniejszają efektywność ekonomiczną produkcji elementów z kompozytów zbrojonych włóknem szklanym. W ciągu ostatniej dekady opracowano alternatywne metody recyklingu odpadów EGC w celu odzyskania włókien z kompozytu i ich ponownego wykorzystania. Metody te obejmują recykling mechaniczny, pirolizę, utlenianie, metodę złoża fluidalnego, solwolizę i recykling elektrochemiczny.

Recykling mechaniczny (ang. mechanical recycling) wykorzystuje techniki rozdrabniania, kruszenia lub mielenia w celu rozdrobnienia odpadów do postaci sproszkowanej lub włóknistej do ponownego wykorzystania odpowiednio jako wypełniacz lub wzmocnienie wtórne. Podczas tego procesu odzyskiwania tracone są cenne właściwości mechaniczne włókien, w tym samym czasie integralność odzyskanego włókna nie może być w pełni zachowana.

Piroliza (ang. catalytic pyrolysis) to termiczna (ciepła) metoda recyklingu, w której odpady są rozkładane w środowisku beztlenowym z lub bez użycia specjalnych katalizatorów. Proces rozbija matrycę na ciecze/oleje organiczne o niższej masie cząsteczkowej, gazy i ciała stałe. Produktami są stosunkowo krótkie włókna szklane, o długości od 6 do 60 mm. W procesie tym istnieje wysokie ryzyko uszkodzenia włókien, gdy optymalne parametry procesu (np. zbyt wysoka temperatura nasadki i izotermiczny czas trwania procesu) zostaną przekroczone. Uszkodzenia te mogą mieć charakter fizyczny (np. wady powierzchniowe) lub mechaniczny (np. defekty powierzchniowe) lub wytrzymałościowy (tj. zmniejszenie wytrzymałości na rozciąganie/zginanie lub zmniejszenie wartości modułu sprężystości wzdłużnej). Dzięki optymalizacji zmiennych procesowych i opracowaniu wysoce wydajnej metody recyklingu, możliwe jest osiągnięcie wytrzymałości do 90% tej wielkości dla pierwotnego włókna węglowego lub szklanego [12]. W rezultacie tak odzyskane włókna mogą być stosowane do elementów konstrukcyjnych o wysokiej wytrzymałości, takich jak fasady, ściany dźwiękochłonne i rury [9].

Utlenianie (ang. oxidation) jest również metodą recyklingu termicznego podobną do pirolizy z tą różnicą, że reakcja zachodzi w obecności powietrza. Podczas procesu ogrzewania na włóknie tworzą się pirolityczne warstwy węgla, które mogą spowolnić dalszą degradację termiczną EGC. Kompozyt jest bardziej reaktywny w powietrzu, niż w atmosferze obojętnej, węgiel pirolityczny zaczyna rozkładać się w temperaturze około 700°C podczas pirolizy, podczas gdy w procesie utleniania można go usunąć w niższej temperaturze (np. 600°C). W związku z tym, utlenianie może pomóc przyspieszyć proces degradacji chemiczno-termicznej poprzez usunięcie pirolitycznego węgla żywicznego w niższej temperaturze i w krótszym czasie.

Złoże fluidalne (ang. fluidised bed) jest również metodą recyklingu termicznego, która wykorzystuje zjawisko transportu ciepła do odpadów kompozytowych umieszczonych na złożu piasku kwarcowego. Wysoka temperatura stosowana podczas tego procesu może zminimalizować tworzenie się zwęgleń i pozwala odzyskać uwalnianą energię, generowaną, gdy polimery są całkowicie spalane [13]. Złoże fluidalne jest elastyczne skalowalne w górę lub w dół, co pozwala spełnić wymagania zarówno dużych, jak i małych procesów przetwarzania odpadów [14]. Na jakość włókien pochodzących z recyklingu może mieć wpływ proces zgazowania, prowadzący do chemicznej konwersji grup hydroksylowych do grup karbonylowych i karboksylowych na powierzchni włókien. Wykazano, że konwersja chemiczna nie wpływa na międzyfazową wytrzymałość na ścinanie, ale można zaobserwować znaczne zmniejszenie wytrzymałości, na przykład tylko 67% wytrzymałości jest zachowane po procesie zgazowania, szczególnie w przypadku EGC.

Solwoliza (ang. solvolysis) to metoda recyklingu chemicznego, w której rozpuszczalniki (np. kwas octowy i płyn w stanie nadkrytycznym, taki jak roztwór nadtlenu wodoru i N, N-dimetyloformamidu, gdzie "N, N-" oznacza grupy metylowe przyłączone do tego samego atomu azotu) są używane do rozbijania wiązań matrycy polimerowej pod określonym ciśnieniem i w określonej temperaturze oraz do odzyskania włókna węglowego [15].

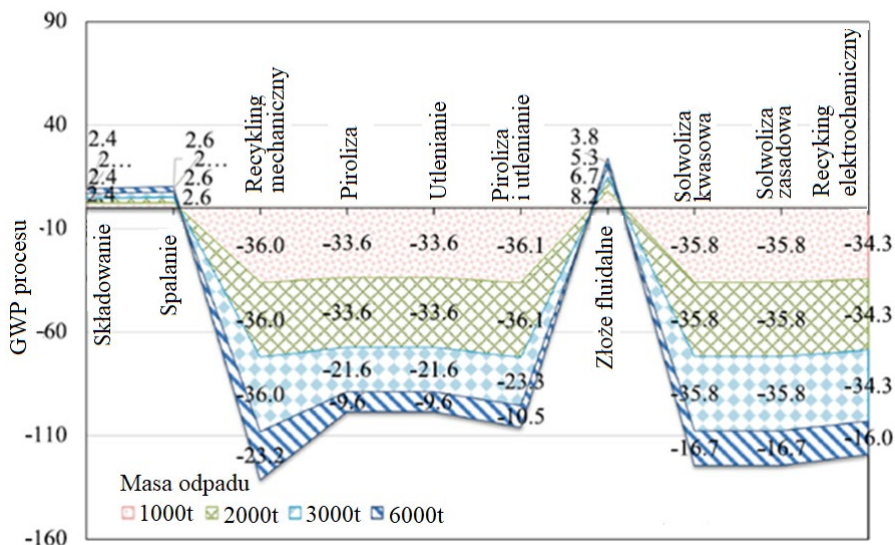
W metodach elektrochemicznych (ang. *electrochemical* recycling) matryca żywiczna jest usuwana z powierzchni włókna przy użyciu energii elektrycznej. Zużyty kompozyt jest umieszczany w roztworze (np. chlorku sodu (NaCl)), a EGC działa jako anoda, podczas gdy matryca żywiczna jest poddawana elektrolizie podczas procesu recyklingu. Cały proces recyklingu może być przeprowadzony w temperaturze pokojowej i trwać do 24 dni, w tym 3 dni na naturalne wyschnięcie przetworzonych włókien. Metoda ta wymaga niskich nakładów operacyjnych, ponieważ ogólna konfiguracja jest prosta, a medium chemiczne można ponownie wykorzystać po filtracji. Główne wady tej metody obejmują produkcję włókien z recyklingu z pozostałymi zanieczyszczeniami na powierzchni włókna i długi proces recyklingu [16].

## **PORÓWNANIE METOD RECYKLINGU KOMPOZYTÓW**

TRL (technology readiness level, poziom gotowości technologicznej) dla metody recyklingu mechanicznego wynosi obecnie 9 dla EGC wzmacnianych włóknami szklanymi i w zakresie 6–7 dla kompozytów EGC wzmacnianych włóknami węglowymi. Piroлиза i utlenianie zostały skomercjalizowane i są obecnie stosowane na skalę przemysłową z TRL 9. TRL dla metody złoża fluidalnego i solwolizy można uznać na poziomie 5 do 6. Natomiast metoda elektrochemiczna znajduje się na poziomie TRL 6 [9].

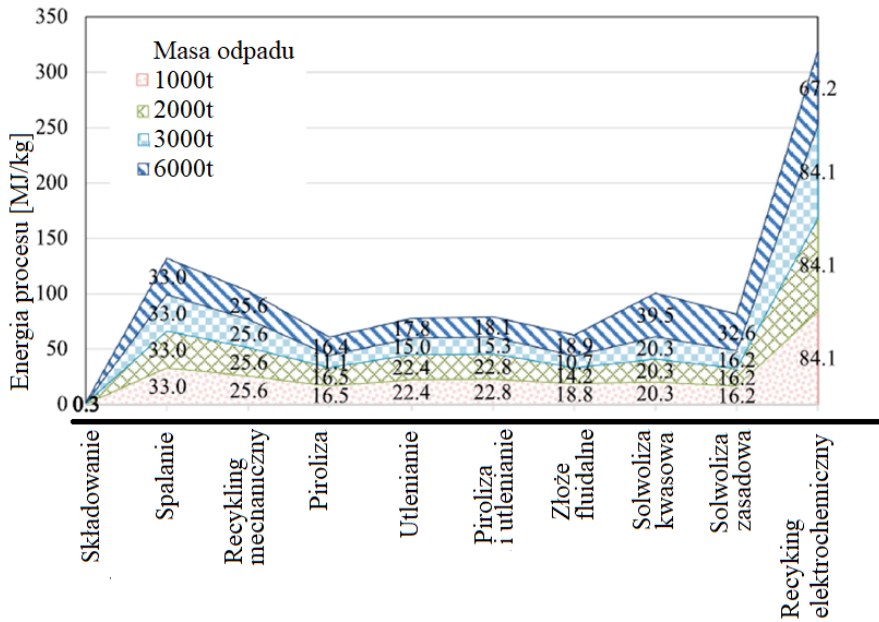
Aby porównać pod kątem wpływu na środowisko różne technologie produkcji, przetwórstwa lub procesu, stosuje się parametr taki, jak potencjał globalnego ocieplenia (GWP). GWP – (z ang. *Global Warming Potential*) jest to potencjał

tworzenia efektu cieplarnianego, wskaźnik służący do ilościowej oceny wpływu danej substancji na efekt cieplarniany. GWP porównuje ilość ciepła zatrzymanego przez określoną masę gazu do ilości ciepła zatrzymanego przez podobną masę dwutlenku węgla. GWP jest przeliczany dla określonego przedziału czasu, zwykle 20, 100 lub 500 lat (przyjęty horyzont czasowy to zazwyczaj ITH = 100). Na podstawie rys. 2 można zauważyć, że jedynie niedopracowana jeszcze metoda recyklingu oraz składowanie mają dodatni wskaźnik GWP. Oznacza to, że w tych procesach nie jest generowany dodatkowy dwutlenek węgla.

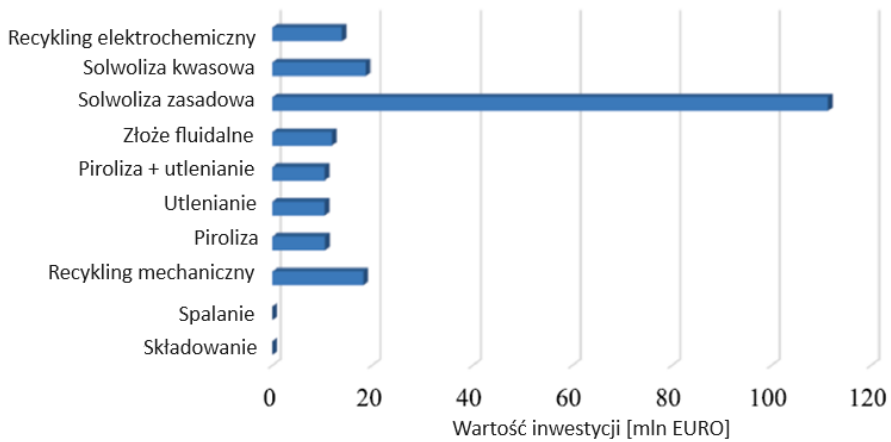


Rys. 2. Wykres GWP – ekwiwalentu kg CO<sub>2</sub>/kg odpadu

Poza negatywnym wpływem recyklingu na środowisko, rozumianym jako inwestowanie energii elektrycznej w przetwórstwo materiałów, należy brać pod uwagę koszty, z jakimi wiąże się wdrożenie nowej technologii czy po prostu stosowanie dotychczasowej (rys. 3–4).



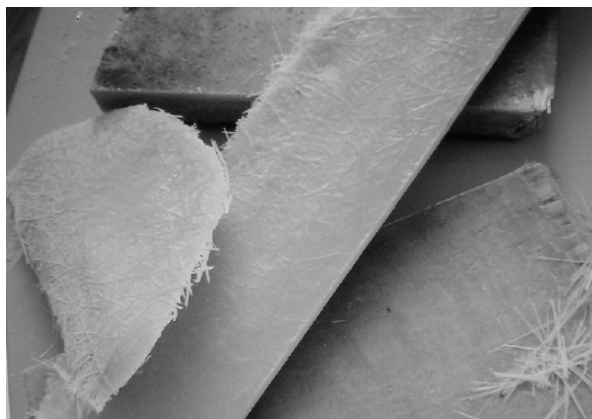
Rys. 3. Wykres zależności nakładu energetycznego do recyklingu 1 kg odpadu kompozytu EGC z uwzględnieniem większych jednorazowych ilości [9]



Rys. 4. Wymagane nakłady finansowe na rozpoczęcie recyklingu wg danej metody [9]

## UTYLIZACJA EGC

Dobry przykładem kompozytu EGC mogą być laminaty poliestrowo-szklane (LPS) (rys. 5–6). Są one powszechnie stosowane ze względu na dobre właściwości wytrzymałościowe, relatywnie niską cenę produkcji, duże możliwości kształtowania czy dobrą odporność na warunki środowiskowe [17]. Wpływa to na bardzo dużą produkcję tego kompozytu. Powszechnie stosowaną metodą ich utylizacji jest składowanie lub recykling termiczny [17]. Recykling termiczny pozwala w dużym stopniu odzyskać włókna (rys. 7) i ponownie je zastosować, mają one jednak gorsze parametry wytrzymałościowe. Światowa gospodarka podąża jednak w przeciwnym kierunku, w stronę ekologii. Promowana jest gospodarka cyrkularna, w której zakłada się ponowne wykorzystanie surowców jak najmniejszym nakładem energetycznym. Na podstawie przeanalizowanych artykułów można wnioskować, że najwięcej prac prowadzonych jest w kierunku dodawania przemiału LPS do betonu lub innych materiałów niekrytycznych, np. kostek do budowy chodników [18].



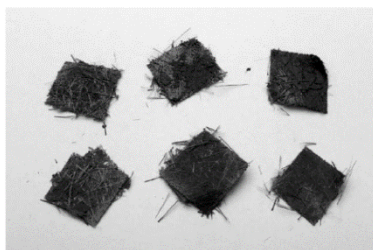
*Rys. 5. Fragmenty odpadów poliestrowo-szklanych [8]*



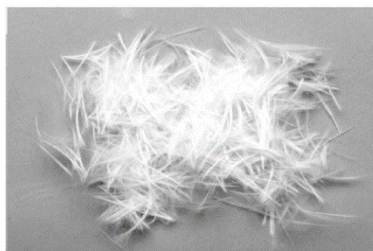
*Rys. 6. Odpady poprodukcyjne LPS pochodzące z zakładu laminującego zderzaki autobusowe (materiały własne)*

Dane z początku XXI wieku mówią o 20 tys. ton odpadów poużytkowych oraz ok. 2 tys. ton odpadów poprodukcyjnych wytwarzanych r/r w Polsce [18]. Już w tym czasie dostrzegano problem w tych trudnych w utylizacji odpadach. Instytut Chemii Przemysłowej opracował metodę odzysku włókien szklanych z kompozytów LPS. Opatentowano ekstrakcyjną metodę utylizacji LPS polegającą na działaniu chlorkiem metylenu na odpady poliestrów wzmacnianych włóknem. Pilotażowa linia technologiczna pozwalała nie tylko odzyskiwać włókna szklane, ale również żywicę. W procesie regenerowano również chlorek metylenu, którego straty wynosiły 2%, odzyskiwano 67% (odpad przed procesem to 100%) wypełniacza włóknistego oraz 30% żywicy. Wypełniacz wykorzystano jako częściowy wypełniacz do tworzyw termoplastycznych, do 50% udziału masowego, bez znaczącego pogorszenia właściwości [19].

Inną metodą utylizacji EGC jest piroliza, czyli termiczny rozkład bez udziału tlenu. Źródłem energii mogą być np. mikrofalę. W badaniach wykorzystano pracującą łopatę turbiny wiatrowej. Laminat zmielono na przemiał o wielkości ziarna 7–30 mm. Masa próbki to 3 kg. Mikrofalę generowane były przez 3 radiatory o mocy 1 kW każdy. Czas badania wyniósł 90 min. W konsekwencji żywica zdegradowała do frakcji olejowej oraz gazowej. Obie frakcje są bardzo kaloryczne i mogłyby posłużyć jako opał. Do procesu wykorzystano 15 MJ energii, co czyni proces pirolizy falami mikrofalowymi bardzo energochłonnym [20].

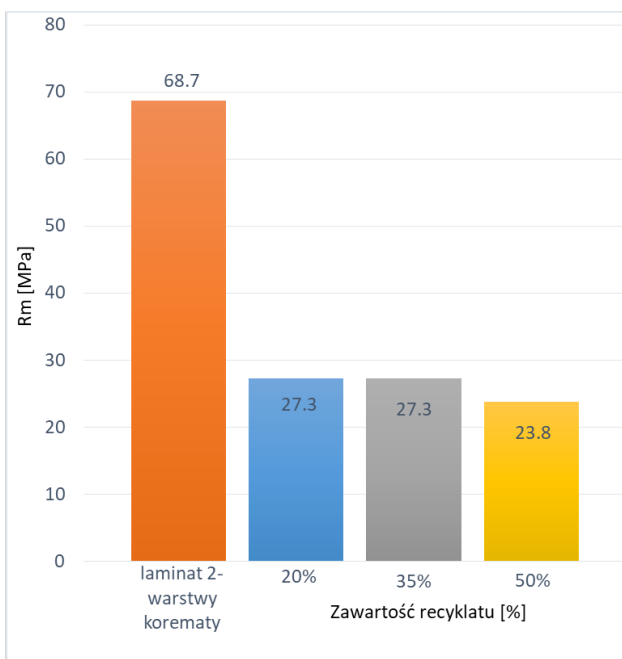


(a)

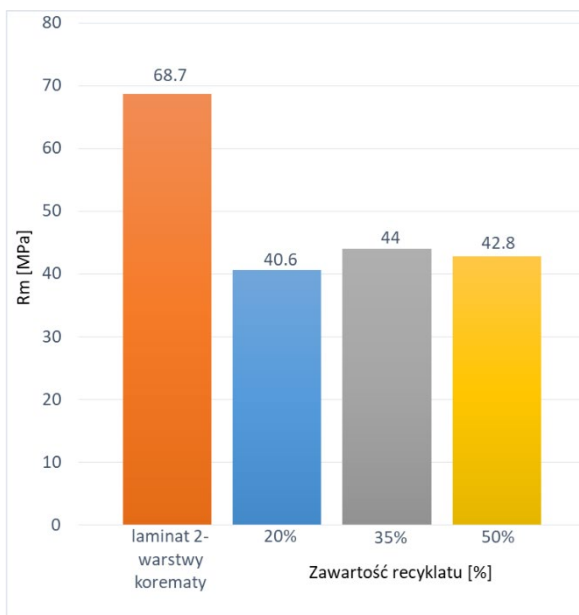


(b)

**Rys. 7.** Włókna szklane, pocięte, po procesie pirolizy; a – nieoczyszczone z sadzy; b – oczyszczone z sadzy [17]



a)

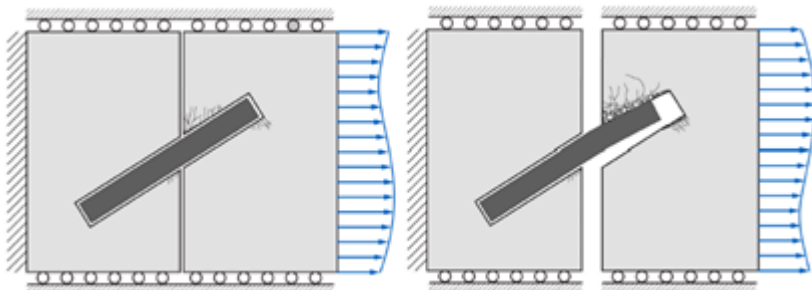


b)

**Rys. 8.** Wyniki badań na rozciąganie a) laminatu z okładzinami w postaci jednej warstwy maty szklanej, b) laminat z okładzinami w postaci dwóch warstw maty szklanej [21]

Powyższe dwie metody utylizacji kompozytów mają w swej istocie odzysk włókien z osnowy. Inne podejście do zagospodarowania odpadów bazuje na zastosowaniu przemiału jako wypełniacza do kompozytów o osnowie polimerowej [8, 21]. Wyniki badań pokazują, że wprowadzenie recyklatu zmniejsza gęstość, udział 10% recyklatu w próbkach z osnowy poliestrowej oraz dodatkiem mączki dolomitowej polepszył niektóre właściwości wytrzymałościowe kompozytu. Przy 15% udziału masowego recyklatu właściwości te jednak uległy znacznemu pogorszeniu [8]. Recyklat LPS pogorszył również właściwości wytrzymałościowe, gdy został dodany jako wsad do żywicy poliestrowej zbrojonej dodatkowo matą z włókna szklanego. W badaniach wykonano próbki, stosując jedną warstwę okładziny z maty szklanej oraz dwie warstwy. Niemniej jednak można zauważyć, że wytrzymałość na rozciąganie i udarność dla kompozytu zawierającego przemiał maleje, nawet o 65%. W znacznym stopniu dla próbek z jedną warstwą, w mniejszym dla próbek z dwiema warstwami (rys. 8) [21].

Podobną hipotezę wysnuli badacze działający w branży budowlanej. Uznali, że przemiał laminatów wzmacnianych włóknem szklanym poprawi właściwości mechaniczne betonu. Do zagadnienia można podejść na wiele sposobów. W jednych badaniach zaprezentowano beton wzmocniony wycinkami z laminatu o średnicy 130–250 mm, niewiele jednak prac przyniosło pożądane efekty. W artykule [22] przeanalizowano 6 publikacji dotyczących badań wytrzymałości na ściskanie betonu ze wspomnianym powyżej wzmocnieniem. W dwóch z przeanalizowanych publikacji osiągnięto zadowalające wyniki, wytrzymałość na ściskanie wzrosła o 20–30%, natomiast inne publikacje pokazują, że spada ona nawet o 40%. Autor wskazuje na dużą energochłonność procesu wycinania fragmentów laminatu traktowanych później jako zbrojenie betonu [22]. Na rys. 9 zaprezentowano tezę autorów pomysłu. Wycięte z laminatu fragmenty (rys. 10) przenoszą obciążenia po zerwaniu osnowy.



*Rys. 9. Rysunek poglądowy zasady pracy wzmocnienia betonu w formie prętów z laminatu [22]*





*Rys. 10. Fragmenty wycięte z laminatu LPS [22]*

Warto również wspomnieć o dodawaniu przemiału LPS w postaci przemiału z przeznaczeniem do betonu, np. na budowę dróg. Beton wykazuje niższą wytrzymałość na ściskanie wraz ze wzrostem zawartości przemiału. Jedynie próbka o zawartości 10% przemiału ma wytrzymałość na ścinanie podobną do betonu bez dodatku [23].

## **PODSUMOWANIE**

W artykule przedstawiono metody i badania procesów recyklingu kompozytów, przede wszystkim tych zbrojonych włóknem szklanym. Wskazano, że jest to duże wyzwanie badawcze i przemysłowe ze względu zarówno na ilości odpadów, jak i ekologię ich recyklingu. Dla przykładu, jakim są łopaty turbin wiatrowych, procesem recyklingu najłatwiejszym do realizacji z technicznego punktu widzenia jest spalanie.

Łopaty silnika elektrowni zawierają w dużej części materiały łatwopalne, o dużej wartości opałowej – żywice mają wartość opałową ok. 30 GJ/Mg, drewno (balsa) – co najmniej kilkanaście GJ/Mg.

Spalanie łopat kompozytowych jest z punktu widzenia ochrony środowiska procesem, który powinien być realizowany w ostateczności i wyłącznie w przygotowanych do tego instalacjach – z uwagi na szereg substancji szkodliwych uwalnianych podczas tego procesu (HCl, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, związki organiczne, inne toksyczne związki nieorganiczne i organiczne, np. F<sub>2</sub>, CF<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S, HF, HCN, furany i dioksyny – związki rakotwórcze). Dodatkowo, odpady po procesie spalania – żużle i popioły – mają charakter toksyczny i wymagają bezpiecznego składowania.

W związku z wymienionymi powyżej trudnościami autorzy pracy zaproponowali nową efektywną energetycznie i ekonomicznie metodę recyklingu kompozytów EGC. W swoim założeniu proces ten będzie polegał na przemiale całego

elementu wykonanego z kompozytu EGC, bez wstępnego przygotowania i dodaniu go w procesie tłoczenia i wtrysku do wysokiej gęstości polietylenu, również w postaci granulatu pochodzącego z recyklingu. Powstały w ten sposób kompozyt jest materiałem całkowicie pochodzącym z odzysku. Wstępne badania, przeprowadzone na Wojskowej Akademii Technicznej we współpracy z Politechniką Warszawską potwierdziły możliwość uzyskania kompozytu o zwartej strukturze i powtarzalnych właściwościach mechanicznych.

## PODZIĘKOWANIA

Artykuł powstał w ramach realizacji uczelnianego grantu badawczego nr 22–838 pt. „Badania zaawansowanych materiałów konstrukcyjnych, w tym kompozytów z dodatkiem przemiału laminatu poliestrowo-szklanego pochodzącego z recyklingu”, realizowanego w roku 2023 w Wojskowej Akademii Technicznej.

## LITERATURA

- [1] BOBBA S., CARRARA S., HUISMAN J., i in.: Critical Raw Materials for Strategic Technologies and Sectors in the EU, Publications Office of the European Union, 2020, s. 29
- [2] Dziennik Ustaw Rzeczypospolitej Polskiej Nr 96 z dnia 13 sierpnia 1997 r., Ustawa z dnia 27 czerwca 1997 r. o odpadach
- [3] Directive 94/62/EC of December 1994 on packaging and packaging waste
- [4] Directive 91/156/EEC of 18 March 1991 amending Directive 75/442/EEC on waste
- [5] Directive 75/442/EEC of 15 July 1975 on waste
- [6] <https://bio-portal.pl/pet-hdpe-pp-recykling-roznych-rodzajow-plastiku/> (dostęp na dzień 01.10.2023)
- [7] UTRACKI L.A., WILKIE C.A.: Polymer Blends Handbook 2<sup>nd</sup> Edition, Springer Reference, Londyn 2014
- [8] JASTRZĘBSKA M., JURCZAK W.: Charakterystyka kompozytów zawierających odpady poliestrowo-szklane, Kompozyty, 2008, s. 3–5
- [9] WEI Y., HADIGHEH S. A.: Cost benefit and life cycle analysis of GFRP and GFRP waste treatment methods, Construction and Building Materials, Australia, 2006
- [10] European Commission, JRC Scientific and Policy Reports, European Commission Italy, 2013
- [11] THOMAS C., BORGES P.H.R., PANZERA T.H. i in.: Epoxy composites containing CFRP powder wastes, Compos. B Eng., nr 59, 2014, s. 260–268
- [12] VIERA D.R., VIERA R.K., CHANG CHAIN M.: Strategy and management for the recycling of carbon fiber-reinforced polymers (CFRPs) in the aircraft industry: a critical review, Int. J. Sustainable Dev. World Ecol., nr 24, 2017, s. 214–223
- [13] PEDER K., YANG L.: Investigation of catalyzed thermal recycling for glass fiberreinforced epoxy using fluidized bed process, Polym. Compos., nr 40, 2019, s. 3510–3519
- [14] PICKERING S. J.: Recycling technologies for thermoset composite materials – current status, Compos. A Appl. Sci. Manuf., nr 37, 2006, s. 1206–1215
- [15] LA ROSA A.D.: Recycling treatment of carbon fibre/epoxy composites: Materials recovery and characterization and environmental impacts through life cycle assessment, Compos. B Eng. nr 104, 2016

- [16] SUN H., GUO G., MEMON M.A., i in.: Recycling of carbon fibers from carbon fiber reinforced polymer using electrochemical method, *Compos. A Appl. Sci. Manuf.*, nr 78, 2015, s. 10–17
- [17] CUNLIFFE A.M., WILLIAMS P.T.: Characterization of product from the recycling of glass fibre reinforced polyester waste by pyrolysis, *Fuel*, 2003
- [18] YASUDA Y., IWASAKI H., YASUI K. i inn.: Development of walkway block with high water permeability using waste glass fiber-reinforced plastic, *Energy*, 2018
- [19] KOWALSKA E., WIELGOSZ Z.: Utylizacja odpadów laminatów poliestrowo-szklanych, *Instytut Chemii Przemysłowej, Polimery*, nr 47, 2002
- [20] AKESSON D., FOLTYNOWICZ Z., CHRISTEEN J., SKRIFVARS M.: Products obtained from decomposition of glass fiber-reinforced composites using microwave pyrolysis, *Polimery*, nr 58, 2013
- [21] RUTECKA M., ŚLEZIONA J., MYALSKI J.: Ocena możliwości zasosowania recyklatu poliestrowo-szklanego w produkcji laminatów, *Kompozyty*, nr 4, 2004
- [22] YAZDANBAKHSH A., LAWRENCE C.B., YUAN T.: Mechanical Processing of GFRP Waste into Large-Sized Pices for Use in Concrete, *Recycling*, 2017
- [23] ARULRAJHAN A., DISFANI M. M., HAGHIGHI H., i in.: Modulus of rupture evaluation of cement stabilized recycled glass/recycled concrete aggregate blends, *Construction and Building Materials*, 2015



## OCENA KUMULACJI USZKODZEŃ ZMĘCZENIOWYCH DLA OBCIĄŻEŃ BLOKOWYCH PRÓBEK ZE STALI S355J0

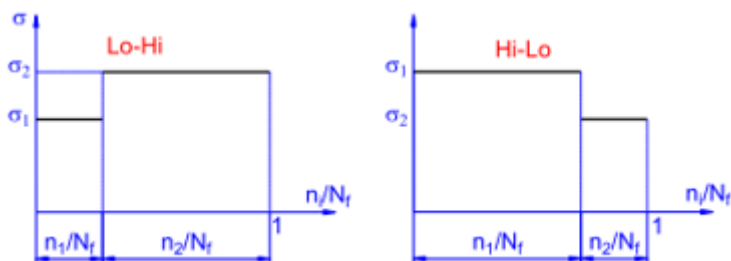
**Abstract:** The article points up results of fatigue tests for samples made of steel S355J0 subjected to two-stage Hi-Lo and Lo-Hi block bending loads. The share of loads in the first block was tested for values ranging from 20% to 75% of the expected fatigue life of the material determined on the basis of the fundamental fatigue characteristics. From the obtained results, the influence of the share of individual load blocks on the fatigue damage accumulated in the material was determined.

### WSTĘP

Większość elementów konstrukcyjnych jest poddanych różnym obciążeniom eksploatacyjnym przyczyniających się do, w ostateczności, uszkodzenia danych struktur. Jedną z możliwości przeprowadzenia badań zmęczeniowych jest programowanie oraz realizowanie owych badań za pomocą odpowiednich stanowisk badawczych. Takie badania można przeprowadzić za pomocą odpowiednio zbudowanych bloków obciążeń cyklicznych, które mają na celu zastąpienie obciążeń o charakterze losowym. Dodatkowym elementem jaki jest możliwy do uwzględnienia podczas przeprowadzania badań jest wartość średnia obciążenia, która jest zależna od przyjętego współczynnika asymetrii cyklu R, zastosowanego w danym bloku. Polega to na dodaniu do wygenerowanych bloków zmiennych amplitud obciążenia i stałej składowej obciążenia. Badania zmęczeniowe przeprowadzane są w celu określenia trwałości elementów maszyn i innych konstrukcji inżynierskich [1–4].

Materiały poddane obciążeniom zmęczeniowym mogą podlegać zmianom właściwości spowodowanych zmianami strukturalnymi. Dodatkowo w niektórych przypadkach takie zmiany mogą prowadzić do zwiększenia bądź zmniejszenia liczby cykli do zmęczenia, w szczególności dla badań obciążeń blokowych [5].

Ważnym elementem badań zmęczeniowych jest określenie wpływu indywidualnych sekwencji przebiegów zmęczenia zachodzącego w testowanym materiale w zakresie obciążenia i ich kolejności. Taki efekt jest najczęściej badany za pomocą obciążeń blokowych, gdzie występuje podział liczby cykli badanego materiału zależnego od wartości przyjętego poziomu naprężenia [6]. Jednym z rodzajów badań obciążeń blokowych jest zastosowanie podziału na sekwencje Low-High oraz High-Low (Lo-Hi i Hi-Lo w dalszej części). Oznacza to, że w pierwszej części testowany materiał poddawany jest obciążeniom stałoamplitudowym reprezentującym odpowiednio wysokie bądź niskie wartości naprężenia, natomiast w drugim bloku są odpowiednio zamienione na niskie lub wysokie wartości. Przykładowy wygląd sekwencji takiego badania przedstawiono na rys. 1.



**Rys. 1.** Schematyczne przedstawienie obciążeń blokowych Lo-Hi oraz Hi-Lo [6]

Zazwyczaj badania dwustopniowe (Lo-Hi, Hi-Lo) przeprowadzane są dla liczby cykli  $n_1$  oraz amplitudy naprężenia  $\sigma_1$ , w drugiej sekwencji natomiast liczba cykli wynosi  $n_2$ , a amplituda naprężenia  $\sigma_2$ . Jedną z podstawowych metod do wyznaczenia stopnia uszkodzenia w materiale stosowaną przez inżynierów jest model Palmgren-Minera, który nazywany jest także liniową regułą kumulacji uszkodzeń (LDR) [5]. Model ten można zdefiniować jako:

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i}, \quad (1)$$

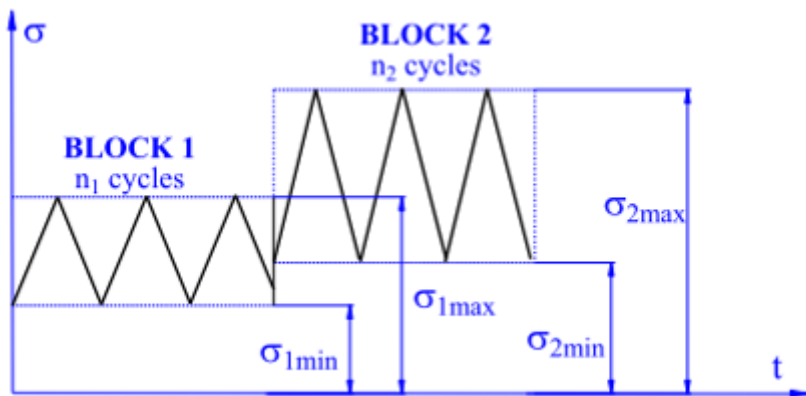
gdzie:

$D$  – stopień uszkodzenia,

$n_i$  – liczba przyjętych cykli dla danej amplitudy obciążenia,

$N_i$  – liczba cykli do zmęczenia dla tej samej amplitudy obciążenia.

W dalszej części artykułu pokazano, że liniowy model kumulacji uszkodzeń przedstawiony w równaniu (1) odzwierciedla takie same wyniki zmiennej  $D$  dla obu przypadków Hi-Lo oraz Lo-Hi [6]. W przypadku, gdy występuje wartość średniego obciążenia podczas przeprowadzania badań obciążeń blokowych, występuje problem przedstawiony w [7]. W pracy zostały przedstawione wyniki z badań zmęczeniowych dla dwupoziomowych obciążeń blokowych w sekwencjach, które zostały przedstawione na rys. 2, dla różnych wartości amplitud i wartości średnich obciążenia.



Rys. 2. Sekwencje obciążeń blokowych w odniesieniu do [7]

Autorzy wykazali, że w przypadku dużych różnic przy amplitudach obciążeń dla danego bloku, występuje znaczący wpływ na poziom uszkodzenia dla sekwencji Hi-Lo oraz Lo-Hi, co prowadzi do wyraźnych zmian rejestrowanych wartości trwałości [7].

Celem niniejszej pracy jest zbadanie wpływu współczynnika asymetrii cyklu podczas przeprowadzenia badań w warunkach obciążeń blokowych (sekwencje Lo-Hi oraz Hi-Lo) przeprowadzanych dla materiału S355J0.

## OPIS PRZEPROWADZONYCH BADAŃ

Badania zmęczeniowe zostały zaplanowane oraz przeprowadzone w warunkach zginania w oparciu o wartości naprężeń wyznaczonych za pomocą równania (2) oraz (3)

$$\log N = b + a \cdot \log \sigma, \quad (2)$$

$$\sigma = \frac{M_a}{W_x}, \quad (3)$$

gdzie:

$N$  – liczba cykli przyjętych z wykresu Wöhlera;

$a, b$  – parametry równania;

$\sigma$  – amplituda naprężenia;

$M_a$  – amplituda obciążenia (moment gnący);

$W_x$  – wskaźnik przekroju próbki na zginanie ( $W_x = 5 \cdot 10^{-8} m^3$ ).

Parametry dla równania (2) zostały przedstawione w tabeli 1. Są one zależne od przyjętego do danego badania współczynnika asymetrii cyklu. Wraz ze wzrostem wartości tego współczynnika udział wartości średniej wzrasta w sposób następujący:

- wartość średnia wynosi  $\sigma_m = 0$  dla  $R = -1$ ;
- wartość średnia wynosi  $\sigma_m = 1/3 \sigma_a$  dla  $R = -0,5$ ;
- wartość średnia wynosi  $\sigma_m = \sigma_a$  dla  $R = 0$ .

**Tabela 1.** Parametry równania [10]

Współczynnik asymetrii cyklu	Równanie
$R = -1$	$\log N = 23,93 - 7,19 \cdot \log \sigma$
$R = -0,5$	$\log N = 23,71 - 7,40 \cdot \log \sigma$
$R = 0$	$\log N = 31,40 - 10,73 \cdot \log \sigma$

Parametry równania zaczerpnięto z wyników badań prezentowanych w pracy [10]. Przeprowadzono testy w sekwencjach blokowych Lo-Hi oraz Hi-Lo (zgodnie z rys. 1), przez pierwszy blok tj. blok Lo- lub Hi- przeprowadzono zginanie próbki przez określoną liczbę cykli wynoszącą od 20 do 75% wartości liczby cykli do zniszczenia dla danego poziomu obciążenia, po ukończeniu pracy pod obciążeniem pierwszego bloku, następowała zmiana wartości obciążenia na odpowiednio sekwencję High lub Low.

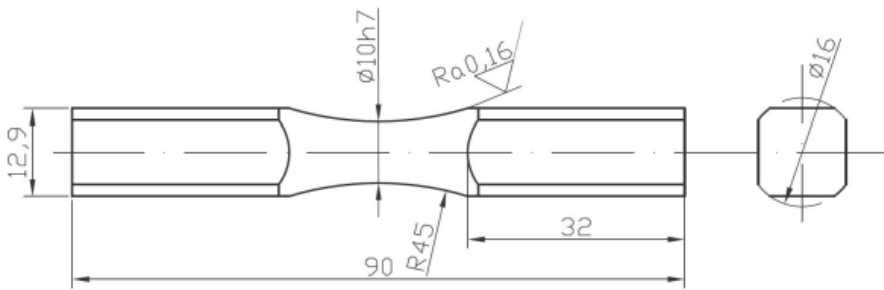
## OPIS MASZYNY ORAZ MATERIAŁU

Do przeprowadzenia badań zmęczeniowych została użyta stal konstrukcyjna o podwyższonej wytrzymałości S355J0 (18G2A) w postaci próbek, których kształt i wymiar zostały przedstawione na rysunku 3, natomiast właściwości materiału opisano w tabeli 2. Do badań zostało użytych 36 próbek wykonanych z wcześniej wspomnianego materiału, po 12 dla każdego współczynnika asymetrii cyklu.

**Tabela 2.** Właściwości materiału S355J0

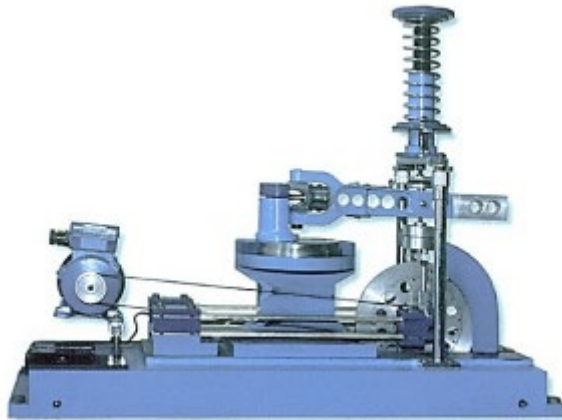
	Modul Younga $E$ GPa	Największa wytrzymałość na rozciąganie $\sigma_U$ MPa	Granica plastyczności $\sigma_y$ MPa	Wydłużenie względne $A_5$ %
S355J0	213	611	394	21





*Rys. 3. Geometria badanej próbki [8]*

Badania zostały przeprowadzone na stanowisku MZGS100 do testów przy obciążeniach zmęczeniowych, które przedstawiono na rys. 4. Stanowisko to umożliwia realizowanie badań w warunkach cyklicznego zginania z udziałem wartości średniej obciążenia zadawanej za pomocą siłownika sprężynowego. Sterowanie wartościami obciążenia oraz rejestrowanie pomiarów odbywa się za pośrednictwem programu komputerowego. Dokładny opis stanowiska oraz programu przedstawiono w pracy [8].



*Rys. 4. Stanowisko do badań zmęczeniowych MZGS100*

## **PRZEBIEG ORAZ ANALIZA BADAŃ**

Do przeprowadzenia badań zastosowano różne wartości amplitud obciążenia w zależności od przyjętego współczynnika asymetrii cyklu dla danej serii. Pierwsza seria została wykonana dla  $R = -1$ , w której wartości amplitudy obciążenia dla bloku Lo- wynosiła  $20 \text{ N}\cdot\text{m}$  na podstawie przyjętej liczby cykli do zmęczenia wynoszącej  $1,5 \cdot 10^5$ . W przypadku bloku Hi-, przyjęte zostało 80620 cykli, co po przeliczeniu za pomocą równań (2) oraz (3) daje amplitudę wynoszącą  $22 \text{ N}\cdot\text{m}$ . Pozostałe wartości amplitud oraz wartości średnich zostały wyznaczone w ten

sam sposób, co w przypadku pierwszej serii. Badania zmęczeniowe dla  $R = -1$  zostały przeprowadzone dla procentowego udziału pierwszego bloku wynoszącego odpowiednio 25; 50; 75% na podstawie liczby cykli, przyjętej do wyznaczenia amplitudy. Badania zakończono, gdy w drugim bloku wystąpiło odkształcenie próbki w wysokości 40% od stanu początkowego, co skutkowało zmęczeniem materiału lub liczba cykli drugiego bloku wynosiła  $5 \cdot 10^6$ . Wartość cykli drugiego bloku została oznaczona jako  $n_{exp}$ .

Podczas przeprowadzenia badań drugiej i trzeciej serii ( $R = -0,5$ ;  $R = 0$ ) został wykorzystany dodatkowy element stanowiska do badań zmęczeniowych MZGS100 w postaci siłownika sprężynowego, za pomocą którego została nadana wartość średnia. Dla serii badań przy współczynniku asymetrii cyklu wynoszącym  $R = -0,5$  amplitudy obciążenia dla bloku Low na podstawie przyjętej liczby cykli w zakresie od  $1,5 \cdot 10^5$  do  $2 \cdot 10^5$  wynosiły 15–16 N·m, natomiast dla bloku High zakres amplitudy obciążenia wynosił 16,5–18 N·m wyznaczonej z przyjętej liczby cykli od  $6,2 \cdot 10^4$  do  $1 \cdot 10^5$ . Zgodnie z wcześniej opisanym udziałem wartości średniej dla danego współczynnika asymetrii cyklu, dla  $R = -0,5$  zakres wartości średniej wynosi  $M_m = 1/3$ ,  $M_a = 5,25$ – $5,75$  N·m. Przyjęty udział pierwszego bloku wynosi 20, 40, 60% liczby cykli. Ostatnia seria została przeprowadzona dla współczynnika  $R = 0$ . Zakres amplitudy obciążenia wynoszący 13,5–16 N·m dla bloku Lo- został wyznaczony z zakresu liczby cykli wynoszącej od  $1 \cdot 10^5$  do  $2 \cdot 10^5$ , w przypadku bloku Hi- zakres amplitudy 14,5–16 N·m wyznaczono na podstawie zakresu liczby cykli wynoszącej od  $2,4 \cdot 10^4$  do  $10^5$ . Zakres wartości średniej dla tej serii badań wynosił  $M_m = M_a = 14$ – $16$  N·m. Na rysunku 5 przedstawiono porównanie udziału pierwszego bloku  $n_1/N_1$  w stosunku do udziału drugiego bloku  $n_{exp}/N_2$ , zaś udział pierwszego bloku w stosunku do całkowitej wartości stopnia uszkodzenia D na rys. 6.

Na podstawie przedstawionych wyników, wartości całkowitego uszkodzenia D oraz stosunek  $n_{exp}/N_2$  dla współczynnika asymetrii cyklu  $R = -1$  mieszczą się w zakresie wartości 1, przy czym dla kombinacji Lo–Hi wartości są większe w porównaniu do Hi–Lo o około 25%. Przyjęte wartości w przypadku badania Hi–Lo przy udziale pierwszego bloku wynoszącego 75% wartości liczby trwałości dla danej amplitudy spowodowały przedwczesne zmęczenie próbki przed przejściem na drugi blok. Badanie dla  $R = -1$  wykazuje najlepszą zgodność pomiędzy badaniami Hi–Lo oraz Lo–Hi. Przy zastosowaniu wartości średniej obecnej przy współczynniku asymetrii cyklu  $R = -0,5$  oraz  $R = 0$ , wartości uszkodzenia D oraz stosunek drugiego bloku są większe dla kombinacji Hi–Lo w porównaniu do Lo–Hi. Dla  $R = -0,5$  stosunek  $n_{exp}/N_2$  osiąga wartości od 3,2 do 4,6 dla kombinacji Lo–Hi, w porównaniu do tego dla badania Hi–Lo wynosił od 5,06 do 25, czyli o około 4 razy więcej w stosunku do Lo–Hi. W przypadku wartości całkowitego uszkodzenia D dla  $R = -0,5$  przyjmują wartości dla badania Lo–Hi od 3,8 do 4,8, w przypadku kombinacji Hi–Lo od 5,46 do 25,6, przy czym są to wartości osiągnęte o około 3,5 razy większe w stosunku do uszkodzenia D z badania Lo–Hi.

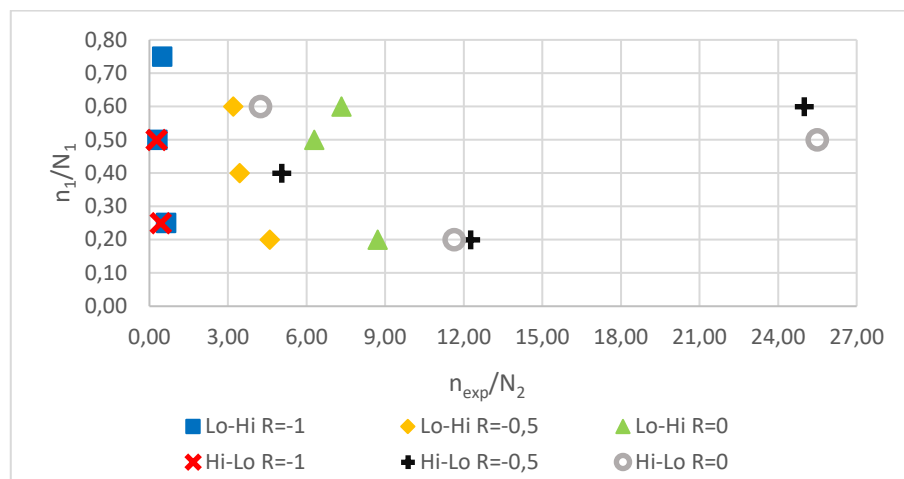
Przy przyjętym współczynniku wynoszącym  $R = 0$  wartości całkowitego uszkodzenia dla sekwencji Lo-Hi wynoszą od 6,7 do 8,92, natomiast dla badania Hi-Lo od 4,85 do 26,14 w odniesieniu do Lo-Hi są to o niecałe 2 razy większe wartości. Stosunek  $n_{exp}/N_2$  mieści się w przedziale dla Lo-Hi od 6,3 do 8,72 a dla badania Hi-Lo od 4,25 do 25,5, w tym przypadku także różnica jest dwukrotna pomiędzy badaniami Hi-Lo i Lo-Hi. Wykresy na Rys. 5 i 6 są do siebie zbliżone, co wskazuje, że udział pierwszego bloku w procesie kumulacji uszkodzeń jest dużo mniejszy w porównaniu do uszkodzeń kumulowanych w materiale podczas drugiej sekwencji obciążenia.

Zgodnie z wnioskami na podstawie badań, przeprowadzonych na materiale S355, przedstawionych w pracach [3,6,9] można stwierdzić, że w przypadku badań, w których całkowita wartość uszkodzenia wynosiła 25 lub więcej materiał wykazuje prawdopodobne umocnienie się materiału, które jest obecne przy zastosowaniu kombinacji Hi-Lo przy współczynnikach asymetrii cyklu wynoszących  $R = -0,5$  oraz  $R = 0$  i wówczas obciążenie w drugim bloku nie jest w stanie wywołać dalszych uszkodzeń.

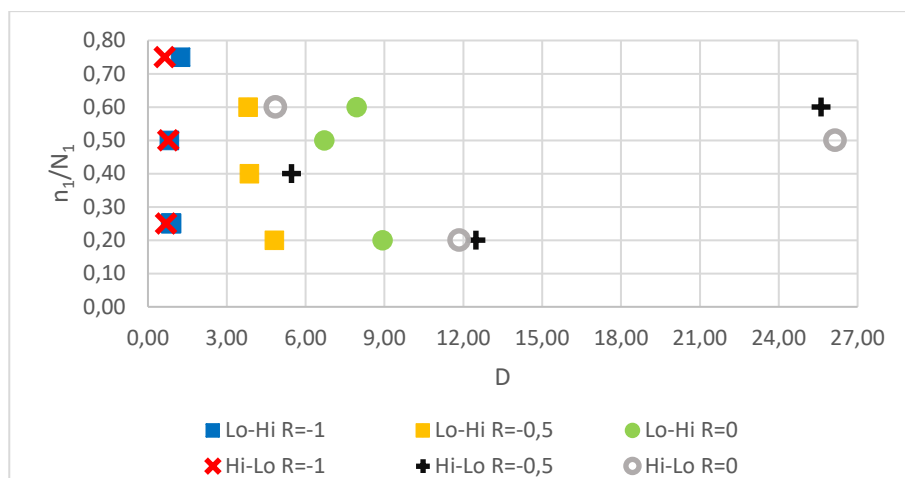
## PODSUMOWANIE

Z przeprowadzonych badań można wyciągnąć następujące wnioski:

- wartość uszkodzenia oraz udziału drugiego bloku przy współczynniku asymetrii cyklu  $R = -1$  obserwowane są większe wartości przy kombinacji Lo-Hi niż przy kombinacji Hi-Lo, natomiast wraz ze wzrostem współczynnika asymetrii cyklu następuje zmiana. Udział drugiego bloku oraz uszkodzenia wykazują znacznie większe wartości w przypadku kombinacji bloków Hi-Lo w stosunku do kombinacji Lo-Hi;



Rys. 5. Wyniki badań dla stosunku udziału pierwszego bloku względem drugiego



Rys. 6. Wyniki badań dla stosunku udziału pierwszego bloku względem całkowitej wartości uszkodzenia

- dla większych wartości udziału procentowego drugiego bloku przy kombinacji Hi-Lo można zauważyć, że dla współczynnika asymetrii cyklu  $R = -0,5$  oraz  $R = 0$  w niektórych przypadkach próbka nie uległa uszkodzeniu, spowodowane jest to przez umocnienie materiału powstałe podczas pierwszego bloku, gdzie wartość obciążenia jest większa niż podczas drugiego bloku;
- dla współczynnika asymetrii cyklu  $R = -1$  przeprowadzone badania wskazały, że wraz ze wzrostem procentowego udziału pierwszego bloku względem drugiego otrzymane wartości uszkodzenia oraz udział drugiego bloku dla kombinacji obciążeń Lo-Hi jest niewiele większy od kombinacji obciążeń Hi-Lo;
- natomiast dla współczynnika asymetrii cyklu  $R = -0,5$  wraz ze wzrostem udziału procentowego pierwszego bloku otrzymane wartości udziału drugiego bloku oraz uszkodzenia są większe dla kombinacji Hi-Lo niż Lo-Hi.

## LITERATURA

- [1] PAWLICZEK R.: Wpływ wartości średniej w obciążeniach blokowych na kształt pętli histerezy przy zginaniu próbek ze stali S355”, XXIV Symposium Zmęczenie i Mechanika Pękania., 2012 Przegląd Mechaniczny, nr 2, s. 32–36, 2013
- [2] PAWLICZEK R., LACHOWICZ C.: The mean stress effect on fatigue behaviour of constructional steels subjected to variable–amplitude bending, Second International Conference on „Material and component performance under variable amplitude loading”, 2009, s. 1095–1102
- [3] PAWLICZEK R.: Trwałość zmęczeniowa próbek ze stali 18G2A w warunkach blokowych obciążeń zginających przy zadanych wartościach obciążenia średniego, X Konferencja Mechaniki Pękania (XKMP). 10th Conference on Fracture Mechanics., 2005, s. 167–174

- [4] DATTOMA V., GIANCANE S., NOBILE R., PANELLA F.W.: Fatigue life prediction under variable loading based on a new non-linear continuum damage mechanics model, *International Journal of Fatigue*, Volume 28, Issue 2, 2006, s. 89–95
- [5] PAWLICZEK R.: Influence of the mean load value in fatigue block loading on strains, *Key Engineering Materials*, t. 598, s. 195–200, 2014
- [6] PAWLICZEK R.: Evaluation of fatigue damage degree for specimens made of S355J0 steel subjected to bending block loads with mean load value, *Fatigue Failure and Fracture Mechanics XXVII: Proceedings of the XXVII Polish National Conference on Fatigue Failure and Fracture Mechanics*, t. 2028, nr 1, D. Skibicki, Red. 2018, s. 1–8
- [7] MEMON I., ZHANG X., CUI D.: Fatigue life prediction of 3-D problems by damage mechanics with two-block loading, *International Journal of Fatigue*, Volume 24, Issue 1, 2002, s. 29–37
- [8] ACHTELIK H., KUREK M., KUREK A., KLUGER K., PAWLICZEK R., ŁAGODA T.: Non-standard fatigue stands for material testing under bending and torsion loadings, w *Mechatronic Systems and Materials 2018*, t. 2029, nr 1, G. Robak, R. Pawliczek, A. Kurek, i T. Łagoda, Red. 2018, s. 1–14
- [9] PRAŻMOWSKI M., PAWLICZEK R.: Study on material property changes of mild steel S355 caused by block loads with varying mean stress, *International Journal of Fatigue*, s. 171–177, 2015
- [10] PAWLICZEK R., ROZUMEK D.: The Effect of Mean Load for S355J0 Steel with Increased Strength, *Metals*, t. 10, nr 2, s. 1–13, 2020



MACIEJ JAN SPYCHAŁA<sup>1</sup>, DANUTA MIEDZIŃSKA<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Wojskowa Akademia Techniczna im. Jarosława Dąbrowskiego,  
maciej.spychała@wat.edu.pl

<sup>2</sup> Wojskowa Akademia Techniczna im. Jarosława Dąbrowskiego,  
danuta.miedzińska@wat.edu.pl

## POTENCJALNE KIERUNKI WDROŻENIA NOWEGO MATERIAŁU KOMPOZYTOWEGO Z RECYKLATÓW HDPE I LPS

**Abstract:** The management of waste polyester–glass laminates is a major challenge for the global economy. The Institute of Mechanics Computational Engineering at the Military University of Technology is conducting research on the reuse of polyester-glass composite recycle as a polymer composite reinforcement. The potential directions for the implementation of such composite were identified in the paper.

### WPROWADZENIE

W niniejszym artykule nakreślono możliwe kierunki wdrożenia innowacyjnego materiału kompozytowego zawierającego ponad 20% przemiału z laminatu poliestrowo–szklanego (LSP) stanowiącego wypełnienie polimerowej osnowy. Dodatek przemiału jest formą recyklingu rozumianego jako ponowne wykorzystanie odpadów [1]. Wykorzystując metody recyklingu odpadów LPS, które wymagają niskiego nakładu energetycznego, np. mielenie, można uzyskać surowiec, który nie pogorszy, a pod wieloma względami nawet może poprawić, parametry wytrzymałościowe kompozytów o osnowie polimerowej. Największą zaletą takiej metody utylizacji jest redukcja emisji gazów cieplarnianych, ponieważ przemiał jest zamiennikiem dla polimeru czy innego wypełniacza, który trzeba wyprodukować. Ponadto stanowi alternatywę dla najtańszego, lecz krótkowzrocznego sposobu radzenia sobie z odpadami, jakim jest składowanie materiałów, których okres rozkładu wynosi setki tysięcy lat.

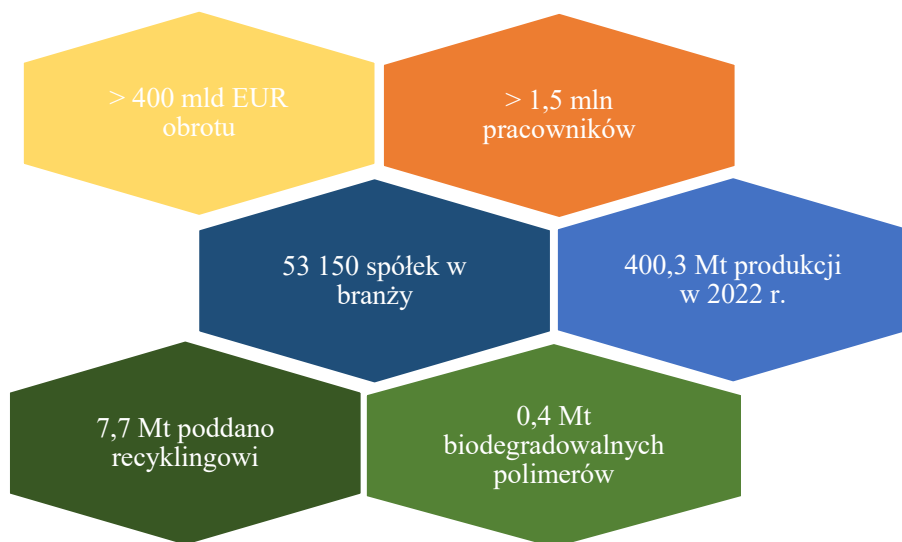
Produkcja tworzyw polimerowych na całym świecie osiągnęła wielkość 322 mln Mg, wzrastając w stosunku do 2014 r. o 11 mln Mg, co stanowi 3,5% wzrostu. Globalnie prognozowany wzrost produkcji wynosi 4% r/r. Już pod koniec lat osiemdziesiątych XX w. produkcja polimerów (pod kątem objętościowym) przegoniła produkcję stali [2]. Ten trend jest konsekwencją bardzo dobrych właściwości polimerów, między innymi: odporności na korozję, niskiej gęstości, łatwej kształtowalności [3].

Polimery jako materiały ropopochodne są relatywnie tanie w produkcji, jednak ich dostępność zależy od cen ropy. Szczyt wydobycia ropy globalna gospodarka osiągnie w 2030 roku, a tym samym jest to termin pozyskiwania względnie taniego surowca [4]. Od przekroczenia tej granicy ceny paliw, jak również tworzyw sztucznych, zaczną radykalnie rosnąć. Już w dwudziestych latach XXI w.

eksploatacja niektórych złóż przestaje być opłacalna, a jednoznaczny koniec szacowany jest na rok 2067 [5].

Jednym z kierunków zmian w gospodarce, które mają na celu powstrzymanie globalnych zmian klimatycznych oraz uniezależnienie gatunku ludzkiego od surowca energetycznego, jakim jest ropa naftowa, jest polityka oparta na recyklingu. Można zaobserwować stale rosnący rozwój inżynierii materiałowej polimerów, a jedną z najdynamiczniej postępujących dziedzin jest ekstruzja nietradycyjnych materiałów polimerowych, np. mieszanin i kompozytów polimerowych z dodatkami recyklatów, a także materiałów z udziałem składników naturalnych [6].

Największym producentem tworzyw sztucznych na świecie są Chiny. W Polsce natomiast zużywa się rocznie ponad 3 mln ton tworzyw, co klasuje nas na szóstym miejscu w Europie. Poniższy diagram (rys. 1), symbolicznie przedstawia główne statystyczne wartości charakteryzujące rynek polimerów w Europie.



*Rys. 2. Podstawowe dane dla przemysłu tworzyw sztucznych w Europie [7]*

W niniejszej publikacji autorzy skupili się na kompozytach polimerowych o konwencjonalnych, niespecjalistycznych zastosowaniach, w których to kompozycja musi mieć oczekiwaną trwałość, minimalną możliwą porowatość, lepsze wybrane właściwości wytrzymałościowe niż sama osnowa, jednak przede wszystkim jej stosowanie ma mieć pozytywny wpływ na środowisko (np. optymalizacja właściwości kompozycji pod kątem maksymalizacji udziału masowego wypełnienia z przemiału pochodzącego z recyklingu).



## PODSTAWOWY PODZIAŁ POLIMERÓW

Polimery to materiały, których podstawowym składnikiem są związki chemiczne, najczęściej organiczne, o bardzo dużej masie cząsteczkowej. Makrocząsteczki składają się z merów, czyli najprostszych, jakie da się wyróżnić, stale powtarzających się grup cząsteczek [6]. Materiały polimerowe można podzielić na termoutwardzalne i termoplastyczne.

Polimery termoutwardzalne poddawane są nieodwracalnej polimeryzacji. Ten rodzaj polimeru jest utwardzany przez reakcję chemiczną lub ciepło i staje się nietopliwym i nierozpuszczalnym materiałem.

Tworzywa termoplastyczne zbudowane są z liniowych łańcuchów molekularnych. Polimer mięknie po podgrzaniu i twardnieje po schłodzeniu, co jest procesem odwracalnym [8–13].

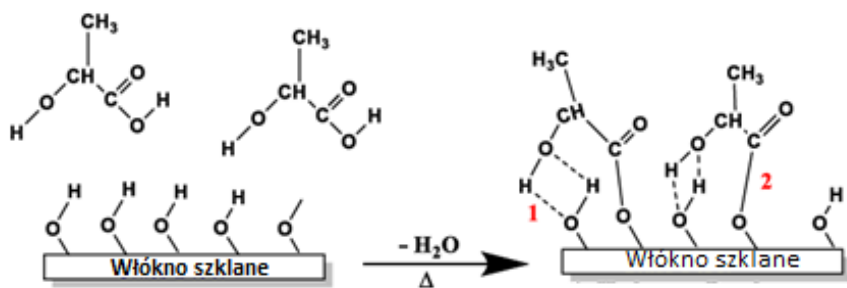
Budowa i różnorodność polimerów często prowadzi do ich wysokiej kompatybilności. Okazuje się, że stosowanie jednych polimerów z innymi poprawia właściwości nowego materiału, w innym przypadku pozwala sterować właściwościami poprzez dodawanie odpowiedniej ilości danego dodatku. Zbiór takich kompozycji, jak również ich zastosowań, jest praktycznie nieograniczony. Można to dostrzec, analizując niektóre publikacje, np. – Polymer Blend Handbook [14], gdzie autorzy wyszczególniają szereg kompozycji polimerowych, ich składniki i cechy.

Współcześnie, aż 30% produkowanych polimerów to blendy [15]. Czasem dodatek nowego materiału powoduje duży wzrost właściwości wytrzymałościowych, innym razem zmienia palność, udarność lub jakkolwiek inny parametr funkcjonalny. Dobieranie substratów do nowych kompozycji jest jednak czasochłonne i wymaga dobrej znajomości technologii produkcji. Proces produkcji ma istotny wpływ na parametry wytrzymałościowe fabrykatów, a dla każdej kompozycji inne parametry procesów produkcji będą optymalne. Główną rolę w kształtowaniu dobrych właściwości wytrzymałościowych kompozycji polimerowych odgrywa adhezja pomiędzy fazami składników.

Jedną z teorii mówiącą o adhezji faz, teoria F. Foweksa, mówi, że aby zapewnić dobrą adhezję między fazami nie wystarczy, aby obie fazy miały charakter polarny. Jedną z nich musi mieć charakter donora elektronów (zasada), drugą zaś akceptora elektronów (kwas). Idąc dalej, praca adhezji między fazami może być wyrażona jako suma oddziaływań wynikających z sił Van der Waalsa oraz sił kwasowo–zasadowych, również wiązań wodorowych [16].

W zależności od przeznaczenia kompozytu, stosuje się mniej lub bardziej zaawansowane związki chemiczne do polepszania jego właściwości. Ciekawym przykładem jest modyfikowanie powierzchni krótkich włókien szklanych przeznaczonego kompozytu wzmacnianego włóknami szklanymi przez serwatkę z mleka. Jej kwaśny odczyn 1,1–4,5 pH powoduje lepszą zwilżalność krótkich włókien szklanych (rys. 2). Wpływ na adhezję ma czas przebywania włókien w serwatce, wynoszący maksymalnie 60 godzin. W tym przypadku przebadano polietylen niskiej gęstości (LDPE) jako osnowę, a wypełnienie stanowiły szklane włókna o

długości 38,8 mm, średnicy 10,6  $\mu\text{m}$ . Zaobserwowano wzrost modułu Younga oraz wytrzymałości na rozciąganie o kilkaset procent [17].



Rys. 3. Reakcja chemiczna serwatki z włóknem szklanym, 1 – wiązanie wodorowe, 2 – wiązanie kowalencyjne [17]

Zastosowanie podobnego związku jako warstwy łączącej zbrojenie z osnową pokazuje, że wiele ekologicznych rozwiązań może być bardzo przyszłościowych. Wiele źródeł mówi o możliwości stosowania bezwodnika maleinowego jako tzw. *coupling agent*, który poprawia adhezję faz. Jest dodawany w ilości ok. 1% m/m [18–19]. Innymi powszechnie stosowanymi dodatkami są silany. Silan to cząsteczka zawierająca centralny atom krzemu połączony z dwoma rodzajami grup: grupami alkoksylowymi i grupami organofunkcyjnymi. Te związki działają jako środki sprzęgające i dyspergujące dla wypełniaczy w formacjach gumy i tworzyw sztucznych, jako modyfikatory polimeryzacji do syntezy oraz jako środki sieciujące do homopolimerów i kopolimerów polietylenu. Ze względu na unikalne właściwości silanów są one wykorzystywane do poprawy wydajności i procesów w przemyśle tworzyw sztucznych i gumy [20].

## WDROŻENIE NOWEGO PRODUKT NA RYNEK

Globalizacja rynków światowych wymusiła na innowatorach, aby ich rozwiązania były nowe w skali światowej. Szybka wymiana informacji, myśli, opinii, dzięki bardzo dynamicznemu rozwojowi komunikacji poprzez Internet, wpływa na globalne budowanie trendów. Przekłada się to na konieczność analizowania potencjału wdrożeniowego nowych produktów czy technologii na rynek. Ocena pod kątem konkurencyjności, czystości patentowej, regulacji prawnych czy wpływu na środowisko jest nieodzownym elementem każdego innowacyjnego projektu.

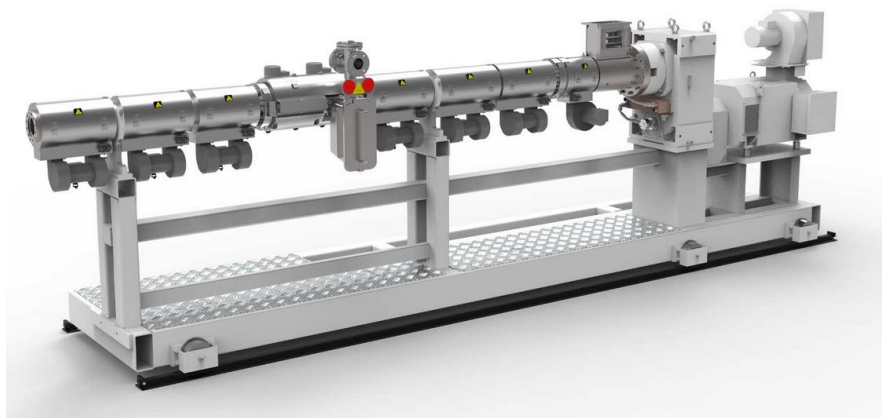
Wdrażanie nowego produktu można podzielić na kilka etapów, m. in. generowanie pomysłów, selekcja pomysłów, wybór pomysłu, projektowanie produktu, komercjalizacja [21].

## **KOMPOZYT rHDPE/rLPS**

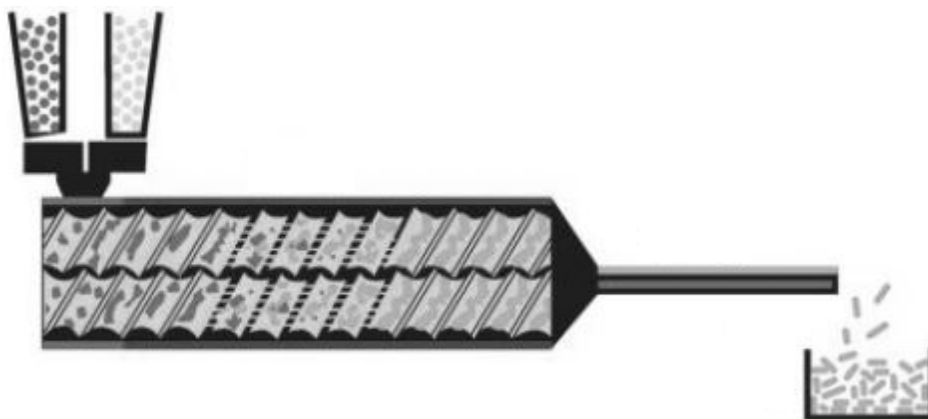
W przypadku rozważań nad metodą implementacji nowego materiału kompozytowego o osnowie z polietyleny wysokiej gęstości (HDPE) i wypełnieniu z przemiału laminatu poliestrowo-szklanego należy zwrócić uwagę na fakt, że głównym celem produkcji takiej kompozycji polimerowej jest zagospodarowanie odpadu LPS, a w konsekwencji zastąpienie materiałów z rynku pierwotnego. Ponadto, wykorzystując w roli osnowy HDPE z recyklingu, można uzyskać kompozyt zbudowany w praktycznie w 100% z surowców z recyklingu. Oczywiście również jest, że kompozyt wykonany z takich surowców nie będzie przeznaczony do specjalistycznych zastosowań, ze względu na przewidywane względnie duże wahania właściwości użytkowych kompozytu. Jest to cecha charakterystyczna dla materiałów ponownie wprowadzanych do użytku. Powyższy argument – duże ilości odpadów LPS do przerobienia – oraz możliwość termoformowania polimerowej osnowy implikuje skupienie się na technologiach produkcji seryjnej takiego kompozytu. W rozważaniach uwzględniono wytłaczanie oraz wtryskiwanie.

## **WYTŁACZANIE TERMOPLASTÓW**

Wytłaczanie jest procesem ciągłego formowania wyrobów z tworzyw. Produkowane są tak profile o stałym przekroju poprzecznym. Wytłaczanie polega na ciągłym uplastycznianiu tworzywa w układzie uplastyczniającym wytłaczarki (rys. 3) i następnie przepychaniu tłoczywa przez profil. Wytłaczanie realizowane jest w linii technologicznej zawierającej: wytłaczarkę, głowicę, urządzenia kalibrujące, chłodzące, odbierające i składające [6]. Układy wytłaczające różnią się od siebie ze względu na typ materiału, który będzie produkowany, czy przeznaczenie – np. wytłaczanie, kompadding. Drugi wymieniony proces cechuje się znacznie lepszą homogenizacją struktury materiału niż wytłaczanie jednoślankowe (rys. 4) [6]. Stosowany jest do produkcji granulatu z różnych materiałów. Taki proces pozwala na tworzenie zwartych struktur nawet przy kilkudziesięcioprocentowej zawartości wypełniaczy.



*Rys. 4. Wytłaczarka jednoślindakowa [22]*



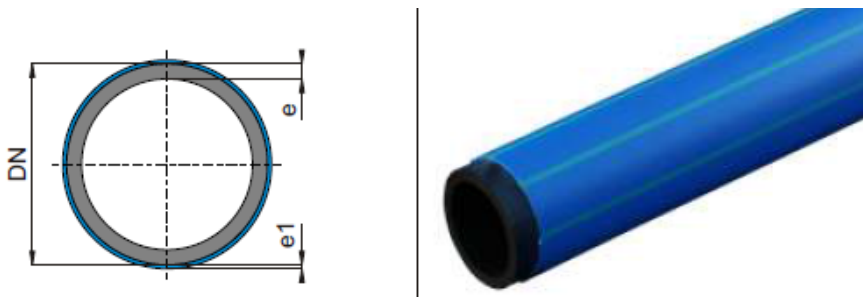
*Rys. 5. Wytłaczarka dwuślindakowa [23]*

## **WTRYSKIWANIE**

Wtryskiwanie jest procesem technologicznym stosowanym do produkcji fabrykatów z polimerów o masie od 0,01 g do 70 kg. Wtryskiwanie stosuje się najczęściej dla formowania termoplastów, lecz wykorzystuje się je również do przetwórstwa tworzyw termo- i chemoutwardzalnych. Do jego podstawowych zalet należą: możliwość formowania nawet najbardziej skomplikowanych kształtów, mały udział obróbek wykańczających, niewielka liczba operacji; natomiast wady to: wysoki koszt maszyn, długi czas przygotowania produkcji.

## WSPÓLWYTŁACZANIE

Kolejnym procesem pozwalającym podnieść jakość i cechy wizualne fabrykatów z tworzyw termoplastycznych jest technologia współwytłaczania (koekstruzji). Jest to proces pokrywania głównej warstwy fabrykatu innym polimerem w celu poprawy właściwości wytrzymałościowych lub użytkowych. Dla przykładu folie z polietylenu (PE) jako materiał o powierzchni niepolarnej, trudno zwilżalnej, często są pokrywane w procesie współwytłaczania bardzo cienką warstwą kopolimeru. Jest nim np. octan winylu, który wykazuje znacznie większą polarność, a tym samym zapewnia większą przyczepność farb drukarskich. Koekstruzja równie powszechnie wykorzystywana jest przy produkcji rur wodociągowych. Wielowarstwowe rury są znacznie bardziej odporne na efekt karbu, a tym samym lepiej sprawdzają się przy nowoczesnych metodach instalacji sieci sanitarnych, takich jak przewiert sterowany. Zewnętrzna warstwa zazwyczaj wykonana jest z tego samego tworzywa co główna, jednak niektóre rury z PE pokrywane są polipropylenem (PP) (rys. 5) [24].

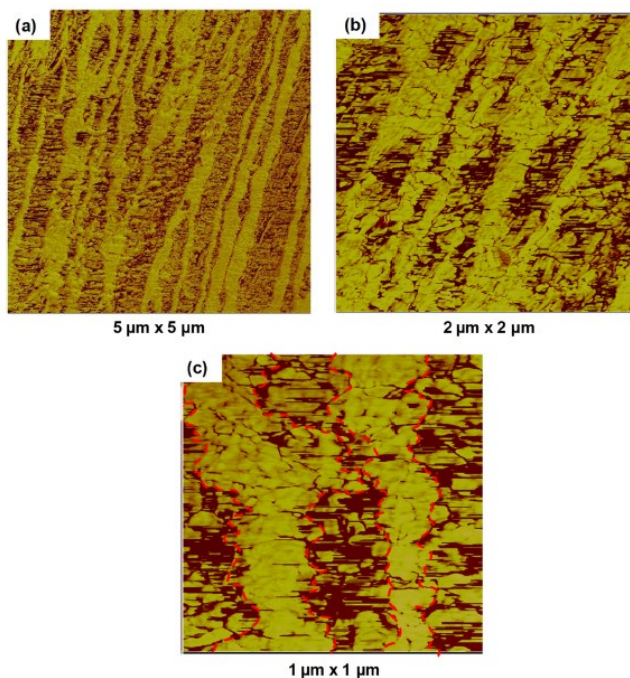


Rys. 6. Rura wielowarstwowa [24]

Warto zaznaczyć, że przeprowadzono liczne badania niekompatybilnych mieszanek polimerów, z dodatkami kompatybilizatorów i bez. Badania te ilustrują rozległy obszar zależności struktura–właściwości–przetwarzanie, uzyskanych poprzez analizę starannie zaprojektowanych struktur makromolekularnych. Istnieje jednak stosunkowo niewiele podstawowych badań nad jednoosiową orientacją tych układów w celu wytwarzania sztywnych i mocnych taśm [25]. Przykładowo wykazano [26], że mieszanki polietylenu i polipropylenu, gdy są wysoce zorientowane, dają bardzo sztywne struktury cząsteczkowe, nawet gdy w przetwórstwie nie są stosowane kompatybilizatory. Na początku lat dwutysięcznych dowiedziono [27], że stosując konwencjonalne metody przetwarzania mieszanek tych dwóch polimerów oraz wyżarzanie w warunkach termicznych nieco powyżej temperatury topnienia PE (140°C) można doprowadzić do ponownej orientacji łańcuchów PE w kierunku prostopadłym do ciągnięcia, sugerując epitaksjalny wzrost krystalizacji PE przez domeny PP [28–29].

Autorzy innej publikacji [30] dowodzą, że PE może zarodkować PP, przez pierwotne zarodkowanie sferolitów (kuliste agregaty utworzone przez igiełkowe kryształy). Zaobserwowano, że pierwotny mechanizm zarodkowania był silnie

zależny od temperatury krystalizacji. Obserwacje te sugerują, że w wieloskładnikowym niekompatybilnym układzie PE lub PP może służyć jako szablon epitak-sjalny. Badania te sugerują, że interfejs między fazami PE i PP może zostać osią-gnięty w procesie tłoczenia, a jego właściwości przełożą się na materiał o bardzo dobrych właściwościach wytrzymałościowych (rys. 6) [25].



**Rys. 7.** Interfejs między fazami PE i PP. Jaśniejszym kolorem oznaczono PP, ciemniejszym PE; czerwone linie oznaczają granice faz

Współwytłaczanie prowadzi do wytworzenia fabrykatu o dwóch, a nawet kilku warstwach. Warstwa zewnętrzna często stanowi zabezpieczenie fabrykatu przez działaniem agresywnego środowiska lub warunkami środowiskowymi, np. UV. Przykładem takiego zastosowania są deski tarasowe. Niskonakładowe materiały tarasowe stały się w ostatnich latach coraz bardziej popularne jako trwała i wygodna alternatywa dla tradycyjnych tarasów drewnianych. Poniżej krótko scharakteryzowano deski tarasowe z polichlorku winylu (PVC), deski tarasowe kompozytowe PE i deski tarasowe kompozytowe na bazie mineralnej. Deski tarasowe z PVC wykonane są z polichlorku winylu, rodzaju tworzywa sztucznego. Jest on znany ze swojej trwałości, odporności na gnicie, owady i pleśń oraz niskich wymagań konserwacyjnych. Deski tarasowe z PVC nie wymagają bejcowania, malowania ani uszczelniania i można je łatwo czyścić wodą z mydłem. Ponadto deski tarasowe z PVC są odporne na promieniowanie UV, co oznacza, że nie blakną ani nie odbarwiają się z upływem czasu.

Tarasowe deski kompozytowe PE wykonane są z mieszanki polietylenu i włókien drzewnych. Ten rodzaj desek tarasowych jest znany ze swojej trwałości, odporności na gnienie i uszkodzenia spowodowane przez owady oraz niskich wymagań konserwacyjnych. Nie wymagają bejcowania, malowania ani uszczelniania i można je łatwo czyścić wodą z mydłem. Są one jednak bardziej podatne na działanie UV, bardzo szybko się odbarwiają – nawet po kilku godzinach o więcej niż dopuszczalne przez branżystów 5%. Polietylen jest jednak materiałem tańszym i bardziej rozpowszechnionym w kraju, który jest największym producentem fabrykatów z tworzyw sztucznych – Chiny.

Deski kompozytowe na bazie minerałów to innowacyjny materiał, który łączy w sobie wytrzymałość i trwałość minerałów z niskimi wymaganiami konserwacyjnymi tworzyw sztucznych. Jedną z najbardziej znaczących zalet tego typu desek tarasowych jest ich małe odkształcenie w ekstremalnych temperaturach, co zapewnia, że skosy tarasu pozostaną nienaruszone i trwałe przez długi czas [31].

Producenci stosują przeróżne wypełniacze, które pozwalają zachować właściwości fabrykatów, a obniżają koszty. Stosowane powszechnie wypełniacze dzielimy na organiczne, np. mączka drzewna i mineralne. Główne parametry cechujące taki produkt to: twardość, odporność na promieniowanie UV, plamoodporność, palność, wytrzymałość na zginanie, odporność na zmiany temperatury, pełzanie, udarność. Zapewnienie wysokiej jakości produktów w atrakcyjnej cenie skłania producentów do wytwarzania produktów wielowarstwowych (rys. 7).



*Rys. 8. Kompozytowa deska tarasowa*

## **PODSUMOWANIE**

Polimery stanowią bardzo dużą grupę materiałów znajdujących zastosowanie w przemyśle, które dzięki swoim unikalnym cechom w wielu obszarach gospodarki wyparły metale, drewno i tkaniny naturalne. Kolejnym krokiem rozwoju

rynku tworzyw jest wdrożenie innowacyjnych metod ponownego wykorzystania wprowadzonych na rynek surowców. Recykling można prowadzić na wiele sposobów, m. in. termiczny, chemiczny, jednak to mechaniczne rozdrabnianie okazuje się być najbardziej dopracowanym (TRL 9) [33] oraz najtańszym sposobem wykorzystania odpadów.

Podążając za ideą gospodarki cyrkularnej, w Wojskowej Akademii Technicznej, na Wydziale Inżynierii Mechanicznej prowadzone są prace nad metodą zagospodarowania odpadów z laminatów poliestrowo-szklanych w formie wypełnienia polimerowej osnowy polietylenem wysokiej gęstości pochodzącym z recyklingu. Prace mają na celu wytworzenie w pełni funkcjonalnego fabrykatu w procesie współwytłaczania. Bazując na przeprowadzonym przeglądzie literatury można sformułować kilka wniosków – wykorzystanie LPS jako wypełniacza polimerów jest zasadnym kierunkiem prowadzenia prac badawczych; takie kompozycje polimerowe mają duży potencjał na zastąpienie materiałów z rynku pierwotnego. W pierwszym etapie prac badawczych prowadzonych na Wydziale Inżynierii Mechanicznej przygotowano ponad 120 próbek, z różnym udziałem LPS, które posłużą do wykonania jednoosiowego rozciągania, jak również wyznaczenia udziałów objętościowych włókien i żywicy przy zastosowaniu metod ilościowego zliczania na podstawie zdjęć wykonanych mikroskopem skaningowym, wykonaniu badań reologicznych, termogravitometrii (TGA), badania składu przy wykorzystaniu spektroskopii w podczerwieni (FTIR). W dalszych pracach zostaną wykonane podstawowe badania wytrzymałościowe na próbkach wytworzonych z udziałem kopatybilizatorów z grupy silanów oraz bezwodnika maleinowego.

Wartym uwagi zagadnieniem są efekty wyżarzania PE z dodatkiem PP. W publikacjach [28–29] zaprezentowano metodę wyżarzania w temperaturze przewyższającej temperaturę topnienia PE. Autorzy niniejszej publikacji planują przebadać wpływ wypełniacza na sztywność wzdłużną materiału po próbie starzenia (m.in. w podwyższonej temperaturze). Hipotetycznie, możliwe jest zaobserwowanie ponownej krystalizacji PE na domenach żywicy i włókien. Szereg badań i analiz ma na celu opracowanie kompozycji polimerowej oraz jej stałych materiałowych.

## **PODZIĘKOWANIA**

Artykuł powstał w ramach realizacji uczelnianego grantu badawczego nr 22–838 pt. „Badania zaawansowanych materiałów konstrukcyjnych, w tym kompozytów z dodatkiem przemiału laminatu poliestrowo-szklanego pochodzącego z recyklingu”, realizowanego w roku 2023 w Wojskowej Akademii Technicznej.



## LITERATURA

- [1] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego I Rady z dnia 19 listopada 2008 r. w sprawie odpadów oraz uchylająca niektóre dyrektywy, Dz.U. L 312 z 22.11.2008
- [2] Plastics – the Facts 2014 – 2016; [www.plasticseurope.org](http://www.plasticseurope.org) (dostęp na dzień 29.10.2023)
- [3] GRIGORE M.E.: *Methods of Recycling, Properties and Applications of Recycled Thermoplastic Polymers*, Recycling, 2017, s. 1
- [4] <https://www.theworldcounts.com/challenges/climate-change/energy/the-end-of-oil>, dostęp na dzień 29.10.2023
- [5] AMADEO K.: *What are oil reserves, The Balance*, 2022
- [6] WILCZYŃSKI K.: *Przetwórstwo tworzyw polimerowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2018, s. 12
- [7] 2022 Plastics Europe estimations – Eurostat official, 2020
- [8] AMIN S., AMIN M.: Thermoplastic elastomeric (TPE) materials and their use in outdoor electrical insulation. *Rev. Adv. Mater. Sci.* 2011, nr 29, s. 15–30
- [9] RIBEIRO M.C.S., FIÚZA A., FERREIRA A., DINIS M.D.L., MEIRA CASTRO A.C., MEIXEDO J.P., ALVIM, M.R.: Recycling Approach towards Sustainability Advance of Composite Materials' Industry. *Recycling* 2016, nr 1, s. 178
- [10] ASHORI A.: Wood-plastic composites as promising green-composites for automotive industries, *Bioresour. Technol.*, 2008, 99, s. 4661–4667
- [11] PASCAULT J.-P., SAUTEREAU H., VERDU J., WILLIAMS R.J.: *Thermosetting Polymers*; CRC Press: Boca Raton, FL, USA, 2002; Volume 64
- [12] BRAZEL C.S., ROSEN S.L.: *Fundamental Principles of Polymeric Materials*; John Wiley & Sons: Hoboken, NJ, USA, 2012
- [13] YANG Y., BOOM R., IRION B., VAN HEERDEN D.-J., KUIPER P., DE WIT H.: Recycling of composite materials. *Chem. Eng. Process. Process Intensif.* 2012, nr 51, s. 53–68
- [14] UTRACKI L.A., WILKIE C.A.: *Polymer Blends Handbook 2nd edition*, Springer Reference, 2014, Kanada
- [15] ROBESON L. M.: *Polymer Blends A comprehensive Review*, Hanser Publishers, 2007, Niemcy
- [16] DESHMUKH R.R., SHETTY A.: Comparison of surface energies using various approaches and their suitability, *Journal of Applied Polymer Science*, 2008
- [17] SAWALHA S., MA'ALI R., MUSHATTI H., MAKHARZEH M.: Acidic whey as a novel coupling agent for composites based on E-Glass fibers and low-density polyethylene, *An – Najah Univ. J. Res.*, 2022, Palestyna
- [18] WU A., JIA L., YU W. i in.: Preparation and Finite Element Analysis of Fly Ash/HDPE Composites for Large Diameter Bellows, *Polymers*, 2021
- [19] TSELIOS CH., BIKIARIS D., SAVIDIS P. i in.: Glass-fiber reinforcement of in situ compatibilized polypropylene/polyethylene blends, *Journal of Materials Science*, nr 34, 1999, s. 385–394
- [20] <https://polymer-additives.specialchem.com/selection-guide/silane-dispersing-coupling-crosslinking-agents>, dostęp na dzień 29.10.2023
- [21] MICHALSKI E.: *Marketing: podręcznik akademicki*, PWN, 2012, wydanie II
- [22] <https://www.battenfeld-cincinnati.com/products/detail/starextruder> (dostęp na dzień 29.10.2023)
- [23] REDDY C., CHAITANYA K. S.C., RAO Y.M.: A review on bioadhesive buccal drug delivery systems: current status of formulation and evaluation methods, *Daru*, nr 6, 2011.

- [24] <https://www.kaczmarek2.pl/produkty/> (dostęp na dzień 29.10.2023)
- [25] WANG X., PRINCE E. J., WNEK G. E. i in.: Oriented Tapes of Incompatible Polymers Using a Novel Multiplication Co- Extrusion Process, *Polymers*, 2022
- [26] GALLAGHER G.A., JAKAWAYS R., WARD I.M.: The Structure and Properties of Drawn Blends of Polyethylene and Polypropylene, *J. Appl. Polym. Sci.*, 1991, nr 43, s. 1399–1409
- [27] SCHIMIDT P., BALDRIAN J., SCUDLA J. i in.: Structural transformation of polyethylene phase in oriented polyethylene/polypropylene blends: A hierarchical structure approach, *Polymer*, 2001, nr 42, s. 5321–5326
- [28] LOTZ B., WITTMANN J.C.: The Molecular Origin of Lamellar Branching in the Form of Isotactic Polypropylene, *J. Polym. Sci. Polym. Phys.*, 1986, nr 24, s. 1541–1558
- [29] LOTZ B., WITTMANN J.C.: Polyethylene–Isotactic Polypropylene Epitaxy: Analysis of the Diffraction Patterns of Oriented Biphasic Blends, *J. Polym. Sci. B Polym. Phys.*, 1987, nr 25, s. 1079–1087
- [30] BARTCZAK Z., GALESKI A., PRACELLA M.: Spherulite nucleation in blends of isotactic polypropylene with high–density polyethylene, *Polymer*, 1986, nr 27, s. 537
- [31] [-https://deckbydesignllc.com/f/low-maintenance-decking-pvc-vs-composite-pe-vs-mineral-composite](https://deckbydesignllc.com/f/low-maintenance-decking-pvc-vs-composite-pe-vs-mineral-composite), dostęp na dzień 30.10.2023
- [32] VIERA D.R., VIERA R.K., CHANG CHAIN M.: Strategy and management for the recycling of carbon fiber–reinforced polymers (CFRPs) in the aircraft industry: a critical review, *Int. J. Sustainable Dev. World Ecol.*, nr 24, 2017, s. 214–223
- [33] <https://www.wanrootech.com/news/product-news/fiberglass-recycling-shredder-granulator-machine/> (dostęp na dzień 06.12.2023)

## NUMERICAL ALGORITHM OF DETERMINATION OF STATIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF SLIDE BEARINGS

**Abstract:** The numerical algorithm and computer simulation method described in this paper ensure reproducible calculation runs for different sets of operational and exploitation data. As modern and robust tool they deliver an unambiguous results to be used in calculations and designing of radial cylindrical, multilobe journal bearings with different profiles of the sleeve bore, as well as axial thrust bearings subjected to static loads.

### INTRODUCTION

In high-speed machines, such as turbochargers, steam turbines, gas turbines and turbine gears, multi-surface radial plain bearings with a pressurized lubricant supply, which are hybrid bearings, are used for various reasons [1–4].

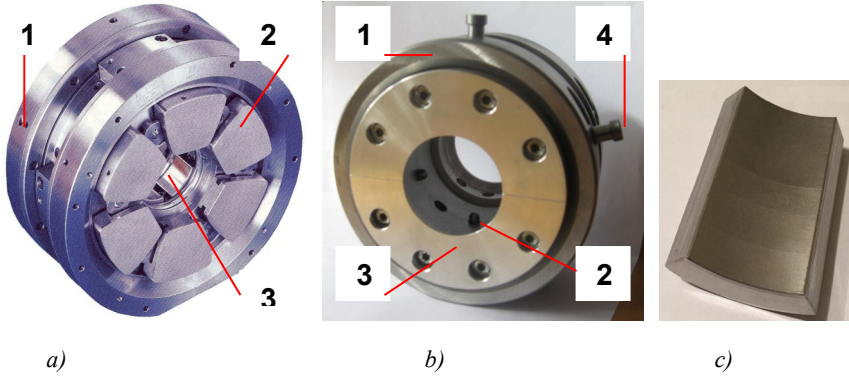
The development of rotating machines towards obtaining higher rotational speeds and power as well as greater reliability and durability results in increased requirements regarding static characteristics and dynamic bearings. Static characteristics [2, 5–7] include: pressure, temperature and viscosity distribution in the lubricant layer, hydrodynamic load capacity, static equilibrium angles, maximum pressure and temperature values, minimum lubricant film thickness, power losses and lubricant flow. The dynamic characteristics are determined by the linearized stiffness and damping coefficients of the lubricant film [8–9]. The full characteristics of the journal bearing are determined by a numerical algorithm in an iterative process for a specific journal position on the static equilibrium position curve.

Multilobe hydrodynamic radial plain bearings and hybrid are bearings with a sleeve with a non-circular bore, consisting of several fixed (from 2 to 8) or tilting (from 3 to 5) sliding surfaces, each of which generates a pressure, temperature and viscosity field. The design solution of the axial-thrust bearing with tilting-pads and the radial bearing housing are shown in Fig. 1.

The application of these bearings ensures a favourable temperature of the lubricant film, operation without vibrations caused by unbalance and self-excited vibrations of the lubricant, as well as their vibration damping. The process of designing multilobe, radial sliding bearings operating at peripheral speeds from 20 to 200 ms<sup>-1</sup> requires the correct determination of the viscosity and temperature of the supplied lubricant and checking whether the minimum lubricant film thickness and its maximum temperature are within permissible limits.

At very high peripheral speeds (large Reynolds numbers), problems arise with calculating the operating parameters of the bearings, which is caused by turbulence and the influence of the inertial forces of the lubricant film [1–2].

During operation of a high-speed bearing, a large amount of heat is generated, causing deformation of the sleeve structure and bearing assembly, which must be taken into account in the bearing calculations and design [10].



**Fig. 1.** Radial-thrust bearing with oscillating segments (a): 1 – housing, 2, 3 – segments of the radial and axial parts and the radial bearing housing (b): 1 – housing, 2 – ball screw fixing the segment, 3 – cover, 4 – oil nozzle (before assembly), c – tilting-pad

The above issues should be taken into account in the calculation programs developed so far. Currently used PCs or workstations with large memory and modern processors allow for a quick and complete solution to the problem of thermo-elastic-hydrodynamic (TEHD) lubrication. It should be emphasized that the mathematical (numerical algorithms, software) and technological apparatus in the design and manufacturing of journal bearings remain a secret of research centres.

Based on the physical and mathematical model of the tribological system of radial and axial thrust bearings with multiple sliding surfaces, a numerical algorithm working in the WINDOWS environment was developed [2]. Geometric and operational parameters as well as external impacts, i.e. static and variable loads, were taken into account. Modelling creates the opportunity for simulation tests to determine static and dynamic characteristics for various design solutions of journal bearings [2–3]. The algorithm coded in the Fortran Lahey-Fujitsu programming language [2, 11] allows for the calculation of radial journal bearings (cylindrical, multilobe classic, with fixed lobes of different geometry) and with tilting-pads [2, 6] as well as axial thrust bearings (with fixed and tilting-pads) [12–15]. The algorithm takes into account, among others:

- bearing geometry,
- isothermal or non-isothermal (adiabatic or diathermal) lubricant film (variable viscosity and temperature),
- pressure supply of lubricant,
- misalignment of the journal and bearing axis,
- turbulent oil film,
- different lobe geometry (DLG – different lobe geometry [2]),
- roughness of the sliding surface (for axial thrust bearings).

The developed numerical algorithm allows for the determination of the static and dynamic characteristics of various types of journal bearings given in Table 1; the basis for determining these characteristics are the following equations: Reynolds, energy, viscosity and the lubricant gap geometry equation [2].

Fortran Lahey–Fujitsu works in the Windows operating system environment and its main advantages are: simplicity of recording, speed of calculations and security. Most Fortran compilers very rigorously control the correct use of variable types, exceeding the scope of arrays, and transferring information between programs and procedures [11].

Theoretically calculated pressure and temperature distributions of the lubricant film and their maximum values allow for the analysis of thermal issues in cylindrical, multi–surface bearings, including tilting–pads. Determined on individual stationary lobes or tilting–pads, oil film pressure and temperature distributions are the basis for calculations and analysis of lobes deformations and stresses in the structure of these lobes or segments [10, 15–16].

**Table 1.** Numerical algorithm for determining the characteristics of journal bearings

Numerical algorithm for bearings		
Transverse (radial)		Axial thrust
Bearing type	Number of segments	
Cylindrical	1	Fixed lobes
Multilobe classic	2 ÷ 12	Tilting
Multilobe DLG	See Fig. 1	
Tilting–pad	3 ÷ 6 (do 16)	

DLG – Different Lobe Geometry [2]

This paper concerns the numerical algorithm applied in the calculation of radial journal bearings: cylindrical (circular), multilobe classic, DLG, with tilting–pads and axial thrust with self-tilting pads.

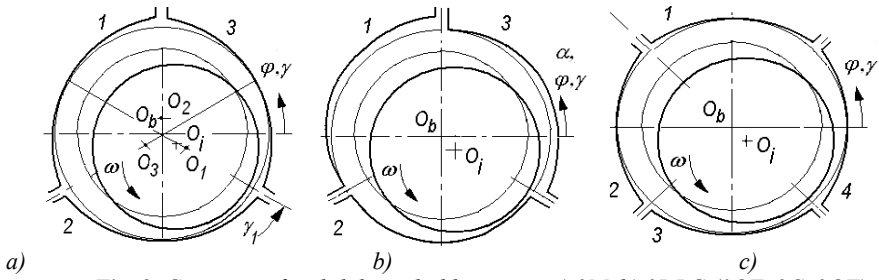
## GEOMETRY OF LUBRICATING FILM, REYNOLDS AND ENERGY EQUATIONS

Typical outlines of multilobe radial bearings with fixed segments are shown in Fig. 2 and with tilting pads in Fig. 3.

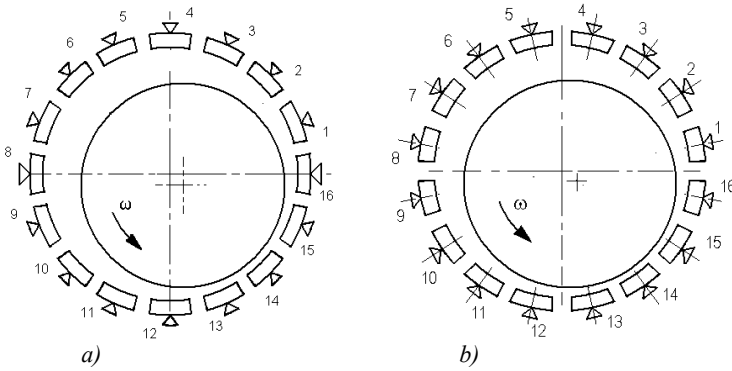
Taking into account the relative misalignment of the journal and sleeve axes, the geometry of the lubricant film of journal bearings with fixed lobes (Fig. 2) can be described by equation (1) [2,] and for axial thrust bearings by equation (2) [12–15].

$$\bar{H}(\varphi, z) = \bar{H}_c + \bar{H}_{M,P}(\varphi) + \bar{H}_p(\varphi, z) + \bar{H}_m(z) \quad (1)$$

where:  $\bar{H}_c$ ,  $\bar{H}_{M,P}(\varphi)$  : oil film thickness for cylindrical, multilobe classic or pericycloid bearing, respectively (indexes:  $M$  – multilobe,  $P$  – pericycloid), terms considering:  $\bar{H}_p(\varphi, z)$  – journal and sleeve axes misalignment,  $H_m(z)$  – modification (convexity) of axial cross–section,  $z$ ,  $\varphi$  – axial and peripheral coordinates.



**Fig. 2.** Geometry of multilobe radial bearings: a) 3M, b) 3DLG (1OF, 2C, 3OF), c) 4M, d – 6M, e.g.  $\gamma$  – angle of centre point of lobe No. 1,  $O_{Li}$  and  $R_{Li}$  correspond respectively  $O_2 R_{L2} O_b, O_j, O_L$ : centre of bearing, journal and offset



**Fig. 3.** Radial tilting pad bearings with 16 pads: a) load on pad (LOP), b) load between pads (LBP)

$$\bar{H} = 1 - \frac{m_1 R_s}{h_s} \bar{r} \sin(\bar{\delta}_0 - \bar{\varphi}) + \frac{m_2 R_s}{h_s} [\bar{r} \cos \delta (\bar{\delta}_0 - \bar{\varphi}) - 1] \quad (2)$$

where:  $h$  – oil film thickness,  $h_s$  – oil film thickness in the point of coordinates  $(R_s, \delta_0)$ ,  $m_1, m_2$  – tangent of pad tilt angle,  $r, \varphi$  – coordinates in cylindrical system,  $R_s$  – mean radius of tilt pad,  $\delta_0$  – angle of support line of tilt pad

Basic equations of the hydrodynamic lubrication theory:

– **journal bearings**

Reynolds equation

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\bar{H}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \frac{\bar{H}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 6 \frac{\partial \bar{H}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \bar{H}}{\partial \phi} = 0 \quad (3)$$

where:  $\bar{p}$  – dimensionless oil film pressure,  $\bar{p} = p\psi^2/(\eta\omega)$ ,  
 $p$  – oil film pressure (MPa), (m),  $D, L$  – diameter and length of bearing (m),  
 $t$  – time (sec),  $\bar{z}$  – axial coordinate,  $\phi = \omega t$  dimensionless time,  
 $\bar{\eta}$  – dimensionless viscosity,  $\psi$  – bearing relative clearance,  $\psi = \Delta R/R$   
(‰),  
 $\Delta R$  – bearing clearance,  $\Delta R = R-r$  (m).

Energy equation

$$\frac{\bar{H}}{Pe} \left[ \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \phi^2} + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} \right] + \left[ \frac{\bar{H}^3}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi} - \frac{\bar{H}}{2} \right] \frac{\partial \bar{T}}{\partial \phi} + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\bar{H}^3}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} =$$

$$- \frac{\bar{H}^3}{12\bar{\eta}} \left[ \left( \frac{\partial \dot{p}}{\partial \phi} \right)^2 + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right)^2 \right] - \frac{\bar{\eta}}{\bar{H}} \quad (4)$$

where:  $\bar{T}$  – dimensionless oil film temperature,  
 $\bar{T} = T/T_0$ ,  
 $T$  – oil film temperature, (°C),  
 $T_0$  – supplied oil temperature, (°C),  
 $c$  – specific heat (J/kg°C),  $\rho$  – density of the lubricant (kg/m<sup>3</sup>).

- **axial bearings**

Reynolds equation

$$\frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{r}^2} + \left( \frac{3}{h} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{r}} - \frac{1}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{\eta}}{\partial \bar{r}} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \left( \frac{3}{h} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\phi}} - \frac{1}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{\eta}}{\partial \bar{\phi}} \right) \frac{1}{\delta^2 \bar{r}^2} + \frac{1}{\bar{r}^2 \delta^2} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{\phi}^2} - 6 \frac{\bar{\eta}}{\delta \bar{h}^3} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\phi}} = 0 \quad (5)$$

where:  $\bar{h}$  – oil film thickness,  
 $\bar{p}$  – pressure,  
 $\bar{r}, \bar{\phi}$  – cylindrical coordinates,  
 $\delta$  – angle of support,  
 $\bar{\eta}$  – dynamic viscosity.

Energy equation

$$P_e K (\bar{q}_r \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{r}} + q_\phi \frac{1}{\delta \bar{r}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{\phi}}) = -k_1 (\bar{T} - T_c) + \Lambda K \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\eta}} \cdot \left[ \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right)^2 + \frac{1}{\delta^2} \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\phi}} \right)^2 \right] + \Lambda K \frac{\bar{r}^2 \bar{\eta}}{h} \quad (6)$$

where:  $\bar{q}_r = -\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}}$   $\bar{q}_\phi = -\frac{\bar{h}^3}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\phi}} + \frac{\bar{h}\bar{r}}{2}$  ;

$\bar{T}$  – temperature,

$P_e$  – Peclet number  $P_e = \rho c_v h_s^2 \omega / \lambda$ ,

$c_v$  – specific heat of the lubricant,

$\rho$  – density of the lubricant,

$K$  – heat transfer coefficient,  $K = \lambda / h_s k_{l0}$ ,

$\bar{T}_c$  – average temperature of the oil film,

$\lambda$  – coefficient of thermal conductivity of the lubricant,

$\bar{q}_r, \bar{q}_\varphi$  – flow of the lubricant in the radial and circumferential directions.

The boundary conditions of the pressure and temperature field for both radial and thrust bearings include zero pressure on the outer edges of the bearings sleeves or tilting pads. The temperature at the outer edges is determined by parabolic approximation [2, 4].

The above equations were solved numerically using the finite difference method adopting an appropriate coordinate grid [2, 12].

The aim is to find discrete values of the desired functions at individual grid nodes, equations (1) to (6) were transformed into difference equations. Partial derivatives were replaced by difference quotients.

The solution of the system of equations, taking into account appropriate boundary conditions, was carried out according to the block diagram (Fig. 4).

The developed numerical algorithm allows obtaining:

- for journal bearings: static and dynamic characteristics;
- for axial thrust bearings: oil film pressure, temperature and velocities distributions and quantities characterizing such bearing properties as: load capacity, friction torque, load vector application coordinates, oil flows.

The input parameters included: the geometry of the oil film (inclination angles of the tilt pad and the thickness of the oil film at the point with coordinates  $(R_s, \delta_\theta)$ ), the physical properties of the oil and the angular velocity of the thrust disc.



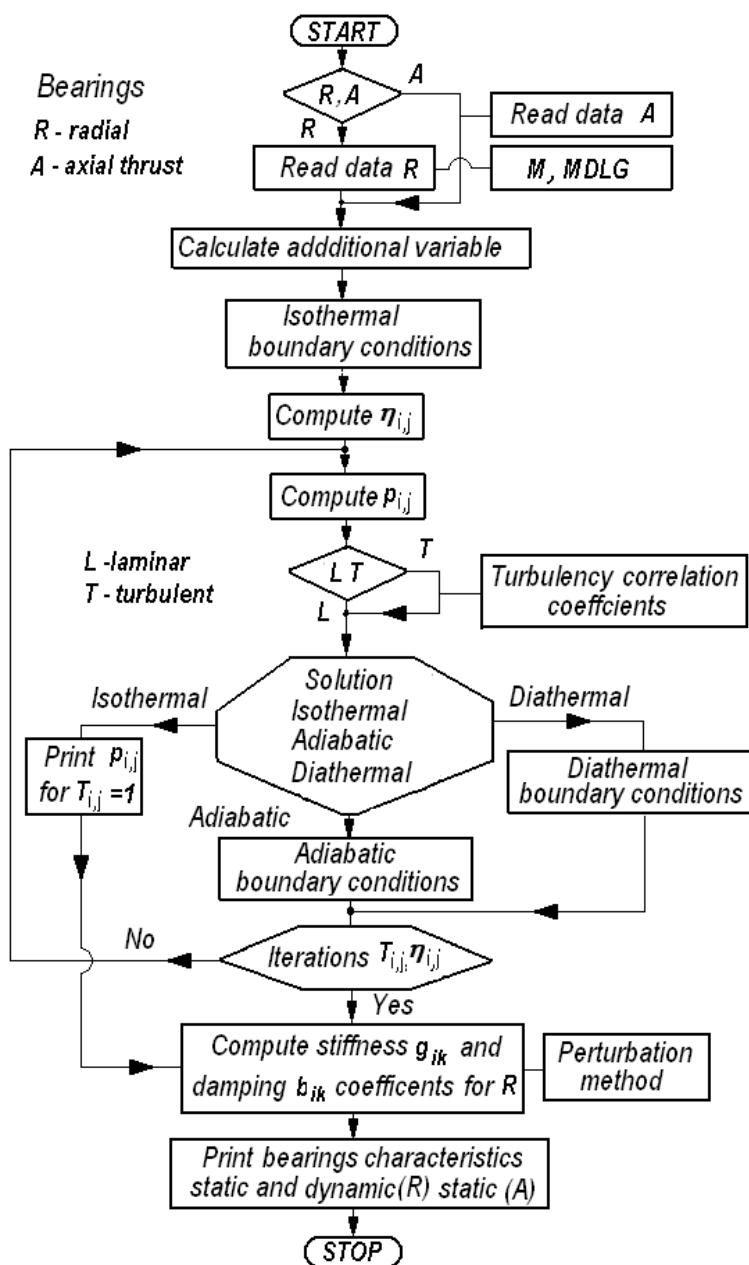


Fig. 4. Block diagram of solving the equations for a radial bearing (radial R) and axial thrust bearing (thrust A); multilobe: M – classic, MDLG – lobes with different geometry (Different Lobe Geometry)

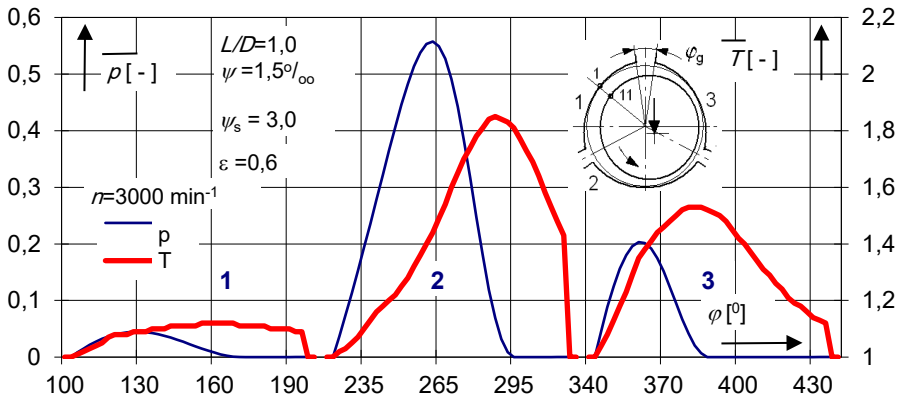
## CALCULATION RESULTS

Example results of calculations of some static characteristics and dynamic multilobe and axial thrust bearings with tilting pads are shown in Fig. 5 through Fig. 10. Different relative bearing lengths  $L/D$ , relative clearances  $\psi$  and relative segment clearances  $\psi_s$  were assumed. The temperature of the supplied lubricant was 40°C.

Calculations were carried out for specific values of the resulting temperature coefficients  $K_T$  from the transformations of the energy equation [2, 5, 12] ( $K_T = \omega \cdot \eta_0 / c \cdot \rho \cdot \psi^2$ ;  $\eta_0$  – dynamic viscosity at ambient temperature (Ns/m<sup>2</sup>)) for the assumed rotational speeds.

For the radial and axial thrust bearings considered, the calculation results concerned oil film pressure and temperature distributions. Examples of dynamic characteristics in the form of stiffness and damping coefficients are shown for journal bearings (Fig. 7).

Figure 5 shows the dimensionless pressure and temperature distributions in a 3-lobe bearing (3M) determined for the diathermal oil film model and at assumed rotational speed. The highest pressure values and temperature is shown by lobe No. 2; the temperature maximum is in the place where the pressure is nil (Fig. 5, circumferential coordinate  $\varphi = 295^\circ$ ).



*Fig. 5. Dimensionless oil film pressure and temperature of a 3-lobe radial journal bearing for assumed relative eccentricity of the journal*

Pressure and temperature distributions of an adiabatic oil film in an 8-lobe bearing with a load on the lower lobe can be seen in Fig. 6. The highest pressures are visible on segments No. 5 and 6, while the temperature reaches its maximum value on lobe No. 7.

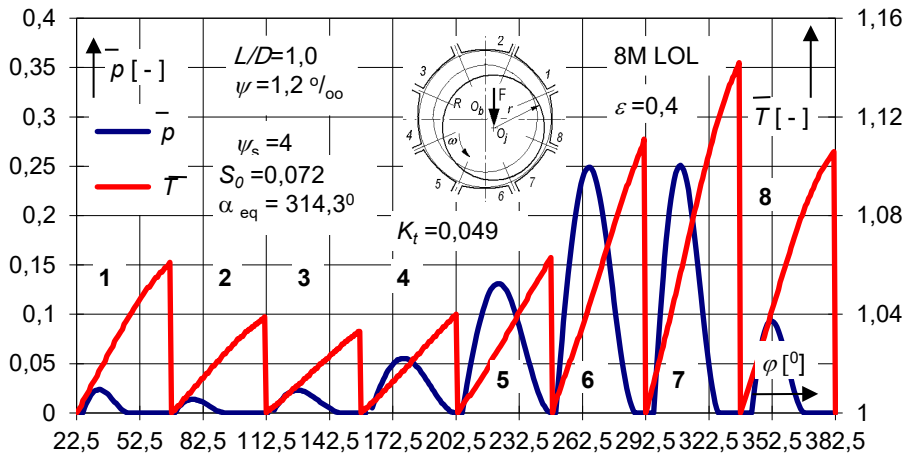


Fig. 6. Dimensionless oil film pressure and temperature distributions in 8-lobe radial bearing for the assumed relative journal eccentricity

Figure 7 shows the dimensionless stiffness (Fig. 7a) and damping coefficients (Fig. 7b) of the 8-lobe bearing with vertical load directed between the lower segments; the coefficients were determined by the developed numerical algorithm. The maximum values have the stiffness coefficient  $g_{22}$  and damping  $b_{22}$ .

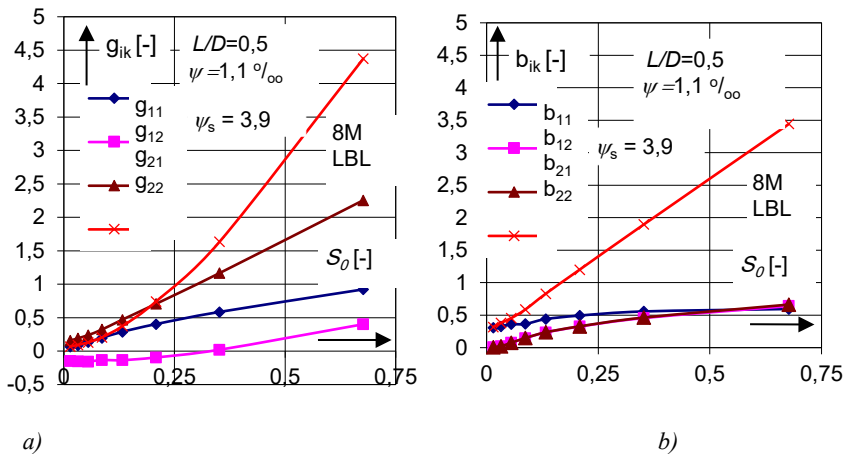
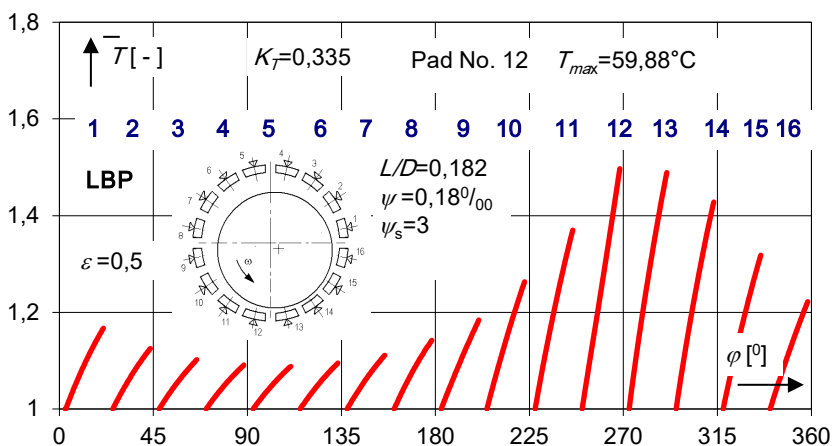


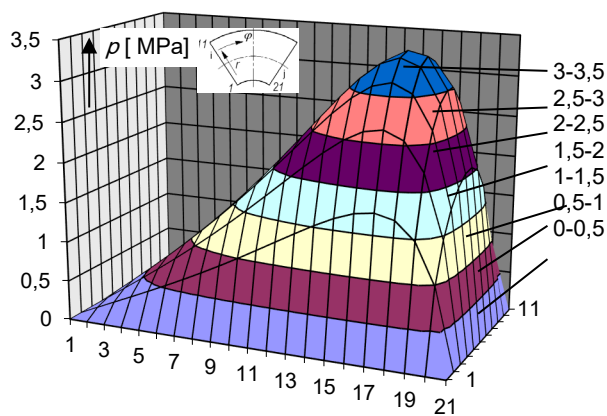
Fig. 7. Stiffness (a) and damping (b) coefficients of an 8-lobe bearing as a function of the Sommerfeld number

The temperature distribution in the oil film of a radial bearing with 16 tilting-pads (adiabatic oil film) is shown in Fig. 8.



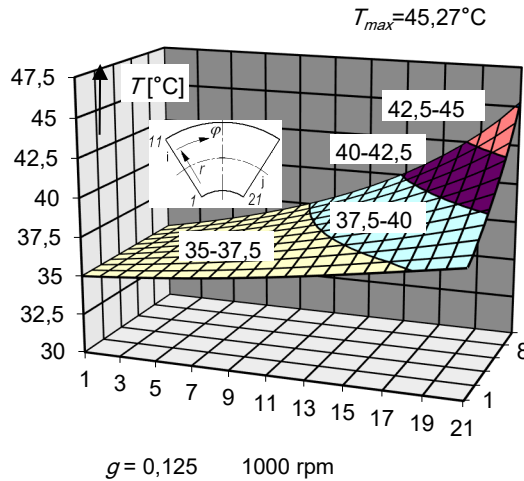
**Fig. 8.** Dimensionless oil film temperature distribution in a radial bearing with 16 tilting pads (adiabatic lubricant film) and the load between bottom lobes

The numerical algorithm for axial thrust bearings with tilting pads allows calculations assuming a perfectly smooth or rough surface of the thrust disc [13, 17–18]. Example results of calculations of pressure and temperature in the lubricant film on the journal of the axial thrust bearing are shown in Fig. 9 and Fig. 10.



**Fig. 9.** Oil film pressure distribution on the tilting pad of axial thrust bearing

Three-dimensional temperature distribution in the oil film on the tilting pad for the assumed surface roughness angle  $g = 0.125$  and at the assumed rotational speed of the thrust plate is shown in Fig. 10.



**Fig. 10.** Oil film temperature distribution on the tilting pad of the axial thrust bearing for assumed surface roughness angle  $g = 0.125$  and at assumed rotational speed of the thrust disc

## CONCLUSIONS

The numerical algorithm described in the article enables the determination of static and dynamic cylindrical characteristics and multilobe hydrodynamic journal bearings with fixed and tilting-pads. Static characteristics are determined for axial thrust bearings with tilting pads.

Introducing appropriate modifications to the numerical algorithm will ensure its application to the calculations of hydrodynamic bearings with a floating ring bearing, foil bearings [19] and the bearings operating with a diathermal oil film [2]. The algorithm is a tool for designing multilobe journal bearings with fixed segments and tilting pads and axial thrust bearings with fixed and tilting pads, too.

## LITERATURE

- [1] PINKUS O.: Thermal Aspects of Fluid Film Tribology. ASME PRESS. New York. 1990
- [2] STRZELECKI S.: Journal bearings. Identification of operating characteristics of multilobe, radial hydrodynamic journal bearings. Silesian University of Technology Publishing House, Gliwice. 2021
- [3] GHONEAM S.M., STRZELECKI S.: Thermal Problems of Multilobe Journal Bearings. Meccanica DOI 10.1007/s11012-006-9004-z. Meccanica. Italy. 41. Springer. 2006. pp. 571–579
- [4] STRZELECKI S., KAPUSTA H.: Maximum oil film temperature of 8-lobe journal bearing. Proc. of the International Scientific–Technical Conference on Tribology. URAL-TRIBO. 8–12 September 2014. Tschelabinsk. Russia. 2014. pp. 18–24

- [5] STRZELECKI S., SOCHA Z.: Operating temperatures of the bearing system of grinding spindle. *TRIBOLOGIA* Nr 2/2010 (236). 2010. pp. 157–167
- [6] STRZELECKI S., SOMEYA T.: Effect of Load Angle on the Operation of Tilting 12–Pads Journal Bearing. Synopsis of ASIATRIB'2002, Jeju Island, 21–24 October, 2002. South Korea. 2002. pp. 113–114
- [7] STRZELECKI S., GHONEAM S.M.: Application of Tilting–Pad Bearings in the Design of Large Output Turbines. Gdańsk 2003. Trans. IFFM . No. 114. 2003. pp. 201–208
- [8] STRZELECKI S.: Static and dynamic characteristics of 8-lobe journal bearing. Proc. of Vth International Symposium INTERTRIBO'96, High Tatras, Slovakia. 1996. pp. 212–215
- [9] STRZELECKI S., GHONEAM S.M.: Stability of Jeffcott rotor operating in tilting 3-pad journal bearings operating in turbulent regime. *Journal of Solid State Phenomena*, Vols.147–149 (2009). Switzerland. 2009. pp. 450–455
- [10] STRZELECKI S., KUSMIERZ L., PONIEWAŻ G.: Thermo–Elastic Deformation of Pads in the Tilting 3–Pad Journal Bearing. 14th International Colloquium Tribology, January 13–15, 2004. Vol. II. Esslingen, Germany. 2004. S. 965–970
- [11] PIECHNA J.R.: Programming in FORTRAN 90 and 95. Publishing House of the Warsaw University of Technology. Warsaw 2000
- [12] MURDZIA E., Strzelecki S.: Computer program for calculating thrust bearings with tilting pads. 2020. (Unpublished)
- [13] IDZIKOWSKI M.: The influence of surface macrogeometry on the operation of a thrust bearing. Ph.D. Thesis. Technical University of Lodz. Łódź. 1976 (in Polish)
- [14] MURDZIA E.: Thermohydrodynamic characteristics of the axial thrust bearing. Ph. D. Thesis. Technical University of Lodz. Łódź. 1980. (in Polish)
- [15] KUŚMIERZ L.: The influence of elastic deformations on the operating characteristics of a thrust bearing. Ph.D. Thesis. Technical University of Lodz. Łódź. 1980. (in Polish)
- [16] WASILCZUK M.: Hydrodynamic, large–overall dimensions axial thrust bearings. Publishing House of the Institute of Technology and Exploitation, Radom. 2012. (in Polish)
- [17] MURDZIA E., STRZELECKI S.: Calculation of Tilting–Pad Thrust Bearings. *TRIBOLOGIA*. 4/2021 (298). pp. 27–36
- [18] STRZELECKI S.: Effect of pad tilt on the maximum oil film temperature of axial thrust bearing. *TRIBOLOGIA*. 3/2023 (298). pp. 27–36
- [19] STRZELECKI S., MAKÓWKA M., WENDLER B.: Low friction nano–composite layer applied in foil bearing. XX International Jubilee Scientific Technical Conference on the Durability of Elements and Design Nodes of Mining Machinery. TEMAG'2012. 17–19.10.2012 Ustroń–Zawodzie. pp. 165–173

## STATIC CHARACTERISTICS OF THE OFFSET 6-LOBE JOURNAL BEARING

**Abstract:** This paper contains the results of computation of static characteristics of 6-lobe offset journal bearing. Different values of bearing length to diameter ratio, relative clearance and lobe relative clearance were assumed. Reynolds, energy and viscosity equations were solved by means of iterative procedure. Adiabatic oil film, laminar flow in the bearing gap and aligned orientation of journal and sleeve axes were considered.

### INTRODUCTION

Radial, multilobe journal bearings find the application in high speed rotating machinery. The number of lobes is usually, depending on the industrial application, from 2 through 4 and the range of peripheral velocities is from 30 to 100 m/sec [1–5]. Offset-halves journal bearings (Fig. 1a) are used in accelerating turbo-gearboxes on the input stage [6–8]; they operate in one direction of rotation. The applied segment relative clearance  $\psi_s$  equals 2 to 3 and the circle inscribed in the bearing profile touches the end of the convex gap of the bearing.

The bearings with 6 or 8 lobes are applied in the spindle bearings systems of grinding machines [8–10] but there is a lack of information on their static and dynamic characteristics.

In grinding machinery the journal bearings ensure the operation of spindle at proper oil film temperatures and at low level of vibrations [8]. The stiffness, dynamic properties (damping of vibration), rotational accuracy and the heat generated by bearing system of grinder spindle affects the dimensional- and profile accuracy of grinded elements. An increase in efficiency of grinding process can be obtained by the increase in the rotational speed of grinding spindle, which is restricted by the design of bearings and the strength of grinding wheel.

It means that the knowledge of the journal bearings of bearings characteristics (journal displacements  $\varepsilon$ , angle of static equilibrium position  $\alpha_{eq}$ , minimum oil film thickness  $\bar{H}_{min}$ , maximum oil film temperature  $T_{max}$ , power losses  $P_{loss}$  and oil flow  $q_{flow}$ ), and particularly its maximum oil film temperature is of great deal in the design process of bearing system of grinder spindle and grinding machine in total.

In the literature on the radial, multilobe journal bearings there are almost no information on the characteristics of 6-lobe bearings with offset lobes. Referring to the advantages of Offset-halves bearing it is interesting to check the performances of 6-lobe bearing with offset lobes.

This paper presents the results of the calculations of chosen static characteristics of the offset 6-lobe journal bearings operating at different length to diameter

bearing ratios, lobe relative clearances as well as different rotational speeds of spindle. Numerical method by means of finite differences was applied for the simultaneous solution of geometry, Reynolds and energy, viscosity equations on the assumption of adiabatic oil film.

**OIL FILM GEOMETRY**

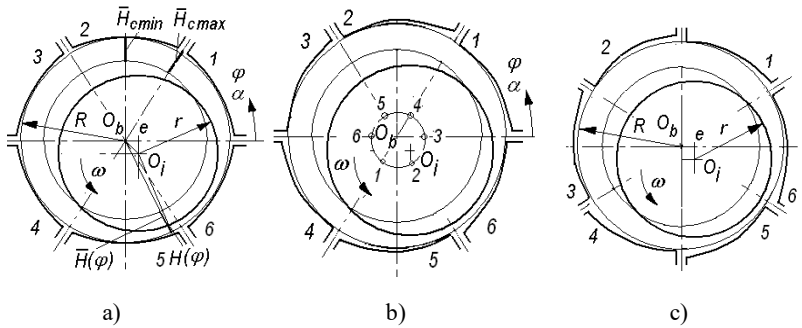
The geometry of the oil film gap of radial, multilobe journal bearings (Fig.1) describes Eqn. (1) [1–5]. The angles determining the geometric parameters of the bearing lobe gives Table 1

$$\bar{H}(\varphi) = \bar{H}_c + \bar{H}_L(\varphi) \tag{1}$$

The first term of right side of Eqn. (1) giving the oil gap thickness for eccentric orientation of journal in the bearing bush has the following form:

$$\bar{H}_c = 1 - \varepsilon \cdot \cos(\varphi - \alpha) \tag{2}$$

where:  $\varepsilon$  – relative eccentricity,  $\varphi$  – peripheral co-ordinate,  $\alpha$  – attitude angle of centres line.



*Fig. 1. Geometry of radial 6-lobe journal bearings including the 6-lobe Offset bearing: a – load on the lobe, (classic 6M LOL), b – load on the lobe (Offset 6OF LOL), c – load between lobes (6OF LBL);  $O_b, O_j, r, R$  – centres and radii of journal and the circle inscribed into the bearing profile*

However, the second term determining the geometry of the oil film thickness  $\bar{H}_L(\varphi)$  of multilobe profile of bearing at concentric orientation of journal and bearing axis is described by Eqn. (3)

$$\bar{H}_L(\varphi) = \psi_s + (\psi_s - 1) \cdot \cos(\varphi - \gamma) \tag{3}$$



where:  $\psi_s$  – lobe relative clearance (in case of bearing with cylindrical lobes  $\psi_s = 1$ ),  $\gamma$  – co-ordinate of the segment centre.

**Table 1.** Geometrical parameters of 6M and 6OF bearings

Lobe No.	6OF			6M
	$\varphi_b [^\circ]$	$\varphi_e [^\circ]$	$\varphi_c [^\circ]$	$\varphi_c [^\circ]$
1	30	90	270	240
2	90	150	330	300
3	150	210	390	360
4	210	270	450	420
5	270	330	510	480
6	330	390	570	540

$\varphi_b, \varphi_e, \varphi_c$  – begin, end and middle of lobe

## OIL FILM PRESSURE AND TEMPERATURE DISTRIBUTION

The journal bearing static characteristics for adiabatic or diathermal model of oil film can be determined by the numerical solution of the oil film geometry, Reynolds, energy and viscosity. The oil film pressure distribution was defined from Eqn. (4) [1–3].

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\bar{H}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \frac{\bar{H}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 6 \frac{\partial \bar{H}}{\partial \varphi} + 12 \frac{\partial \bar{H}}{\partial \phi} \quad (4)$$

where:  $\bar{H} = h/(R-r)$  – dimensionless oil film thickness,  $h$  – oil film thickness ( $\mu\text{m}$ ),  $\bar{p}$  – dimensionless oil film pressure,  $\bar{p} = p\psi^2/(\eta\omega)$ ,  $p$  – oil film pressure (MPa),  $L, D$  – bearing length and diameter (m),  $t$  – time,  $\varphi, z$  – peripheral and axial coordinates,  $\phi = \omega t$  – dimensionless time,  $\omega$  – angular velocity,  $\bar{\eta}$  – dimensionless viscosity,  $\psi_s$  – lobe relative clearance (%),  $\psi_s$  – relative – angular velocity,  $\bar{\eta}$  – dimensionless viscosity,  $\psi_s$  – lobe relative clearance (%).

It has been assumed for the pressure region that on the bearing edges the oil film pressure  $p(\varphi, z) = 0$  (or  $p(\varphi, z) \geq 0$  at the supply on the bearing edges), and in the regions of negative pressures  $p(\varphi, z) = 0$ . The oil film pressure distribution computed from Eqn. (3) was put into transformed energy equation Eqn. (5) to obtain the temperature and viscosity distributions [11–13]. Temperature  $T(\varphi, z)$  on the boundaries of bearing ( $z = \pm L/2$ ) was determined by means of the parabolic approximation [2] consisting in the solution of algebraic equations for upper and bottom edges of sleeve.

$$\begin{aligned} & \frac{\bar{H}}{Pe} \left[ \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \varphi^2} + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial \bar{z}^2} \right] + \left[ \frac{\bar{H}^3}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} - \frac{\bar{H}}{2} \right] \frac{\partial \bar{T}}{\partial \varphi} + \\ & + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\bar{H}^3}{12\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} = - \frac{H^3}{12\bar{\eta}} \left[ \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{D}{L} \right)^2 \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right)^2 \right] - \frac{\bar{\eta}}{\bar{H}} \end{aligned} \quad (5)$$

where:  $\bar{T}$  – dimensionless oil film temperature,  $\bar{T} = T/T_0$ ,  $T$  – temperature of oil film, (°C),  $T_0$  – temperature of supplied oil, (°C),  $c$  – specific heat of lubricant (J/kg°C),  $\rho$  – density of lubricant (kg/m<sup>3</sup>).

The developed program of numerical calculation [2] solves all above-mentioned equations.

## RESULTS OF CALCULATION

Static characteristics that determine the distributions of oil film: thickness, pressure and temperature (Fig. 2 through Fig. 7), journal displacements  $\varepsilon$  (Fig. 8), minimum oil film thickness  $H_{min}$  (Fig. 9), angles of static equilibrium positions  $\alpha_{cq}$  (Fig. 10), maximum oil film temperature  $T_{max}$  (Fig. 11), power losses  $P_{loss}$  (Fig. 12), oil flow  $q_{flow}$  (Fig. 13). Maximum oil film temperatures and power losses of 6-lobe with offset lobes shows Fig. 14. For the comparative purposes two length to diameter ratios of 6-lobe bearing were assumed, i.e. 6M (Fig. 1a) and 6OF (Figs. 1b, c). It was assumed  $L/D = 0,8$ , and relative clearances  $\psi = 0,5\%$ ,  $\psi = 1\%$ ,  $\psi = 1,5$ , lobe relative clearances  $\psi_s = 1$ ,  $\psi_s = 3$  and  $\psi_s = 4$ . Temperature of supplied lubricant was 40°C. Temperature coefficients  $K_T$ , resulting from the transforming of energy equation [2], were  $K_T = 0,0312$  and  $K_T = 0,062$  ( $K_T = \omega \cdot \eta_0 / c \cdot \rho \cdot \psi^2$ ,  $\eta_0$  – dynamic viscosity at ambient temperature (Ns/m<sup>2</sup>)), for the rotational speeds 500 min<sup>-1</sup> and 3000 min<sup>-1</sup>.

Dimensionless oil film thickness and pressure of 6-lobe offset bearing for assumed journal relative eccentricity and angle of static equilibrium position shows Fig. 2. Maximum value of pressure is moved opposite direction of journal rotation about angle of 15° (Fig. 2, lobe No. 4) with relation to the minimum oil film thickness. The lobes No. 4 and 5 are characterized by the lowest values of oil film thickness as well as the maximum values of pressures (Fig. 2, lobes No. 4 and 5 for the angular coordinates in the range of 210° through 330°).

Figure 3 illustrates the pressure and temperature distributions of the diathermal lubricant film (DTH) in a 6-lobe bearing with cylindrical lobes (6C LOL). The highest temperatures are recorded in lobe No. 6; the impact of these temperatures on lobe No. 1 is visible (Fig. 3, range of circumferential coordinates  $\varphi \approx <1^0 \div 59^0$ ).

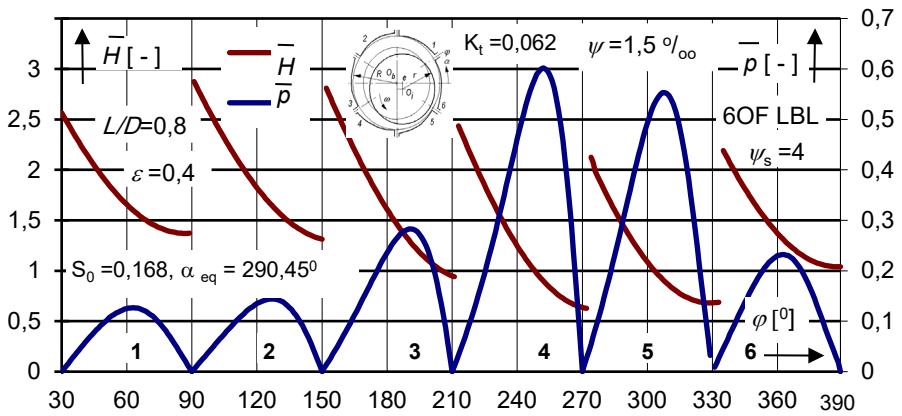


Fig. 2. Dimensionless oil film thickness of 6-lobe Offset (6OF) journal bearing at assumed relative eccentricity of journal

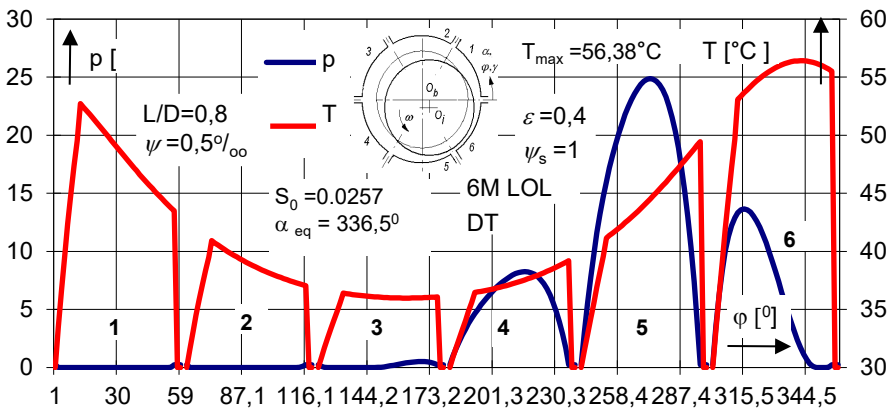


Fig. 3. Oil film pressure and temperature distributions in 6-lobe journal bearing (DTH – diathermal oil film)

The pressure and temperature distributions on the circumference of classic 6-lobe bearing and for its lobe No. 6 [2] that were obtained for two values of bearing relative clearance and for diathermal oil film shows Fig. 4. Maximum oil film temperature is placed after maximum oil film pressures in the neighbourhood of point where the pressure reaches nil value (Fig. 3, peripheral coordinate  $\varphi \approx 350^\circ$ ).

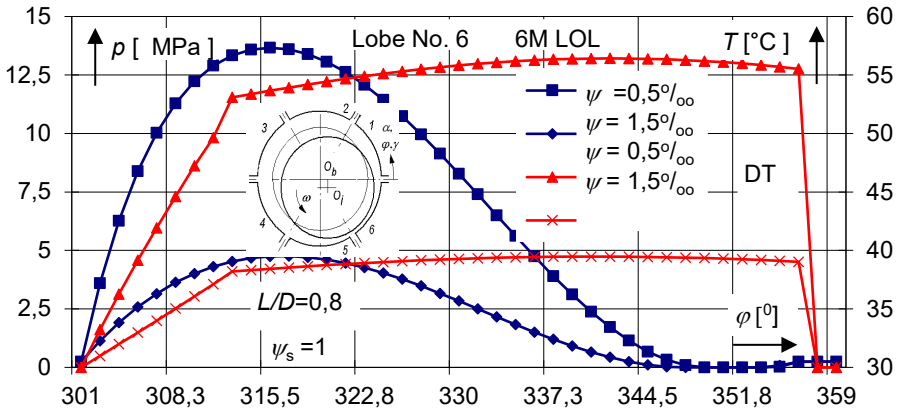


Fig. 4. Oil film pressure and temperature distributions on the lobe No. 6 of bearing 6M LOL, for two values of bearing relative clearance

Figure 5 shows the dimensional pressure and temperature distributions in a 6-lobe bearing (6M LOL) determined for the diathermal lubricant film model. At calculated static equilibrium position angle the largest values of pressure are on the lobes No. 5 and 6; there is visible effect of the pressure and temperature generated on the lobe No. 6 on the pressure and temperature of lobe No. 1. (Fig. 5, peripheral coordinates  $\varphi \approx <0^\circ \div 60^\circ$ ). Maximum oil film temperature is 53,27°C (peripheral coordinate of  $T_{\max}$  is about  $\varphi \approx 350^\circ$ ).

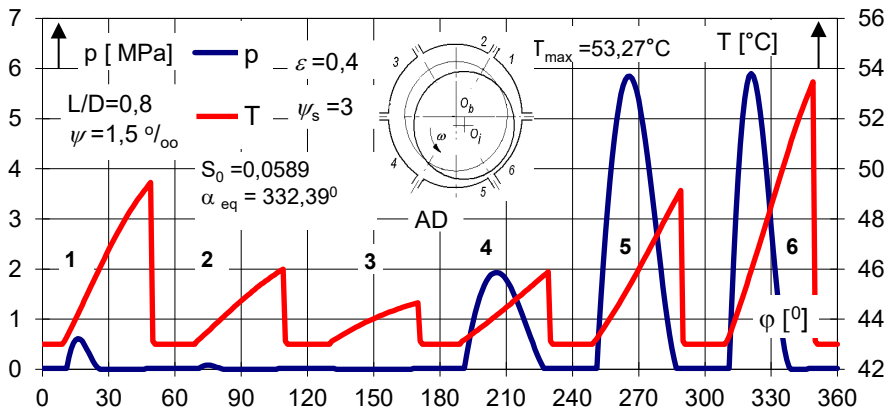


Fig. 5. Oil film pressure and temperature distributions in 6-lobe journal bearing (6M); AD – adiabatic oil film

Figure 6 shows dimensionless oil film pressure and temperature distributions in 6-lobe offset bearing (6OF LBL) for assumed relative eccentricity of journal  $\varepsilon = 0,4$  and static equilibrium position angle.

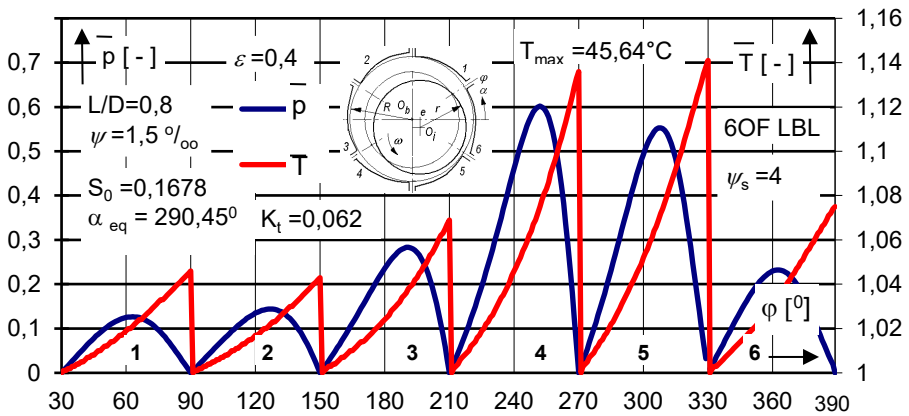


Fig. 6. Dimensionless oil film pressure and temperature distributions for 6-lobe offset journal bearing at assumed journal relative eccentricity

The pressure and temperature distributions in the diathermal oil film on the circumference of the 6OF LOL bearing, which were obtained for the relative journal eccentricity  $\varepsilon = 0,1$  and multilobe profile ( $\psi_s = 3$ ) and the load on lobe, are shown in Fig. 7; for the assumed value of the relative clearance of the lobe, there is a slight difference in the obtained temperature distributions. The highest pressures and temperatures are generated on lobe no. 5 (Fig. 7), and the lowest on lobe No. 2; lobe No. 1 shows pressures and temperatures, indicating the influence of pressure and heat transfer from lobes No. 5 and 6, i.e. the lobes showing the highest temperature pressures.

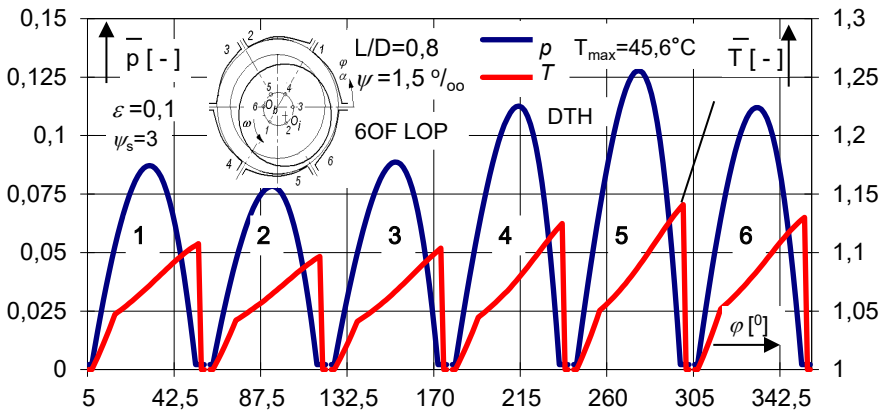


Fig. 7. Dimensionless oil film pressure and temperature distributions for 6-lobe offset journal bearing at assumed journal relative eccentricity (DTH) ( $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ )

Figure 5 shows the pressure and temperature distributions in a 6-lobe bearing determined for the diathermal oil film model. Lobe 5 has the highest pressure values, while lobe 6 has the highest temperatures (Fig. 5, lobe No. 6). Pressure and temperature distributions of similar values are shown in lobes 1, 2, 3 and 4, 5, 6 (higher values compared to lobes 1, 2, 3).

Figures 8 to 13 refer to a rotational speed of 1500 min<sup>-1</sup> and 6M LBL and 6OF LBL bearings. Differences between the considered bearings are visible for all determined parameters characterizing the bearings in the entire range of Sommerfeld numbers.

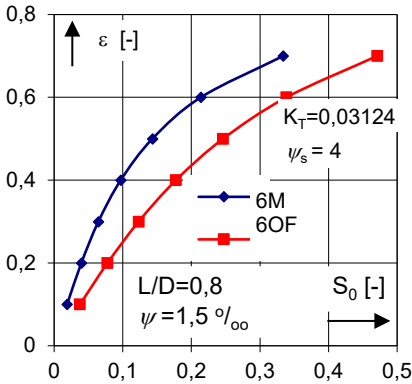


Fig. 8. Journal displacements versus Sommerfeld number

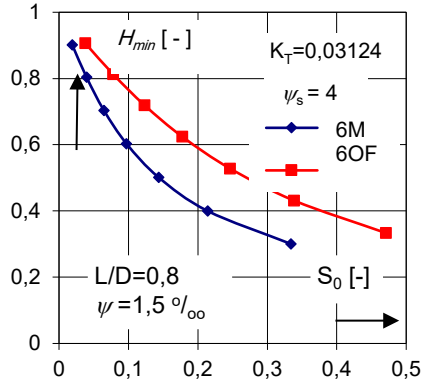


Fig. 9. Minimum oil film thickness versus Sommerfeld number

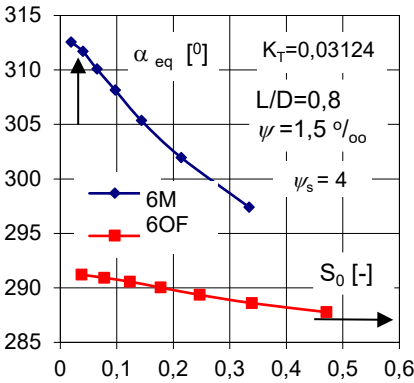


Fig. 10. Static equilibrium position angles film versus Sommerfeld number

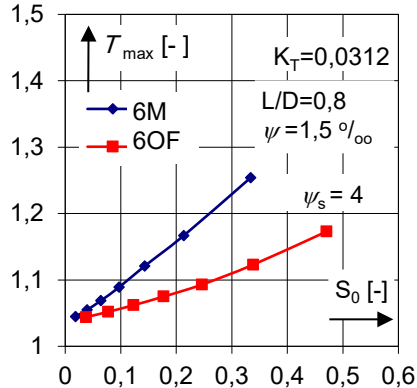


Fig. 11. Maximum oil film temperature versus Sommerfeld number

Compared to the 6M LBL bearing, the parameters  $H_{min}$  (Fig. 9) and  $q_{flow}$  (Fig. 13) are lower for the 6OF LBL bearing, while the remaining parameters, i.e.  $\varepsilon$  (Fig. 7),  $\alpha_{cq}$  (Fig. 10),  $T_{max}$  (Fig. 11),  $P_{loss}$  (Fig. 12) are smaller.

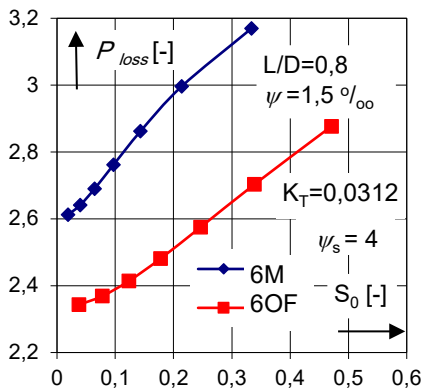


Fig. 12. Power losses versus Sommerfeld number

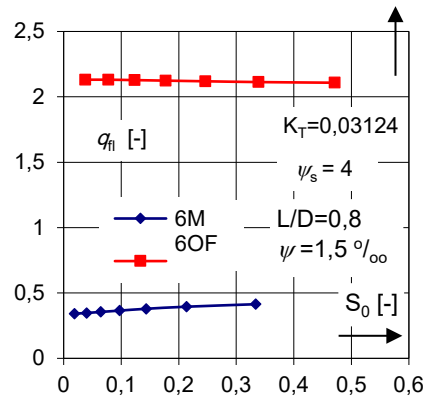


Fig. 13. Oil flow versus Sommerfeld number

An example comparison of maximum oil film temperatures and power losses in 6-lobe bearings with offset lobes for a load directed at the lower lobe (LOL) or between the lower lobes (LBL) is shown in Fig. 14.

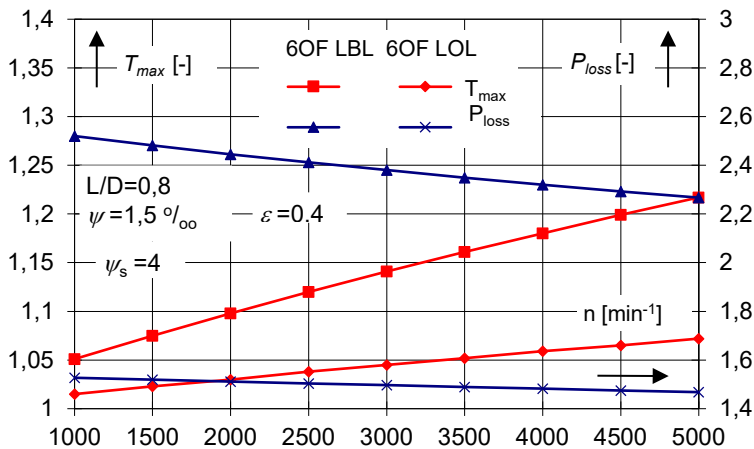


Fig. 14. Comparison of maximum lubricant film temperatures and movement resistances in 6-surface bearings with offset lobes

## FINAL REMARKS

Developed numerical algorithm that determines the static characteristics of radial, multilobe journal bearings of the Offset type allows the evaluation of their performances.

The results obtained allow for the conclusions concerning the considered bearings.

It was stated that the direction of load with regard to the lobes arrangement of multilobe classic or Offset bearings affects their characteristics.

The bearing geometry parameters such as the bearing relative clearance, lobe relative clearance causes the variation in the oil film pressure and temperature distributions.

In case of 6-lobe offset bearings there is the decrease of friction losses with the increase in the rotational speed.

Results of computation and their analysis can be applied in the process of design and manufacturing of the Offset journal bearings.

## BIBLIOGRAPHY

- [1] PINKUS O.: Thermal Aspects of Fluid Film Tribology. ASME PRESS. New York. 1990
- [2] STRZELECKI S.: Journal bearings. Identification of operating characteristics of radial, multilobe, hydrodynamic journal bearings. Silesian University of Technology. Gliwice. 2021
- [3] STRZELECKI S.: Effect of Bore Profile on the Static and Dynamic Characteristics of 6-Lobe Journal Bearing. Proceedings of 2<sup>nd</sup> International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery. Gdańsk, Poland. 2003, pp. 140–149
- [4] STRZELECKI S.: Oil film pressure and temperature of the Offset halves journal bearing. 5th International Symposium INSYCONT 98. ENERGY AND ENVIRONMENTAL ASPECTS OF TRIBOLOGY. Krakow, 1998. pp. 395–407
- [5] STRZELECKI S., SOMEYA T.: Static characteristics of the Offset-Halves journal bearing, Proceedings of the VIIth International Symposium on Tribology INTERTRIBO'99, The High Tatras, Slovakia. 1999, pp. 289–292
- [6] STRZELECKI S., KAPUSTA H.: Maximum oil film temperature of 8-lobe journal bearing. Proc. of the International Scientific-Technical Conference on Tribology. URAL-TRIBO. 8–12 September 2014. Tschelabinsk. Russia. 2014, pp. 18–24
- [7] STRZELECKI S.: Static and dynamic characteristics of 8-lobe journal bearing. Proc. of Vth International Symposium INTERTRIBO'96, Slovakia, 1996, p. 212–215
- [8] KOCH J., ILCZYSZYN J., KRZYŻANOWSKI J., Spindles of grinding machines. WNT. Warszawa. 1982. (in Polish)
- [9] STRZELECKI S., SOCHA Z.: Operating temperatures of the bearing system of grinding spindle. TRIBOLOGIA nr 2/2010 (236). 2010, pp. 157–167
- [10] STRZELECKI S.: Static characteristics of Offset 8-lobe journal bearings. TRIBOLOGIA nr 1/2021 (295). 2021, pp. 39–51
- [11] BONCO MPAIN, R; FILLON, M.; FRÉNE, J.: Analysis of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings. Trans. ASME, Journal of Tribology. Vol. 108. No. 2. 1986, pp. 219–224
- [12] GHONEAM S. M., STRZELECKI S.: Thermal Problems of Multilobe Journal Bearings. Meccanica DOI 10.1007/s11012-006-9004. Springer. 2006, pp. 571–579
- [13] STRZELECKI S.: Maximum oil film temperature of the 4-lobe journal bearing with the lobes of small angular length. TRIBOLOGIA Nr 5/2017 (275).2017, pp. 87–92



MARCIN JANUSZKA<sup>1,2</sup>, SEBASTIAN KOCYBIK<sup>3</sup>,  
KAMIL BROŻYNA<sup>4</sup>, BJÖRN CARLSSON<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Wielton S.A., m.januszka@wielton.com.pl

<sup>2</sup>Politechnika Śląska, marcin.januszka@polsl.pl

<sup>3</sup>Wielton S.A., s.kocybik@wielton.com.pl

<sup>4</sup>Wielton S.A., k.brozyna@wielton.com.pl

<sup>5</sup>Quintus Technologies AB, bjorn.carlsson@quintusteam.com

## PROJEKT PAKIETU AERODYNAMICZNEGO DLA NACZEPY KURTYNOWEJ

**Abstract:** In the context of heavy-duty vehicles, aerodynamic systems, comprising components like side panels, rear air deflectors, roof spoilers, and optimized air inlets, are increasingly vital for enhancing aerodynamics and fuel efficiency. Collaborative research focused on developing an innovative aerodynamic package for Wielton semi-trailers. A distinctive feature of this solution was its design tailored for flexforming technology. The research involved a comparative analysis between the existing market solution and the newly developed aerodynamic package. Utilizing numerical simulations, the study assessed the aerodynamic parameters of trailers equipped with and without the new aerodynamic package. The analysis emphasized visual aesthetics and legal compliance for homologation requirements. Additionally, the study delved into the technological feasibility of the project, examining potential springback effects, areas susceptible to cracks, and surface quality through numerical forming analyses. This research marks a significant step toward advancing aerodynamic solutions for heavy vehicles.

Układy aerodynamiczne w pojazdach ciężarowych i naczepach to coraz bardziej powszechne rozwiązania [5]. Podstawowym zadaniem optymalizacji konstrukcji pojazdów, poprawiającym ich aerodynamikę jest zmniejszenie generowanego oporu aerodynamicznego. Przekłada się to na mniejszą konsumpcję paliwa przez pojazd, co wiąże się z tańszą eksploatacją pojazdu i redukcją jego negatywnego wpływu na środowisko [2].

Układy aerodynamiczne składają się z różnorodnych elementów, takich jak (rys. 1): osłony boczne, tylne deflektory powietrza, spojlerzy dachowe czy wloty powietrza o zoptymalizowanej postaci geometrycznej. Główny cel stosowania układów aerodynamicznych w naczepach związany jest ze stosowaniem głównie osłon bocznych i spoilerów tylnych (montowanych na krawędziach drzwi). Elementy te projektuje się w taki sposób, aby zmniejszyć opór powietrza i minimalizować turbulencje powietrza, co prowadzi do zmniejszenia zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub>. Wprowadzenie takich rozwiązań w formie różnych pakietów może przynieść korzyści ekonomiczne dla przewoźników, poprawę środowiskowych aspektów działalności transportowej i efektywniejsze wykorzystanie zasobów energetycznych [6].



*Rys. 1. Rozwiązania urządzeń aerodynamicznych w naczepach [4, 10]*

W ramach badań realizowanych w firmie Wielton, we współpracy z Politechniką Śląską oraz firmą Quintus Technologies, opracowano rozwiązanie bocznych urządzeń aerodynamicznych stanowiących spójny pakiet aerodynamiczny dla naczep firmy Wielton. Cechą wyróżniającą rozwiązania elementów poszycia zewnętrznego pakietu było opracowanie ich pod kątem technologii elastycznego formowania blach stalowych tzw. flexformingu [8].

Autorzy dokonali analizy porównawczej rynkowego rozwiązania – dotychczas stosowanego, z nowym opracowanym rozwiązaniem oraz naczepą bez pakietu aerodynamicznego. W ramach analizy porównawczej, bazującej na symulacjach numerycznych, dokonano oceny parametrów aerodynamicznych naczepy z bocznym pakietem aerodynamicznym i naczepy bez takiego pakietu. Podczas opracowania postaci konstrukcyjnej pakietu aerodynamicznego duży nacisk położono na poprawę aspektu wizualnego pojazdu oraz na spełnienie wymagań prawnych pod kątem uzyskania homologacji. W ramach rozwoju rozwiązania sprawdzono technologiczność projektu pod kątem zastosowania technologii elastycznego formowania blach stalowych. W szczególności dokonano analiz numerycznych formowania dla określenia efektu sprężynowania, miejsc potencjalnie zagrożonych pęknięciem, czy też jakości powierzchni. Na bazie projektu technicznego i technologicznego wytworzono prototypowe elementy.

## OPRACOWANE ROZWIĄZANIE KONSTRUKCYJNE PAKIETU AERODYNAMICZNEGO

Główne założenie projektowe dla pakietu aerodynamicznego związane było z opracowaniem rozwiązania dla standardowej naczepy kurtynowej. Standardowo naczepa taka nie posiada zabudowy bocznej podwozia. Elementami widocznymi z boku naczepy (rys. 2) są przede wszystkim koła z trzech osi naczepy boczne urządzenie zderzeniowe (BUZ) oraz nogi podporowe. Pomiędzy tymi elementami występuje jednak wiele wolnych przestrzeni, a złożona postać geometryczna wpływa na zaburzenia przepływającego pomiędzy nimi powietrza. Aby wyeliminować zaburzenia ruchu powietrza na powierzchni bocznej skutecznym rozwiązaniem jest zabudowanie tego obszaru elementami aerodynamicznymi.

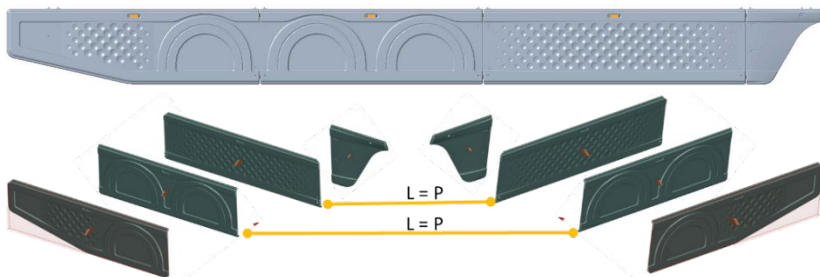


*Rys. 2. Naczepa kurtynowa firmy Wielton bez pakietu aerodynamicznego*

W opracowywanym pakiecie aerodynamicznym dla naczep firmy Wielton wyróżniamy z każdej strony naczepy cztery główne segmenty osłon bocznych (rys. 3): osłonę tyłu, osłonę kół, osłonę z funkcją bocznego urządzenia zderzeniowego oraz osłonę nóg podporowych. Podział bocznych elementów aerodynamicznych wynika zarówno z wymagań użytkowych, jak i technologicznych. Każdy z elementów może być niezależnie uniesiony do góry podczas postoju, aby umożliwić kierowcy dostęp do urządzeń i elementów montowanych pod naczepą tj. koła zapasowe, skrzynki narzędziowe, skrzynie paletowe, zbiorniki na wodę i in. Także ewentualne uszkodzenie pojedynczego panelu bocznego pozwala na wymianę tylko jednego uszkodzonego elementu, a nie całego pakietu bocznego. Ze względu na przyjętą technologię wytwórczą, tj. formowanie elastyczne blach (ang. flexforming) i dostępną prasę do formowania o stole roboczym 1,2 x 4 m również konieczny był podział całego pakietu na krótsze elementy osłonowe.

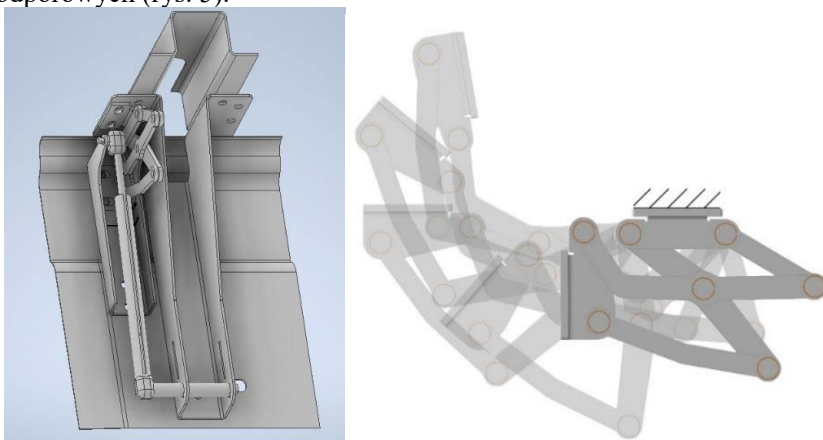
Komplet pakietu aerodynamicznego na jedną naczepę składa się z 8 paneli bocznych. Do ich wytworzenia wystarczy jednak 6 narzędzi, gdyż dwa z nich

(środkowe panele) są zaprojektowane w taki sposób, że element montowany po lewej i prawej stronie są identyczne (rys. 3). Dwa skrajne panele (przednie i tylne) są już zaprojektowane jako odbicie lustrzane i wymagają oddzielnych narzędzi produkcyjnych.



**Rys. 3.** Opracowane modele 3D CAD jako rezultat procesu projektowania elementów pakietu aerodynamicznego naczepy INNFLXTRAILER

Potrzeba unoszenia elementów pakietu aerodynamicznego do góry w celu uzyskania dostępu do urządzeń pod naczepą wymusiła potrzebę opracowania odpowiedniego niestandardowego zawiasu, łączącego ruch obrotowy z ruchem postępowym (rys. 4–5). Nie było możliwe zastosowanie typowego zawiasu, gdyż obrzeże boczne ramy naczepy powodowałoby kolizję przy otwarciu lub panele nie podnosiłyby się do pozycji pionowej, a to wpływałoby na mniejszą wygodę przy dostępie do urządzeń pod naczepą. Opracowane na potrzeby pakietu aerodynamicznego zawiasy umożliwiają podnoszenie paneli, a sprężyny gazowe i słupki mocujące utrzymują osłony w stanie zamknięcia lub otwarcia. Gumowe zderzaki pozycjonują panele i chronią przed uszkodzeniami, a zamki zapadkowe zabezpieczają przed przypadkowym otwarciem osłon. Pierwszy od przodu panel w porównaniu do pozostałych ma możliwość otwarcia na bok, ułatwiając dostęp do nóg podporowych (rys. 5).



**Rys. 4.** Rozwiązanie mocowania paneli wraz z opracowanym zawiasem [1]



*Rys. 5. Model naczepy wraz z pakietem aerodynamicznym w pozycji do jazdy, z uchylonym w bok przednim elementem oraz uchylonymi do góry pozostałymi bocznymi panelami*

Osłony boczne pakietu aerodynamicznego są wykonane ze stali zimnowalcowanej gatunku DC04 (SSAB Form 04 [9]), dedykowanej do procesów obróbki plastycznej na zimno. Odpowiednie właściwości mechaniczne, przede wszystkim wydłużenie A80 na poziomie 38%, pozwalają na bezpieczne stosowanie tego tworzywa dla elementów wytwarzanych także przy użyciu technologii flexformingu. Łatwość formowania przyjętych materiałów w połączeniu z możliwościami technologii flexformingu pozwoliła na wprowadzenie charakterystycznych cech wizualnych paneli bocznych [1]. Przetłoczenia o charakterystycznych kształtach pełnią funkcje estetyczne, ale także użyteczne. Cel użyteczny przetłoczeń polega na maskowaniu ewentualnych wad powierzchniowych czy niewielkich odchyłek tolerancji kształtu i położenia.

Decyzja o zastosowaniu na elementy pakietu aerodynamicznego stali związana była z problemami jakie mogą występować, gdy pakiety wytwarzane są z tworzyw sztucznych. Pakiety aerodynamiczne z tworzyw sztucznych nagrzane w warunkach dużego nasłonecznienia mogą ulegać pewnemu uplastycznieniu, a przy dodatkowym wpływie naporu powietrza to uplastycznienie powodować może znaczne i trwałe deformacje elementów. Szczególnie problem ten może występować, gdy naczepa z takim pakietem z tworzywa sztucznego użytkowana jest w krajach o dużym nasłonecznieniu i wysokich temperaturach powietrza (np. na południu Europy). Pakiet aerodynamiczny wytworzony z blach stalowych nie będzie wykazywał takich wad.

Opracowany pakiet aerodynamiczny poddano dalszym szczegółowym analizom pod kątem poprawy współczynnika oporu aerodynamicznego oraz dla potwierdzenia poprawności technologicznej formowanych osłon bocznych.

## **OCENA ROZWIĄZANIA POD KĄTEM WSPÓŁCZYNNIKA OPORU AERODYNAMICZNEGO**

W ramach prowadzonych prac wykonano analizy aerodynamiczne naczepy z zaprojektowanym pakietem aerodynamicznym. Analizy obejmowały wpływ pakietu aerodynamicznego na zmianę współczynnika oporu aerodynamicznego  $C_x$ . Analizy numeryczne przeprowadzono za pomocą narzędzi obliczeniowej dynamiki płynów (Computational Fluid Dynamics – CFD). Wyniki przeprowadzonych analiz odniesiono we wnioskach końcowych do spodziewanych przez Wielton korzyści określonych na podstawie badań literaturowych. W analizach naczepę z przykładowym ciągnikiem umieszczono w wirtualnym tunelu aerodynamicznym. Założono prędkości jazdy zestawu wynoszącą 80 km/h. W przypadku analiz wewnętrznych wyznaczono współczynnik  $C_x$  dla dwóch przypadków:

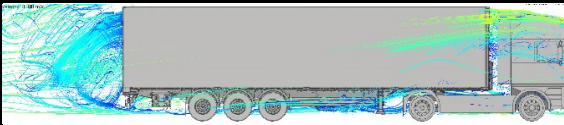
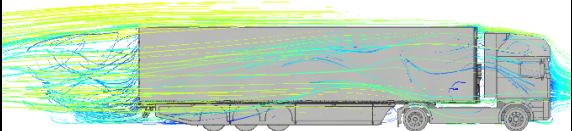
- zestaw ciągnika i naczepy INNEXTRAILER bez pakietu aerodynamicznego,
- zestaw ciągnika i naczepy INNEXTRAILER z pakietem aerodynamicznym bocznym.

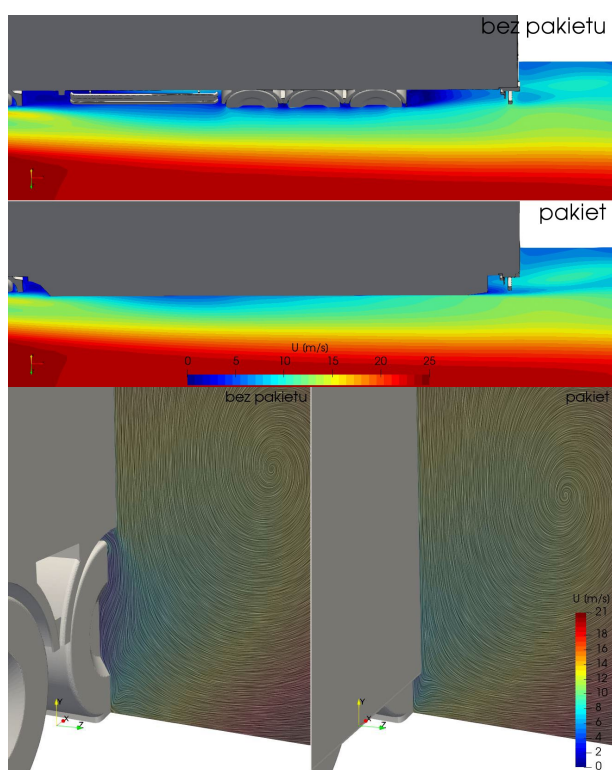
Bazując na ogólnych wynikach analiz (tab. 1) można zauważyć, że zastosowanie pakietu aerodynamicznego pozwala istotnie zmniejszyć współczynnik oporu aerodynamicznego (z 0,65 dla naczepy bez pakietu nawet do 0,45 dla naczepy z pakietem). Różnice prędkości powietrza w różnych obszarach bocznych naczepy są mniejsze (rys. 6), co świadczy o mniejszym zaburzeniu powietrza, które przekłada się na poprawę współczynnika oporu aerodynamicznego.

Uzyskane wyniki mogą potwierdzać, że możliwe jest osiągnięcie oszczędności na zużyciu paliwa na poziomie 1,5 l/100 km (redukcja zużycia o 5%) [10] oraz większe (nawet do 3 l/100 km, gdy redukcja zużycia wynosi 10%) [3]. Dla ostatecznej weryfikacji konieczne jest jednak przeprowadzenie w przyszłości badań w tunelu aerodynamicznym, bazujących na fizycznych prototypach (w skali lub w wymiarach rzeczywistych), co jednak będzie przedsięwzięciem niezwykle kosztowym. Alternatywą będzie zainstalowanie na wytypowanych naczepach elementów oraz przeprowadzenie analiz w warunkach rzeczywistych. Będzie to jednak podejście czasochłonne. Niemniej jednak wszelkie regulacje prawne wprowadzane w Europie (np. dyrektywa VECTO [7]) w zakresie redukcji emisji CO<sub>2</sub> bazują na doświadczalnie określanych korzyściach z wdrażania elementów aerodynamicznych i nie wymuszają na producentach potwierdzenia korzyści stosowania elementów aerodynamicznych przy użyciu rzeczywistych produktów. Analizy numeryczne według odpowiedniej standardowej metodyki VECTO są tutaj wystarczające.



**Tabela 1.** Współczynnik oporu aerodynamicznego naczepy bez pakietu oraz z pakietem aerodynamicznym

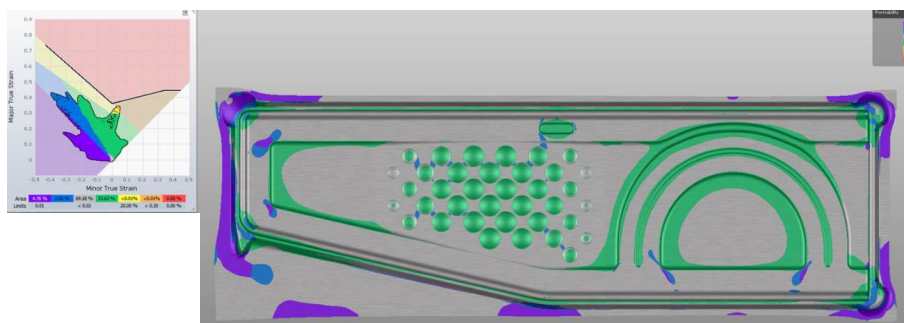
Wariant	$C_x$	
Zestaw bez pakietu aerodynamicznego	0,65	
Zestaw z pakietem aerodynamicznym	0,45	



**Rys. 6.** Porównanie pól prędkości w płaszczyźnie Y na wysokości osi kół – pakiet aerodynamiczny (na górze) oraz porównanie linii prądu w płaszczyźnie X na wysokości środkowej osi kół naczepy (na dole)

## ANALIZA POPRAWNOŚCI TECHNOLOGICZNEJ

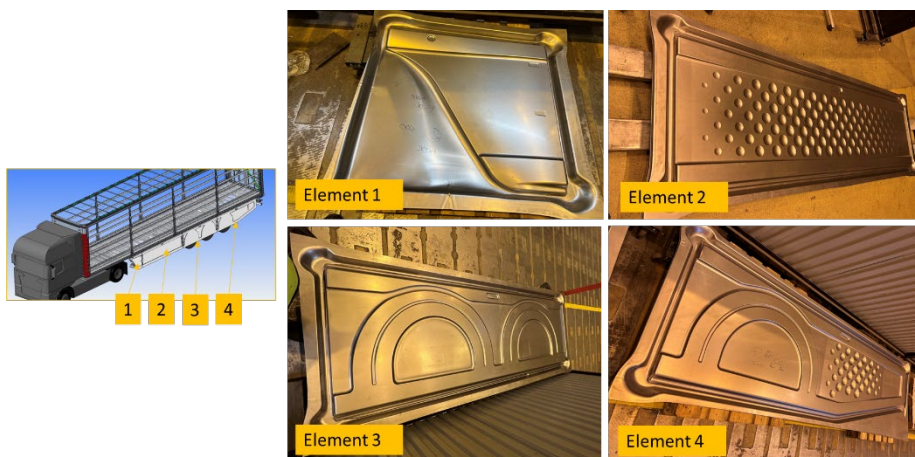
Walidację technologiczną przeprowadzono zgodnie z opracowaną w Wielton metodyką projektowania elementów dedykowanych do wytwarzania poprzez elastyczne formowanie blach (flexforming). Analizowano potencjalne nieprawidłowości w zakresie obszarów ze zwiększonym ryzykiem występowania zbyt dużego pocienienia materiału i pęknięć (na podstawie diagramu krzywej tłoczności – rys. 7), ale także pod kątem uzyskania odpowiednich tolerancji wymiarowych, kształtu i położenia (ogólnie pod kątem jakości i estetyki powierzchni, czego jednym z istotnych wyznaczników było odkształcenie sprężyste po formowaniu i cięciu laserowym 3D). Analizy przeprowadzono dla dobranych gatunków materiału, zgodnie z metodyką Wielton, tj. z uwzględnieniem maksymalnie szerokich pól tolerancji parametrów wytrzymałościowych i grubości materiału dostarczanego w różnych partiach od dostawcy.



**Rys. 7.** Wybrane wyniki symulacji formowania elementów pakietu aerodynamicznego naczepy INNEXTRAILER

Na podstawie opracowanego projektu pakietu oraz szeregu symulacji wytworzono narzędzia do formowania oraz panele boczne pakietu aerodynamicznego (rys. 8). Potwierdzono poprawność technologiczną oraz spełnienie wymagań projektowych.





*Rys. 8. Wytworzone panele boczne pakietu aerodynamicznego*

## PODSUMOWANIE

W obszarze budowy i eksploatacji pojazdów ciężarowych, układy aerodynamiczne są kluczowe dla poprawy aerodynamiki i efektywności paliwowej. Badania opisane w niniejszym rozdziale skupiły się na opracowaniu innowacyjnego pakietu aerodynamicznego dla naczep firmy Wielton, w szczególności projektowanego pod kątem technologii elastycznego formowania blach stalowych, znanego, jako flexforming. Analizy porównawcze pomiędzy istniejącym rozwiązaniem bez pakietu aerodynamicznego, a nowo opracowanym pakietem przeprowadzono przy użyciu symulacji numerycznych, oceniając parametry aerodynamiczne naczepy z i bez nowego pakietu. Badania te skoncentrowały się również na aspektach estetycznych oraz spełnieniu wymagań dla uzyskania homologacji.

Opracowany pakiet aerodynamiczny składa się z czterech głównych segmentów osłon bocznych: osłony tyłu, osłony kół, osłony z funkcją bocznego urządzenia zderzeniowego oraz osłony nóg podporowych. Każdy segment może być niezależnie podnoszony, co ułatwia dostęp do urządzeń pod naczepą. Wykorzystano technologię flexformingu do produkcji paneli bocznych, co pozwoliło na uzyskanie odpowiednich właściwości wytrzymałościowych oraz estetycznych. Analizy numeryczne wykazały istotne zmniejszenie współczynnika oporu aerodynamicznego ( $C_x$ ) dla naczepy z pakietem aerodynamicznym w porównaniu do naczepy bez pakietu. Zastosowanie tego rozwiązania może przynieść oszczędności na zużyciu paliwa na poziomie 1,5 l/100 km, co stanowi redukcję zużycia o 5%. Wyniki te, choć obiecujące, wymagają potwierdzenia poprzez przyszłe badania w warunkach rzeczywistych.

Dotatkowa walidacja technologiczna wykazała, że zaprojektowane elementy pakietu aerodynamicznego są poprawne technologicznie, spełniając stawiane wymagania, w tym zachowując odpowiednie tolerancje wymiarowe i jakość po-

wierzchni. Opracowany pakiet aerodynamiczny stanowi więc ważny krok w kierunku udoskonalania rozwiązań aerodynamicznych dla pojazdów ciężarowych firmy Wielton. Zastosowanie bocznych pakietów aerodynamicznych przyczynia się do obniżenia zużycia paliwa, poprawia stabilność pojazdu przy bocznym wietrze oraz ogranicza rozbryzgi na mokrych drogach. Zapewniają również większe bezpieczeństwo, chroniąc niechronionych użytkowników dróg przed dostaniem się pod pojazd.

Przedstawione wyniki osiągnięto w ramach projektu „Opracowanie technologii hydroformowania wybranych elementów naczepy celem stworzenia innowacyjnej naczepy INN FLEX TRAILER” (nr projektu POIR.01.02.00-00-0047/18), współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Działania 1.2 Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014–2020 – „Sektorowe programy B + R”, Program Sektorowy „INNO MOTO”.

## LITERATURA

- [1] BROŻYNA K.: Projekt hydroformowanego pakietu aerodynamicznego dla naczepy kurtynowej; Projekt inżynierski RMT/INZ/291392/2023 opracowany pod opieką M. Januszka, A. Loska; Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny Technologiczny, Politechnika Śląska, 2023
- [2] CHOWDHURY H., MORIA, H., ALI A., KHAN I.: A Study on Aerodynamic Drag of a Semi-trailer Truck, *Procedia Engineering* 56, s. 201–205, 2013
- [3] ELOFSSON P.: *Experimental Methods in Vehicle Aerodynamics*, SCANIA, KTH Vehicle Aerodynamics, 2004
- [4] PYSZCZEK K.: 40ton.net – Już 40 lat temu ciężarówki mogły palić 40 proc. mniej – dawne aerodynamiczne zestawy, Dostępne pod adresem: <https://40ton.net/juz-40-lat-temu-ciezarowki-mogly-palic-40-proc-mniej-dawne-aerodynamiczne-zestawy> (dostęp dn.: 17.10.2023r.)
- [5] VAN RAEMDONCK G., VON TOOREN M.: Design of an Aerodynamic Aid for the Underbody of a Trailer within a Tractor-Trailer Combination, *BBAA VI International Colloquium on Bluff Bodies Aerodynamic & Application*, s. 20–24, 2008
- [6] VALLBONA A.G.: IDIADA – Support for aerodynamic modelling of heavy-duty trailers, Procedure no: 090203/2022/882079/SER/CLIMA B3, dostępne pod adresem: [https://climate.ec.europa.eu/system/files/2023-07/policy\\_transport\\_road\\_co2\\_report\\_20230726\\_en.pdf](https://climate.ec.europa.eu/system/files/2023-07/policy_transport_road_co2_report_20230726_en.pdf) (dostęp dn.: 17.10.2023r.)
- [7] ZACHAROF N-G, FONTARAS G.: Report on VECTO Technology Simulation Capabilities and Future Outlook, JRC EU Commission Technical Report, Dostępne pod adresem: <https://core.ac.uk/download/pdf/81685131.pdf> (dostęp dn.: 17.10.2023r.)
- [8] QUINTUS TECHNOLOGIES – strona www producenta pras do flexformingu, dostępna pod adresem: <https://quintustechnologies.com/> (dostęp dn.: 17.10.2023r.)
- [9] SSAB – specyfikacja stali SSAB Form 04, dostępne pod adresem: <https://www.ssab.com/en/brands-and-products/ssab-form-deep-drawing-steel/product-offer/04> (dostęp dn. 17.10.2023r.)
- [10] WABCO – OptiFlow AERODYNAMIC REAR TRAILER FAIRINGS, Dostępne pod adresem: [https://www.zf.com/products/media/automotive/cv/literature\\_downloads\\_wna/trailer\\_solutions/aerodynamics\\_sales\\_publications/SP18039\\_web.pdf](https://www.zf.com/products/media/automotive/cv/literature_downloads_wna/trailer_solutions/aerodynamics_sales_publications/SP18039_web.pdf) (dostęp dn.: 17.10.2023r.)

PAWEŁ NYCZ<sup>1</sup>, RAFAŁ NAPIERAŁA<sup>2</sup>,  
ARKADIUSZ CZARNUCH<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Wielton S.A., p.nycz@wielton.com.pl

<sup>2</sup>Wielton S.A., r.napierala@wielton.com.pl

<sup>3</sup>Wielton S.A., a.czarnuch@wielton.com.pl

## METODYKA WALIDACJI ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNEGO MODUŁU PRZEDNIEGO RAMY NACZEPY Z FORMOWANĄ PŁYTĄ PODSIODŁOWĄ

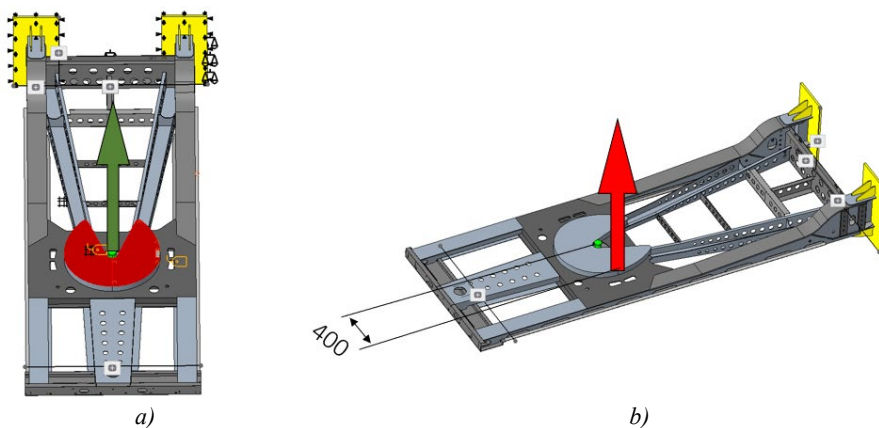
**Abstract:** In this article validation methodology of the new construction detail was presented on the example of semitrailer frame. Research study has theoretical and experimental character. In the chapters every stage of used validation methodology was described: formulation conditions of fatigue test based on FEM analysis, conducting of fatigue test, fatigue numerical analysis of whole frame. The new methodology was proved by the use of MTS Road Simulator.

### WPROWADZENIE

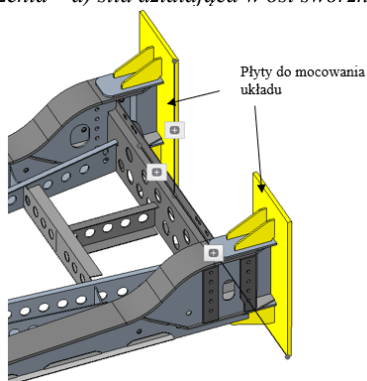
Szybki rozwój obliczeniowych technik komputerowych umożliwia sprawdzenie konstrukcji jeszcze na etapie modelowania przy ograniczonym nakładzie kosztów [1, 7]. W kolejnym etapie niezwykle cenna jest możliwość weryfikacji prototypu i potwierdzenie założeń konstrukcyjnych na stanowisku badawczym. Takie dwuetapowe podejście jest szeroko stosowane i pozwala dokładnie zweryfikować każdy wymagany aspekt nowej konstrukcji np.: [6, 9]. Dodatkowo na podstawie zebranych informacji możliwe jest bardziej efektywne projektowanie innych podobnych konstrukcji w przyszłości poprzez wykrywanie wad już na wczesnym etapie, jeszcze przed zbudowaniem prototypu [3, 4]. W rozdziale przedstawiono metodykę weryfikacji wytrzymałości zmęczeniowej konstrukcji na przykładzie ramy naczepy. Praca ma charakter teoretyczny i doświadczalny. W pierwszej części artykułu opisano obliczenia Metodą Elementów Skończonych (MES), które posłużyły do weryfikacji koncepcji stanowiska badawczego i dobraniu odpowiednich warunków testu dla wydzielonego fragmentu konstrukcji. Obliczenia teoretyczne miały również wykazać wstępnie najsłabsze miejsca w ramie. W drugiej części przedstawiono stanowisko badawcze oraz metodykę badania. Przeprowadzone zostały badania porównawcze dwóch konstrukcji modułów przednich ramy naczepy. Układem referencyjnym była dotychczasowa konstrukcja z płaską płytą podsiodłową, natomiast układem docelowym była konstrukcja z płytą podsiodłową wytworzoną przy użyciu technologii elastycznego formowania blach (ang. flexforming) – odmianą technologii hydroformowania [8]. Następnie wykonano analizę zmęczeniową całej ramy. W celu finalnego potwierdzenia poprawności konstrukcji przeprowadzono badania całej naczepy na stanowisku MTS Road Simulator [5]. W wyniku przeprowadzonych badań uzyskano potwierdzenie poprawności nowego rozwiązania konstrukcyjnego płyty podsiodłowej wykonanej w technologii hydroformowania.

## WERYFIKACJA KONCEPCJI STANOWISKA BADAWCZEGO

W celu sprawdzenia koncepcji stanowiska do badania modułu przedniego ramy przeprowadzono analizę MES. Obliczenia wykonano w programie Creo Simulate. Badania eksperymentalne na stanowisku badawczym w Wielton mają charakter zmęczeniowy, natomiast w obliczeniach MES skupiono się na analizie statycznej. Analiza ma na celu sprawdzenie jakiej wielkości obciążenie należy zadać, aby uzyskać zginanie i skręcanie układu na odpowiednim poziomie naprężeń. Założono, że za zginanie odpowiadać będzie siła przyłożona w osi sworznia królewskiego, a za skręcanie siła  $F_s$ , której ramię działania wynosi 400 mm (rys. 1). Przedmiotem badań jest obszar płyty podsiodłowej, dlatego usunięto obrzeża boczne, a sam układ odcięto w miejscu występowania nóg podporowych. W miejscu występowania nóg zastosowano płyty mocujące układ do stanowiska badawczego (rys. 2).



Rys. 1. Schemat obciążenia – a) siła działająca w osi sworznia; b) siła skręcająca  $F_s$

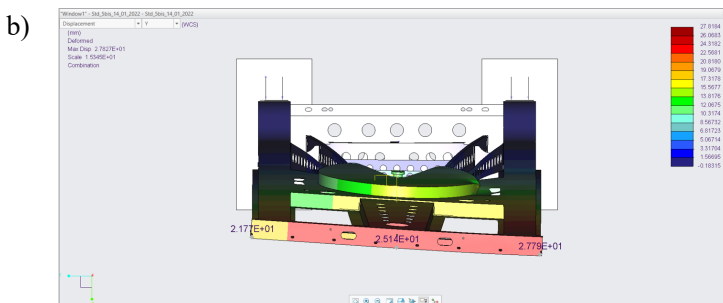
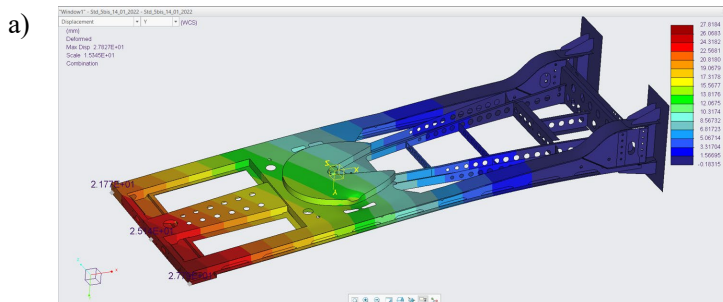


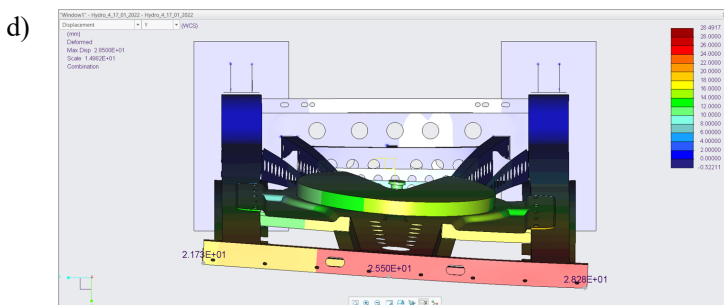
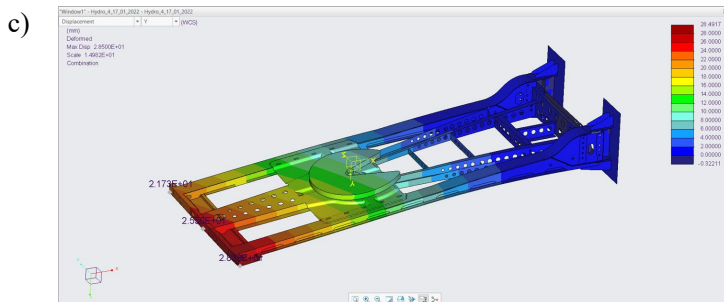
Rys. 2. Schemat obciążenia – sposób podparcia układu

W wyniku przeprowadzonej analizy MES zdefiniowano obciążenia do przeprowadzenia badania zmęczeniowego na stanowisku laboratoryjnym. Deformacje układu referencyjnego oraz układu z płytą hydroformowaną dla siły pionowej skierowanej w dół przedstawiono na rys. 3 oraz dla siły skierowanej do góry na rys. 4. Wartości maksymalne przemieszczeń zebrano w tabeli 1.

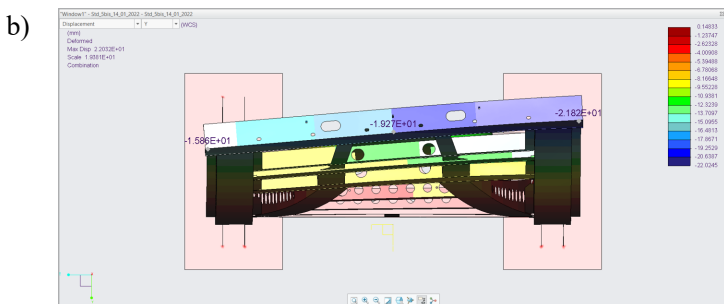
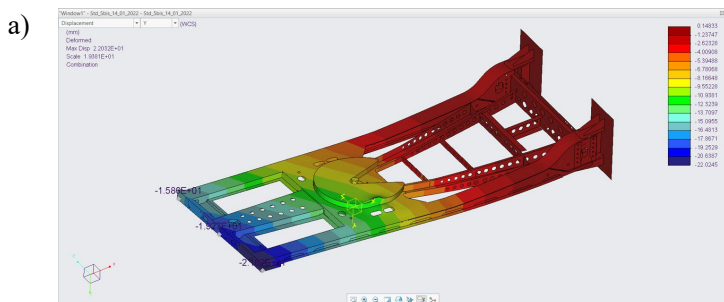
**Tabela 1.** Deformacje ram z płytą referencyjną i hydroformowaną

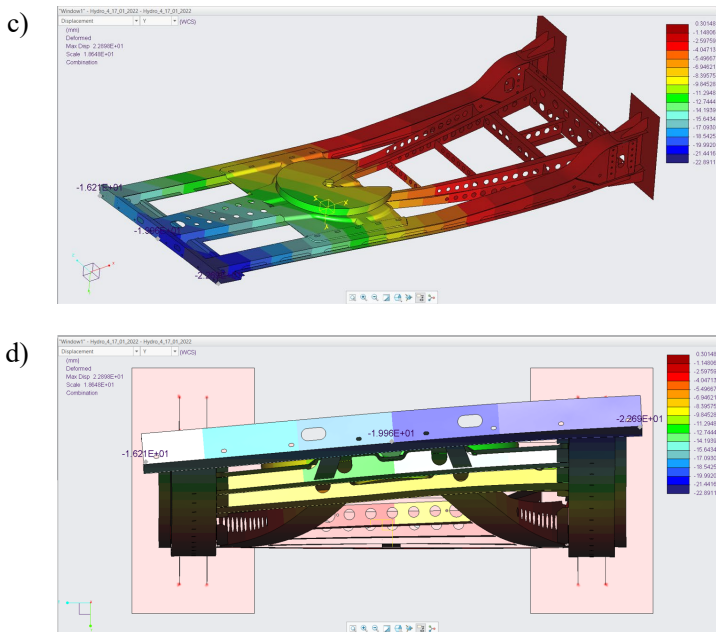
Przypadek obciążenia	Przemieszczenia maksymalne [mm]	
	Układ referencyjny	Układ z płytą hydroformowaną
Siła pionowa skierowana w dół	28,8	28,5
Siła pionowa skierowana w górę	22	22,9





Rys. 3. Deformacje układów dla zginania ze skręcaniem – obciążenie pionowe skierowane w dół: a), b) – układ referencyjny; c), d) – układ z płytą hydroformowaną





**Rys. 4.** Deformacje układu dla zginania ze skręcaniem – obciążenie pionowe skierowane w górę: a), b) – układ referencyjny; c), d) – układ z płytą hydroformowaną

## LABORATORYJNE BADANIA ZMĘCZENIOWE

Analizy statyczne przedstawione w poprzednim rozdziale były podstawą do określenia wymagań dla zmęczeniowych badań laboratoryjnych na prototypach fizycznych. Wypracowany sposób obciążenia zastosowano następnie w badaniu na fizycznych układach. Testy rzeczywiste przeprowadzono w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji Sieci Badawczej Łukasiewicz. Wykonanie badań zmęczeniowych na rzeczywistym obiekcie pozwala dokładniej ocenić jego wytrzymałość zmęczeniową, niż analizy numeryczne bazujące na krzywych zmęczeniowych. Wynika to z faktu, iż krzywe zmęczeniowe określają wytrzymałość konstrukcji, uwzględniając uśrednione współczynniki redukcyjne dla zmiennych procesów produkcji a także uproszczone obciążenia i warunki brzegowe.

### Założenia do badań i stanowisko badawcze

Celem testu było porównanie trwałości zmęczeniowej modułu przedniego z płytą standardową i hydroformowaną. Wstępnie skupiono się na obszarze, którego dotyczyła zmiana konstrukcyjna. W związku z tym usunięto obrzeża boczne. Ponadto układ został odcięty w miejscu występowania nóg podporowych. W miejscu ich odcięcia układ zamocowano do stanowiska badawczego.

Układ poddany został dwóm przypadkom badań:

- Siły pionowe (zginanie i skręcanie układu)

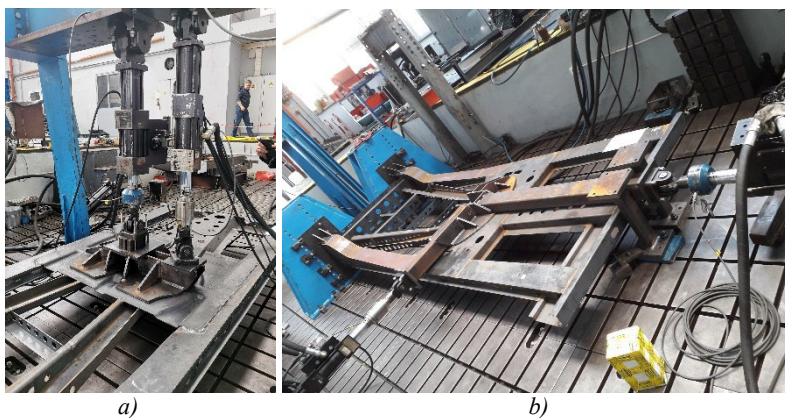


Układ poddany został obciążeniom zginającym oraz skręcającym, z naciskiem na skręcanie układu. W związku z powyższym zadana została centralnie w osi sworznia królewskiego siła zginająca cały układ oraz z boku siła niecentralna w odległości 400 mm od osi sworznia królewskiego. Przyjęto, że układ będzie testowany w interwałach po 200 000 cykli aż do pojawienia się pęknięć.

- Siły poziome (symulacja jazdy na wprost i po łuku)

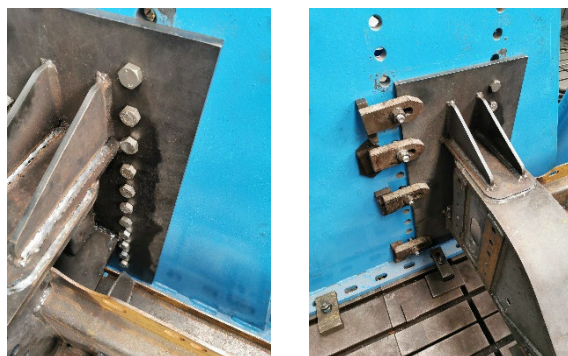
Układ poddano obciążeniom poziomym. Na sworzniu królewskim została zadana siła wzdłużna oraz poprzeczna. Test podobnie jak dla sił pionowych wykonywano w interwałach po 200 000 cykli do momentu wystąpienia pierwszego pęknięcia. W przypadku, gdyby żywotność układu uzyskała 400 000 cykli, przewidziano wzrost obciążenia w celu przyspieszenia badań i uzyskania zniszczenia układu i identyfikacji najsłabszych obszarów.

Zarówno w trakcie badania, jak i po uzyskaniu interwałów 200 000 cykli układ był poddany ocenie wizualnej pod kątem uszkodzeń. Oprócz bieżącej oceny wizualnej rejestrowane były anomalie związane z sygnałem sterowania siłownikami. Po zakończeniu testów zmęzeniowych przeprowadzono badanie penetramentem i wykonano zgłady wybranych połączeń spawanych w celu oceny poprawności wykonanych spoin oraz pod kątem pęknięć. Stanowisko badawcze przedstawiono na rys. 5 oraz rys. 6.



*Rys. 5. Stanowisko do badań siłami: a) pionowymi; b) poziomymi*

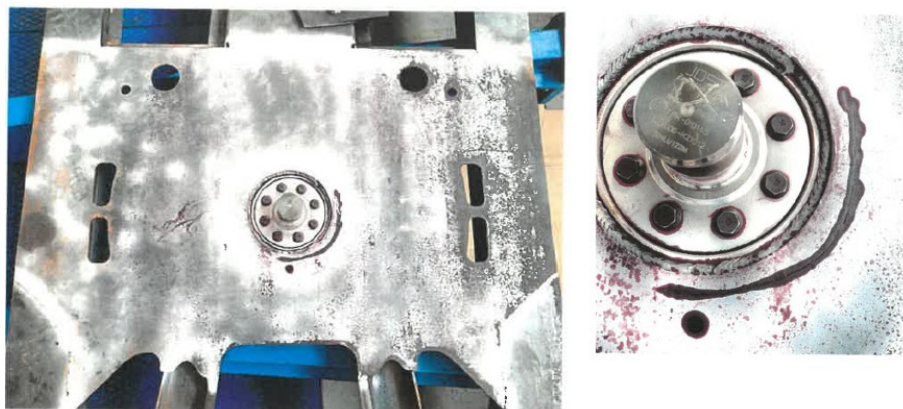




*Rys. 6. Mocowanie układu na stanowisku badawczym*

## **Wyniki badań dla testu z siłami pionowymi**

Podczas badania płyty referencyjnej po wykonaniu 400 000 cykli obciążeń pojawiły się pęknięcia w obszarze sworznia królewskiego (rys. 7). Nie stwierdzono uszkodzeń w innych obszarach. W odniesieniu do tego układu jako układu referencyjnego rozpatrywano wyniki badań dla płyty hydroformowanej. Założono, że układ z nowym rozwiązaniem konstrukcyjnym powinien wytrzymać nie mniej niż 400 000 cykli obciążeń.



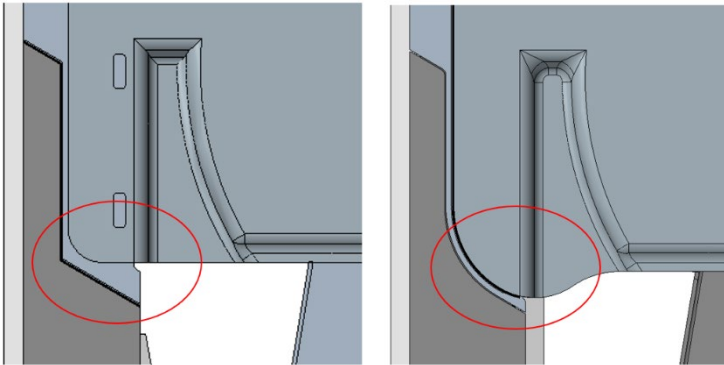
*Rys. 7. Stan układu po zakończeniu badań. Pęknięcie w obszarze sworznia królewskiego*

Badania prototypu z płytą hydroformowaną zakończono po osiągnięciu 264 000 cykli, ponieważ pojawiły się pęknięcia w obszarze sworznia królewskiego oraz na połączeniu pasów dolnych podłużnicy (rys. 8).

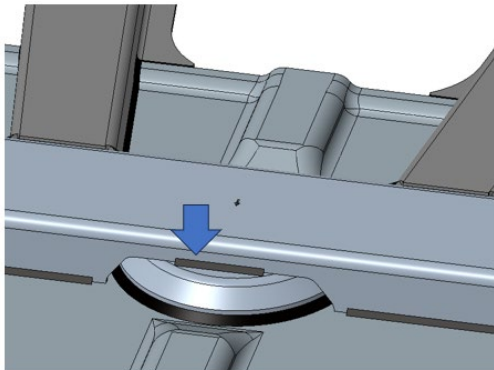
Nie uzyskano zakładanych 400 000 cykli tak, jak w układzie z płytą standardową (referencyjną). Z tego powodu wprowadzono zmiany konstrukcyjne. Dodano spoinę łączącą sworznień królewski z profilem poprzecznym, a także zmieniono kształt na połączeniu pasów dolnych podłużnicy. Zmiany przedstawiono na rys. 9 i rys. 10.



*Rys. 8. Stan układu po zakończeniu badań. Pęknięcie w obszarze sworznia królewskiego oraz na połączeniu pasów dolnych podłużnicy*



*Rys. 9. Zmiany konstrukcyjne w układzie z płytą hydroformowaną*



*Rys. 10. Zmiany konstrukcyjne w układzie z płytą hydroformowaną. Spoina łącząca profil poprzeczny ze sworzniem królewskim*

## **Wyniki badań dla testu z siłami poziomymi**

Po dokonaniu zmian konstrukcyjnych i wytworzeniu drugiej wersji układu prototypowego z płytą hydroformowaną podobnie jak wcześniej zaplanowano zakończenie badań po uzyskaniu 400 000 cykli dla siły wzdłużnej i poprzecznej, bądź wcześniej na skutek uszkodzenia. Badania układu po modyfikacji zakończono sukcesem po osiągnięciu 400 000 cykli. Po badaniu penetrantem nie stwierdzono uszkodzeń zarówno w referencyjnym, jak i nowym układzie.

W wyniku przeprowadzonych badań zmęczeniowych zidentyfikowano najsłabsze miejsca w konstrukcji naczepy z płytą hydroformowaną. Badania należy traktować porównawczo, gdzie odniesieniem jest układ z płytą standardową. Ponieważ trwałość modułu przedniego z płytą hydroformowaną (264 000 cykli) była niewystarczająca względem modułu z płytą standardową (400 000 cykli) wykonano zmiany konstrukcyjne.

Nie zaobserwowano uszkodzeń w żadnym z obu układów w badaniach zmęczeniowych z zastosowaniem sił poziomych. Uszkodzenia występowały w badaniach, gdzie zadawano siły pionowe (zginanie ze skręcaniem).

Po wprowadzeniu zmian konstrukcyjnych w module z płytą hydroformowaną w kolejnym teście uzyskano większą trwałość zmęczeniową (400 000 cykli). Zidentyfikowano jedynie uszkodzenie pod koniec badań poza obszarem płyty podsiodłowej.

Finalnie przyjęto, że wprowadzone zmiany są wystarczające. W przyszłości planuje się powtórzyć badania z siłami pionowymi w celu potwierdzenia wyników testu. Badania zostaną jednak wykonane już na etapie produkcji seryjnej.

## **ANALIZA MES RAMY NACZEPY**

### **Założenia do analizy**

W celu dalszej weryfikacji zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych wykonano analizy dynamiczne i zmęczeniowe za pomocą MES w programie SIMCENTER. Analizę przeprowadzono dla układu z płytą standardową (układ referencyjny) oraz hydroformowaną.

Aktualnie stosowane programy do przeprowadzania analiz numerycznych umożliwiają symulację zarówno pojedynczych zespołów, jak i kompletnych pojazdów. Z uwagi na te możliwości analiza numeryczna wykonana została dla całej ramy oraz wykorzystano w niej rzeczywiste wymuszenia drogowe działające na naczepę. Ograniczenia stanowiska badawczego do testów zmęczeniowych wymagały zastosowania uproszczonego schematu obciążenia, który nie pozwalał na symulowanie bardziej złożonych obciążeń. W związku z tym obliczenia stanowią wartość dodaną i są niejako uzupełnieniem badań rzeczywistych na fragmentach konstrukcji.

W analizie przyjęto jak niżej:

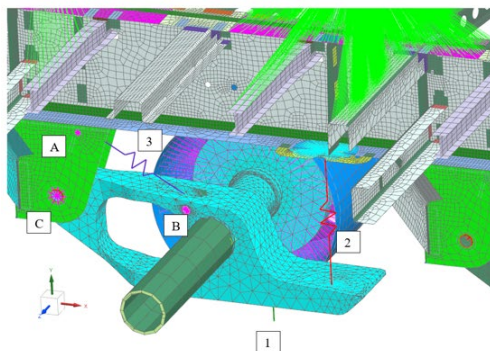
- Pełny załadunek ok. 27 t równomiernie rozłożony na naczepie. Obciążenie w postaci bloków betonowych o podstawie 1200 mm x 800 mm i wysokości 470 mm.
- Wymuszenie pod każdym kołem w postaci przemieszczeń pionowych dla agregatu osiowego.
- Wymuszenie w postaci przemieszczenia pionowego i kąтового dla siodła.

Zadane w analizie MES obciążenia odpowiadają tym, które stosowane są na stanowisku MTS Road Simulator w Centrum Badawczo Rozwojowym w siedzibie Wielton w Wieluniu (rys. 11.) [2]. Poniżej stanowisko do badań ze schematem obciążeń.



*Rys. 11. Stanowisko badawcze MTS Road Simulator. Schemat przemieszczeń liniowych i kątowych przyjętych w analizie MES*

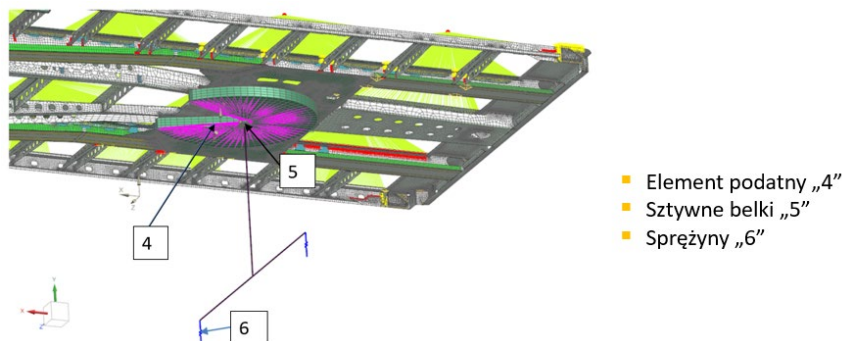
Elementy zawieszenia oraz obszar płyty podsiodłowej zostały uproszczone. Amortyzator zamodelowano w postaci elementu sprężystego z tłumieniem, a poduszkę w postaci elementu sprężystego. Ponadto uwzględniono połączenia przegubowe. Model zawieszenia przedstawiono na rys. 12.



- A i B – punkty mocowania amortyzatora
- Wahacz „1”
- Poduszka powietrzna „2” – elementy sprężyste
- Amortyzator „3” - element sprężysty z tłumieniem.
- Połączenia przegubowe A, B i C

*Rys. 12. Model zawieszenia w analizie MES*

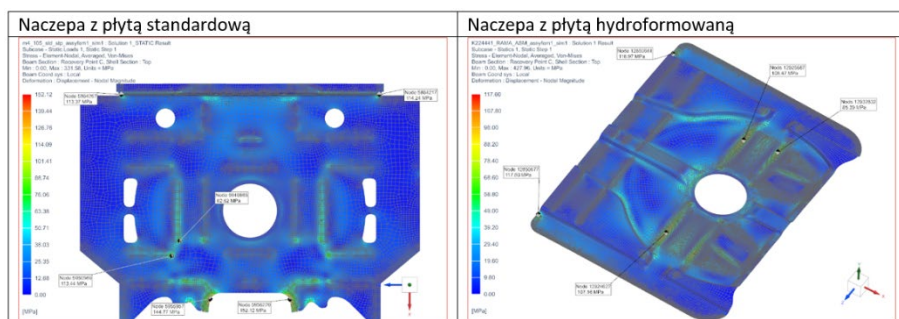
Sposób podparcia i zadawania przemieszczeń w obszarze siodła przedstawiono na rys. 13. Model siodła wykonano w postaci elementu sprężystego za pośrednictwem, którego zadawane są przemieszczenia pionowe i kątowe.



Rys. 13. Model siodła w analizie MES

## Wyniki analizy statycznej

W pierwszej kolejności wykonano analizę statyczną. W przypadku naprężeń zredukowanych Hubera–Misesa–Hencky’ego można zauważyć mniejsze spiętrzenia naprężeń dla płyty hydroformowanej. Maksymalne wartości występują w obszarze przetłoczeń. Należy mieć na uwadze, że w analizie nie uwzględniono pocienienia ścianek. Z symulacji tłoczenia wynika jednak, że grubość płyty może być mniejsza o max 15%. Biorąc pod uwagę ten aspekt oraz poziomy naprężeń stwierdzono, że układ z płytą hydroformowaną jest lepszym rozwiązaniem konstrukcyjnym niż układ referencyjny.



Rys. 14. Naprężenia zredukowane HBH [MPa]. Płyta referencyjna (po lewej), płyta hydroformowana (po prawej)

Za wprowadzeniem rozwiązania z płytą hydroformowaną przemawia również fakt, że układ charakteryzuje się większą sztywnością w odniesieniu do układu płaskiej płyty referencyjnej. W tabeli 2 przedstawiono zestawienie deformacji w różnych obszarach ramy.

**Tabela 2.** Deformacje ram z płytą referencyjną i hydroformowaną

Miejsce pomiaru	Naczepa z płytą standardową [mm]	Naczepa z płytą hydroformowaną [mm]	Różnica względna przemieszczenia
Przód naczepy	-43,3	-39,44	8,9%
Sworzeń królewski	-42,55	-42,15	0,94%
Oś koła środkowego	-29,2	-29,6	-1,4%
Tył naczepy	-50,2	-48,0	-4,4%

### Wyniki analizy zmęczeniowej

Oprócz analizy statycznej wykonano także symulacje obciążeń zmęczeniowych obu konstrukcji. Dla materiału rodzimego dla płyty standardowej minimalna liczba cykli wyniosła 386 500, a dla płyty hydroformowanej 2 969 000.

Wyniki analizy zmęczeniowej są znacznie lepsze dla płyty hydroformowanej. Najmniejszą trwałość otrzymujemy w miejscu połączenia z poprzeczką w płaszczyźnie sworznia królewskiego.

### BADANIA CAŁEJ NACZEPY NA STANOWISKU MTS

W celu końcowej oceny układu z płytą hydroformowaną wykonano badania na stanowisku MTS. W teście wykorzystano wymuszenia pochodzące z jazdy autostradą, drogami lokalnym oraz krajowymi. Symulacja wykonana została zgodnie z metodologią opisaną w pozycji [2]. W sumie osiągnięto 500 000 km bez uszkodzenia płyty podsiodłowej hydroformowanej. Wynik ten jest akceptowalny i tożsamy jest jak dla standardowych naczep. Udział poszczególnych klas dróg wykorzystanych w badaniu przedstawiono w tab. 3. Stanowisko MTS Road Simulator przedstawiono na rys. 15.

**Tabela 3.** Udział dróg w badaniach na stanowisku MTS dla 500 000 km przebiegu

	[%]	Niezaładowana [km]	[%]	Załadowana [km]
Drogi lokalne	20	20 000	20	80 000
Drogi krajowe	30	30 000	30	120 000
Autostrady	50	50 000	50	200 000
<b>Suma</b>		100 000		400 000
				500 000





*Rys. 15. Stanowisko MTS Road Simulator w Centrum Badawczo Rozwojowym w Wieluniu*

## PODSUMOWANIE

Głównym celem wykonanych prac była ocena możliwości zastosowania nowego rozwiązania konstrukcyjnego płyty podsiodłowej. Metodyka oparta była na badaniach porównawczych dwóch konstrukcji modułów przednich. Układem referencyjnym była obecnie produkowana płaska płyta podsiodłowa, a układem docelowym była konstrukcja z płytą podsiodłową wykonaną w technologii hydroformowania. Nowe podejście do badań miało charakter teoretyczny i doświadczalny. W pierwszym kroku wykonano analizę wytrzymałościową obu przednich fragmentów ramy w celu identyfikacji słabych punktów konstrukcji. Na podstawie przeprowadzonych badań zmęczeniowych zmodyfikowano konstrukcję z płytą hydroformowaną. Dzięki temu uzyskano rozwiązanie konstrukcyjne o wytrzymałości jak w układzie referencyjnym. Wykonanaw kolejnym kroku analiza zmęczeniowa MES całej ramy wykazała siedmiokrotnie wyższą wytrzymałość obszaru płyty podsiodłowej hydroformowanej od układu referencyjnego. W celu ostatecznego potwierdzenia poprawności nowego rozwiązania konstrukcyjnego przeprowadzono badania całej naczepy na stanowisku MTS Road Simulator. W wyniku przeprowadzonych badań na stanowisku MTS nie stwierdzono uszkodzeń w konstrukcji naczepy. Test zakończył się powodzeniem. W związku z tym przyjęto, że nowe rozwiązanie konstrukcyjne spełnia przyjęte założenia. Nowa metodyka walidacji pozwoliła na poprawną weryfikację nowej konstrukcji naczepy. Planowane jest powtórzenie testów na stanowiskach badawczych po rozpoczęciu produkcji seryjnej.

Pracę zrealizowano w ramach projektu „Opracowanie technologii hydroformowania wybranych elementów naczepy celem stworzenia innowacyjnej naczepy INNEXTRAILER” (nr projektu POIR.01.02.00-00-0047/18), współfinansowanego ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Działania 1.2 Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014–2020 – „Sektorowe programy B+R”, Program Sektorowy „INNOMOTO”. Ponadto autorzy Arkadiusz Czarnuch oraz Rafał Napierała są beneficjentami programu Doktorat wdrożeniowy.

## LITERATURA

- [1] CHEN Y.: Strength Research and Structure Improvement of a Semitrailer Based on Finite Element Method, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, t. 780, nr 2
- [2] CZARNUCH A., STEMBALSKI M., SZYDŁOWSKI T., BATORY D.: Methodology of the durability tests of semi-trailers on the MTS 320 road simulator. TRANSBALTICA XIII: Transportation Science and Technology : proceedings of the 13th International Conference TRANSBALTICA, September 15–16, 2022, Vilnius, Lithuania / eds. Olegas Prentkovskis [i in.]. Cham : Springer, cop. 2023
- [3] DĘBSKI H, KOSZAŁKA G, FERDYNUS M.: Application of fem in the analysis of the structure of a trailer supporting frame with variable operation parameters. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, 2012; t. 14, nr 2, s. 107–114
- [4] GAŚSIOREK D., NAPIERAŁA R., PAWLAK M.: Koncepcja metodologii badań naczeł samochodowych. Modelowanie Inżynierskie, 2020, t. 41, nr 72, s. 5–9
- [5] JANUSZKA M., KACZOR M., NAPIERAŁA R.: Symulator warunków drogowych MTS 320 road symulator jako nowoczesne narzędzie do badania naczeł i przyczep. Modelowanie Inżynierskie, 2020, t. 41, nr 72, s. 10–17
- [6] NAPIERAŁA R.: Numerical–experimental static analysis of the effort of the crossbar–longeron in the semi–trailer frame, AIP Conference Proceedings, t. 2078, nr 1
- [7] RYPINA Ł., BARAN J., KRÓLIKOWSKI T., GRODECKI B.: Projektowanie ram skręcanych z wykorzystaniem narzędzi do wspomaganie projektowania CAD/CAE, Logistyka, 2014, t. 6, s. 9303–9317
- [8] TRZEPIECIEŃSKI T.: Advances in sheet metal forming technologies. Mechanika, 2012, z. 82, nr 284, s. 59–70
- [9] VALLADARES D., CARRERA M., CASTEJON L., MARTIN C.: Application of Computational–Experimental Methods for Designing Optimized Semitrailer Axle Supports. Advances in Mechanical Engineering, 2015, t. 7, nr 2



ADRIAN MICHONSKI<sup>1</sup>, JERZY CZMOCHOWSKI<sup>2</sup>  
<sup>1</sup>Politechnika Wrocławska, adrian.michonski@pwr.edu.pl  
<sup>2</sup>Politechnika Wrocławska, jerzy.czmochowski@pwr.edu.pl

## WPLYW KIERUNKU OBCIĄŻENIA NA WYTRZYMAŁOŚĆ LASEROWEJ SPOINY ZAKŁADKOWEJ

**Abstract:** In this study, the impact of the orientation of straight laser lap joints on their strength was examined. Tests involved numerical simulations of tensile, shear, and combined loading conditions for various joint orientations. The results revealed significant differences in joint strength, with the greatest impact observed in tensile loading, reaching up to a 46% difference between extreme orientations.

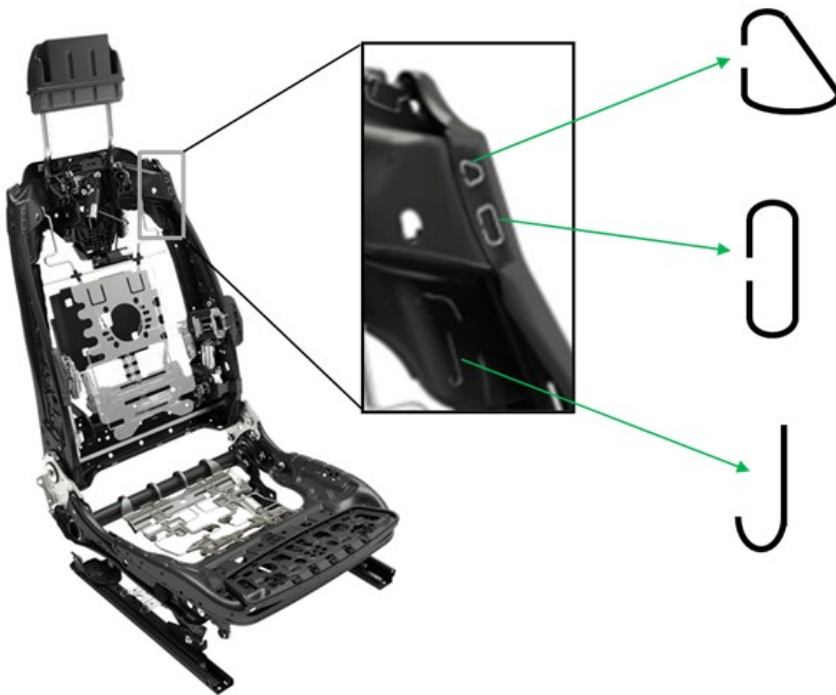
### WSTĘP

Celem przeprowadzonych badań było sprawdzenie w jaki sposób kierunek obciążenia prostej spoiny laserowej wpływa na jej wytrzymałość. Badaniom zdecydowano poddać laserowe złącza zakładkowe, z uwagi na częstość ich występowania przy łączeniu cienkich blach stalowych oraz faktem, że dla tego typu połączenia geometria spoiny jest niezależna od geometrii łączonych elementów.

Zagadnienie wpływu kierunku obciążenia na wytrzymałość jest bardzo istotne w konstrukcjach, które są niezależnie poddawane różnym zestawom działających na nie sił. Przykładem takich struktur są stelaże foteli samochodowych, ponieważ przenoszą one bardzo różne siły zależne od typu wypadku jaki się zdarzy, a może to być zderzenie przednie, zderzenie tylne lub boczne, a także ochrona przed ładunkiem opisana w normie UN/ECE R17 [1]. Na rys. 1 przedstawiono przykładowy stelaż siedziska samochodowego, w którym zaznaczono zakładkowe spoiny laserowe i ich kształt. Jak można zobaczyć na zdjęciu ścieżka każdej z nich jest inna, co pokazuje, że w praktyce stosuje się różne rozwiązania tego typu spoin w obrębie jednej konstrukcji. Pytanie zadane przed rozpoczęciem badań ma na celu pogłębienie informacji o tym, w jaki sposób ustawienie liniowej zakładkowej spoiny laserowej w stosunku do obciążenia wpływa na jej wytrzymałość.

Badania przeprowadzane na zakładkowych złączach laserowych, w których uwzględniany był różny kierunek obciążenia, były prowadzone i opisane m.in. w [2], gdzie sprawdzono 9 kombinacji obciążeń dla prostej spoiny. W przeciwieństwie do badań [2], w tej pracy zwrócono dodatkowo uwagę na wpływ kierunku spoiny na przenoszone przez układ obciążenie.

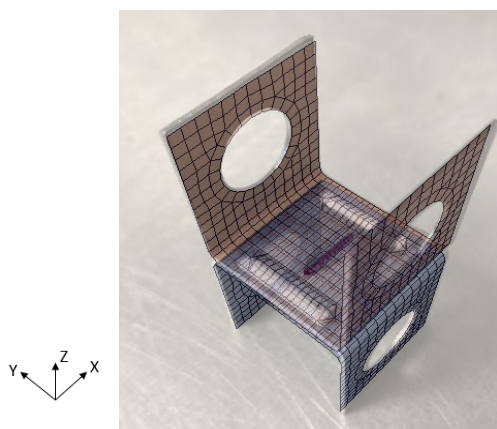
Przyrząd Arcana używany w niniejszej pracy jest szeroko używany do badania próbek w różnych stanach obciążenia, co zostało przedstawione w [3], gdzie testom poddane zostały próbki z karbem, w celu opisanego naprężeń występujących w karbie zależnie od stanu obciążenia.



Rys. 1. Fotel ze spoinami [4]

## PRZYGOTOWANIE BADAŃ

Badania zostały przeprowadzone jako symulacje testów zrywania liniowych spoin laserowych, które łączą 2 próbki typu U. W elementach znajdują się otwory montażowe, aby możliwe było przykręcenie ich do uchwytów przyrządów badawczych. Próbki typu U zostały zamodelowane na bazie rzeczywistych elementów służących do badań niszczących spoin i zostały zamodelowane za pomocą elementów typu SHELL o 5 punktach całkowania na grubości elementu. Użyta siatka elementów skończonych ma średnią wielkość wynoszącą 1,5 mm. Spoina pomiędzy elementami, została przygotowana za pomocą rzędu elementów typu PLINK rozstawionych co 1 mm, aby jak najlepiej odwzorować model spoiny i przenoszone obciążenia [5]. Odległość pomiędzy elementami typu PLINK wynika z zasady ich działania i oddziaływania na siatkę elementów skończonych w promieniu 0,5 mm od środka elementu, co pozwala na odzwierciedlenie ciągłej spoiny laserowej o szerokości 1 mm. Widok modelu MES nałożony na zdjęcie próbki został przedstawiony na rys. 2.



**Rys. 2.** *Próbka badawcza – próbki typu U połączone spoiną laserową*

Przyrząd badawczy, w którym mocowane były próbki, to uchwyt Arcana, który pozwala na uzyskanie zadanego stanu obciążenia, w szczególności czystego rozciągania oraz ścinania w badanych elementach. Uchwyt ten składa się z dwóch półkolistych tarcz z otworami montażowymi, gdzie każda para otworów służy do zamocowania w sprecyzowanej pozycji kątowej.

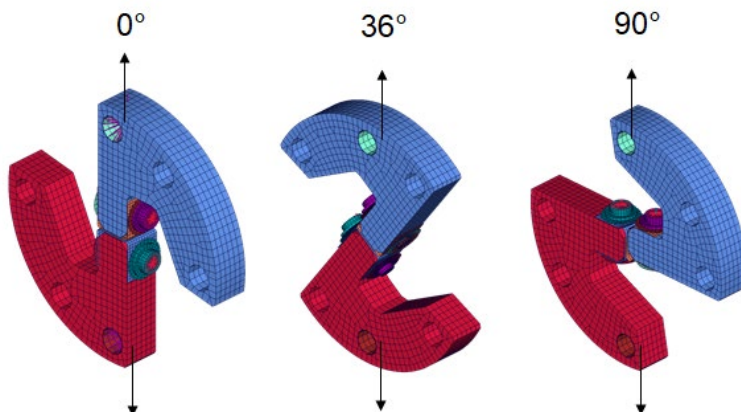
Badania rozpoczęły się od przygotowania planu badań, który zakładał przeprowadzenie symulacji numerycznych dla szeregu ustawień kątowych spoiny pomiędzy próbkami, a także różnych ustawień przyrządu badawczego, w celu odwzorowania obciążeń rozciągających, ścinających, a także złożonego stanu obciążenia. Przewiduje on symulacje w trzech pozycjach uchwytu Arcana  $0^\circ$ ,  $36^\circ$  i  $90^\circ$  co przedstawia rys. 3. Spoina łącząca próbki była ustawiana w położeniach od  $0^\circ$  do  $90^\circ$ , poczynając od ustawienia  $0^\circ$  zgodnego z kierunkiem osi X. Krok pomiędzy poszczególnymi ustawieniami wynosił  $10^\circ$ , co dało 10 ustawień testowych, które przedstawiono na rys. 4. Dzięki takiemu zagęszczeniu pozycji badawczych możliwe było zaobserwowanie z wystarczającą dokładnością wpływu kierunku obciążenia na wytrzymałość spoiny. Spoina ustawiona w pozycji  $0^\circ$  będzie opisywana jako zgodna z kierunkiem obciążenia, a w położeniu  $90^\circ$  jako prostopadła do kierunku działania siły. Sumarycznie zostało przeprowadzonych 30 symulacji zrywania spoiny, przeprowadzonych w środowisku obliczeniowym Pamcrash. Zniszczenie spoiny było określone jako osiągnięcie przez każdy element typu PLINK granicznego obciążenia w zakresie sił rozciągających, ścinających oraz zginających zgodnie ze wzorem

$$\left(\frac{F_n}{Z_n}\right)^n + \left(\frac{F_t}{Z_t}\right)^s + \left(\frac{F_b}{Z_b}\right)^b \leq 1, \quad (1)$$

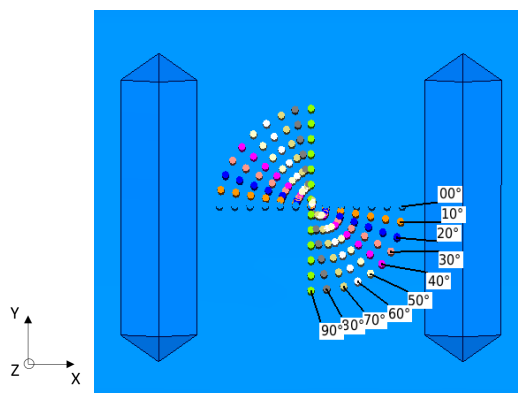
gdzie:

$F_n$ – siła normalna	$Z_n$ – siła normalna niszcząca
$F_t$ – siła ścinająca	$Z_t$ – siła ścinająca niszcząca
$F_b$ – siła zginająca	$Z_b$ – siła zginająca niszcząca
$n, s, b$ – współczynniki.	

Współczynniki użyte w modelu zniszczenia zostały wyznaczone na bazie porównania prób zniszczenia spoiny na próbkach w porównaniu do symulacji numerycznych i wykorzystane w poniższych badaniach.



*Rys. 3. Ustawienia przyrządu badawczego przy próbach*

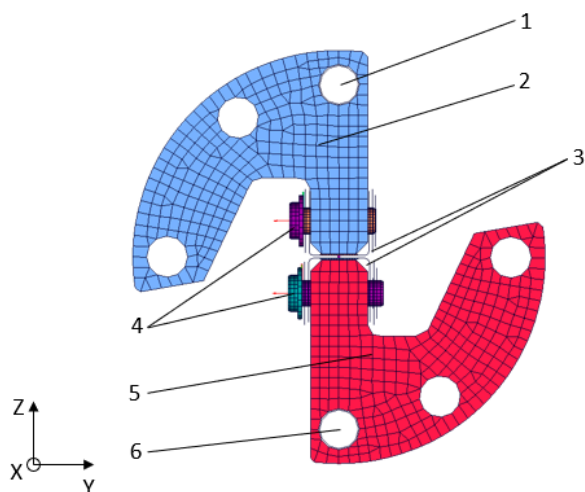


*Rys. 4. Ustawienia spoin w poszczególnych symulacjach*

Na rys. 5 przedstawiono wszystkie elementy modelu numerycznego i oznaczono wg poniższej listy:

1. Górny punkt montażowy
2. Górny uchwyt badawczy
3. Próbkę typu U połączone spoiną laserową
4. Śruby mocujące
5. Dolny uchwyt badawczy
6. Dolny punkt montażowy

Warunki brzegowe, jakie zostały nadane w modelu, miały na celu jak najlepsze odwzorowanie umocowania próbki, która była zamocowana w rzeczywistym teście. Na cały model została założona globalna siła grawitacji, działająca w kierunku -Z. Górny punkt montażowy (1) ma odebrane stopnie swobody odwzorowujące połączenie sworzniowe, czyli istnieje możliwość przemieszczenia wyłącznie w osi Z oraz obroty względem osi Y. Odpowiednio dolny punkt montażowy (6) ma odebrane wszystkie translacyjne stopnie swobody oraz możliwy obrót wyłącznie względem osi Y. Śruby mocujące (4) próbkę zostały zamodelowane z uwzględnieniem napięcia, aby odwzorować docisk jaki jest wywoływany na próbkach poprzez skręcenie ich na uchwytach badawczych.



*Rys. 5. Elementy składowe układu badawczego*

Pomiędzy wszystkimi elementami wchodzącymi w skład badanego układu zostały zastosowane warunki brzegowe w postaci kontaktów, aby umożliwić działanie symulacji, jak również zapobiec powstaniu penetracji podczas odkształcania się próbek. Zastosowane zostały dwa typy kontaktów. Pierwszy kontakt typu węzeł-element zapobiega przenikaniu węzła przez element. Drugi z kontaktów typu krawędź-krawędź działa w momencie zetknięcia się krawędzi dwóch różnych elementów.

Materiały użyte w symulacji zostały przedstawione na poniższej liście:

1. Próbki typu U – model materiału stali dwufazowej o granicy wytrzymałości na rozciąganie równej 800 MPa oraz granicy plastyczności wynoszącej 500 MPa wg normy EN 10338 [6].
2. Uchwyty badawcze – model materiału stali konstrukcyjnej, której granica wytrzymałości wynosi 550 MPa, a granica plastyczności 420 MPa zgodnie z normą EN 10149-2 [7].

3. Spoina laserowa z elementów PLINK – model materiału stali dwufazowej z dodatkowym modelem zniszczenia, który eliminuje element po przekroczeniu warunku obciążenia.

Tak opracowany model numeryczny został następnie przygotowany do przeprowadzenia symulacji.

Elementy układu badawczego zostały zamodelowane za pomocą elementów typu SHELL oraz SOLID, przy czym najmniejsze wymiary wynoszące 1,5 mm miały elementy powłokowe. W związku z tym przygotowanie symulacji rozpoczęto od obliczenia maksymalnego dopuszczalnego kroku czasowego, dzięki któremu możliwe było zachowanie stabilności obliczeń i zostało to wykonane zgodnie z wzorem 2 [8], w którym  $\Delta t$  jest wyznaczanym krokiem czasowym, a wartości  $L$  oraz  $c$  to kolejno najmniejszy rozmiar elementu występującego w obliczeniach oraz prędkość rozprzestrzeniania się dźwięku w ośrodku, którym dla przeprowadzanych obliczeń jest stal. Wyznaczony krok czasowy zaokrąglono i zastosowano niższą wartość wynoszącą  $2,5 \cdot 10^{-4}$

$$\Delta t = \frac{L}{c} = \frac{1,5 \text{ mm}}{5100 \text{ m/s}} \approx 2,9 * 10^{-4}, \quad (2)$$

Drugim krokiem było przygotowanie wymuszenia obciążającego próbkę, które w tym przypadku zostało przytwierdzone do punktu montażowego 1 i było to liniowo wzrastające przemieszczenie zgodne z kierunkiem osi Z, które trwały aż do momentu zniszczenia każdego z elementów tworzących spoinę.

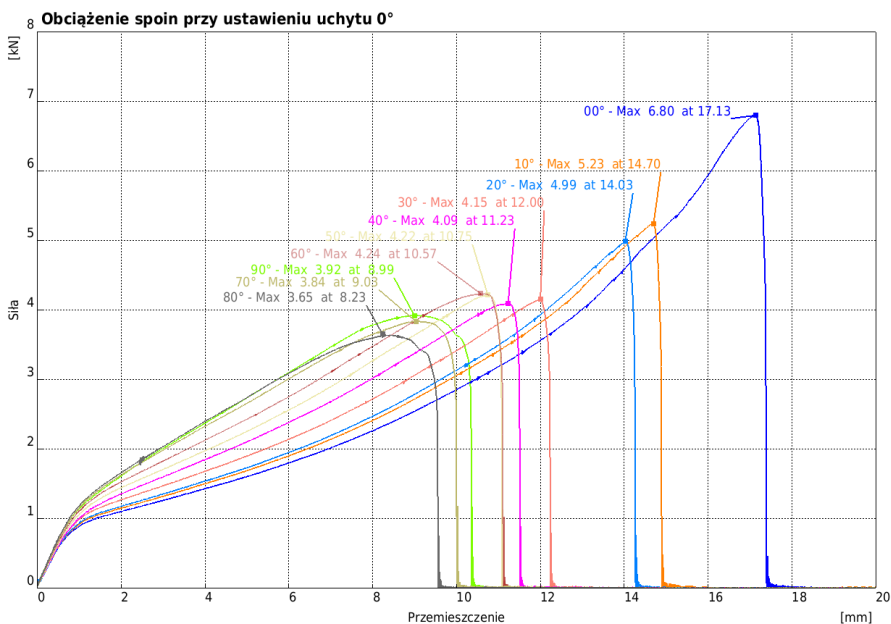
## ANALIZA WYNIKÓW

Po przeprowadzeniu wszystkich symulacji rozpoczęto analizę wyników, której pierwszym krokiem było wyznaczenie krzywych siły rozciągania oraz przemieszczenia podczas testu. Następnie uzyskane krzywe zostały ze sobą zestawione w zależności siły od przemieszczenia i w tej formie były analizowane pod kątem zachodzących zmian. Strategia przeprowadzanej analizy polegała na sprawdzeniu wpływu kierunkowości próbki na wytrzymałość na bazie doświadczeń przy ustawieniu uchwytu pod kątem  $0^\circ$  oraz  $90^\circ$ , a następnie sprawdzenie tych wyników na próbce obciążanej pod kątem  $36^\circ$ , dzięki czemu możliwe będzie zweryfikowanie badań, jak również sprawdzenie korelacji wyników z oczekiwaniami.

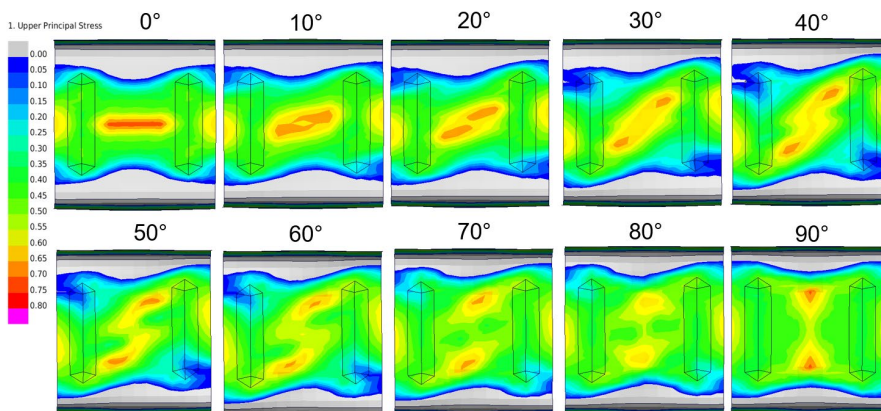
### Wpływ kierunku obciążenia przy ustawieniu $0^\circ$

Na rys. 6 przedstawiono wykres siły od przemieszczenia dla testu przy uchwycie ustawionym pod kątem  $0^\circ$ . Poszczególne krzywe dla każdego badanego ustawienia spoiny różnią się przebiegiem oraz maksymalną osiąganą siłą przed zniszczeniem. Najwyższe parametry przenoszonego obciążenia osiągnęte są dla spoiny ustawionej pod kątem  $0^\circ$  w stosunku do kierunku działania siły i wyniosło ono 6,8 kN. Kolejne najwyższe wyniki uzyskano dla próbki, w której spoinę ustawiono pod kątem  $10^\circ$  (5,23 kN) oraz  $20^\circ$  (4,99 kN) w stosunku do obciążenia.

Z drugiej strony wykresu znajdują się połączenia przygotowane pod kątami 70°, 80° i 90°, które wykazują najmniejsze przenoszenie siły, dla których obciążenia niszczące osiągają wartości odpowiednio 3,84 kN, 3,65 kN i 3,92 kN. W tych testach kierunek ustawienia spoiny ma duży wpływ na przenoszone obciążenie, a spadek wytrzymałości pomiędzy najbardziej wytrzymałą, a najmniej wytrzymałą próbką wynosi 3,15 kN, co odpowiada redukcji przenoszonych obciążeń o 46%. Również niewielkie odchylenie spoiny od idealnego położenia powoduje gwałtowny spadek wytrzymałości o 23% z 6,8 kN do 5,23 kN dla kąta ustawienia spoiny równego 10°. Dalsza zmiana kierunku spoiny ma wpływ na obniżanie wytrzymałości złącza, jednak nie są to tak znaczne zmiany, a różnice pomiędzy poszczególnymi ustawieniami maleją wraz ze wzrostem kąta.



**Rys. 6.** Wykres siły od przemieszczenia dla spoin przy ustawieniu uchwytu 0°



*Rys. 7. Naprężenia zobrazowane na powierzchni próbek przy ustawieniu uchwyty 0° i kolejnych ustawień spoin*

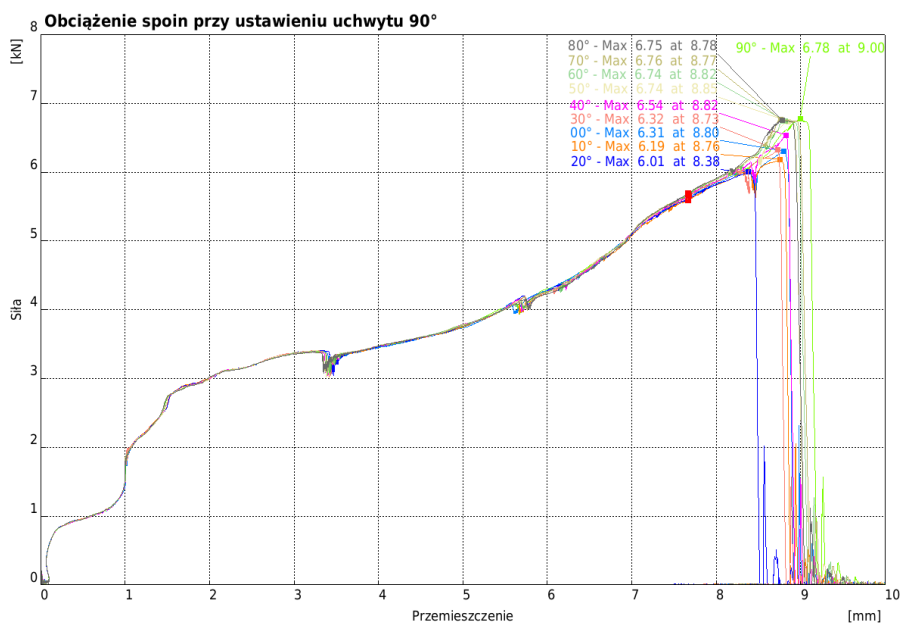
Na rys. 7 przedstawiono obraz naprężenia występującego na poszczególnych próbkach. Na bazie tego zobrazowania dokonano analizy wpływu ustawienia spoiny na rozkład naprężenia i w konsekwencji na powody zróżnicowanej wytrzymałości poszczególnych próbek. Spoina ustawiona w pozycji 0° w trakcie badania została równomiernie obciążona, a co za tym idzie elementy składające się na nią przenosiły bardzo podobne obciążenie i wszystkie osiągnęły graniczną wartość parametru zniszczenia w zbliżonym czasie, przez co usunięcie spoiny w symulacji nastąpiło gwałtownie, co jest również widoczne na wykresie, gdzie następuje ostry spadek wartości przenoszonej siły po przekroczeniu maksymalnego obciążenia. Przy spoinie ustawionej w pozycji 90° wyraźnie widoczna jest kumulacja naprężenia na krańcach tej spoiny, co powoduje nierównomierne ich rozłożenie na długości spoiny. Co za tym idzie najbardziej obciążone elementy na krańcach jako pierwsze osiągają wartości siły, dla których następuje zniszczenie tych elementów. Następnie po ich zniszczeniu obciążenie rozkłada się na pozostałą część spoiny i również powoduje zniszczenie, jednak efekt ten nie jest tak gwałtowny, jak w przypadku połączenia pod kątem 0°. Widoczne to jest na wykresie siły od przemieszczenia jako powolne opadanie krzywej przenoszonej siły. Ustawienia pośrednie pomiędzy 0°, a 90° charakteryzują się płynnym przechodzeniem obciążenia rozłożonego równomiernie na obciążenie skupione na krańcach spoiny i każdy kolejny stopień ma coraz mniejszą część równomiernego obciążenia, rośnie natomiast obciążenie krańców spoiny.

### **Wpływ kierunku obciążenia przy ustawieniu 90°**

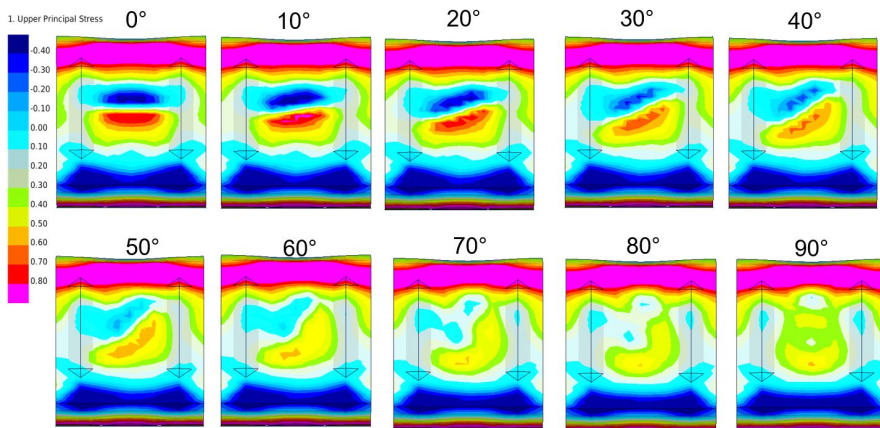
Na rys. 8 przedstawiono wykresy siły od przemieszczenia dla próbek obciążanych pod kątem 90°. W przeciwieństwie do obciążenia pod kątem 0° różnice pomiędzy poszczególnymi próbkami są niewielkie, ponieważ zakres przemieszczenia przy zerwaniu zawiera się pomiędzy 8,38 mm, a 9,00 mm. Natomiast używane siły zawarte są pomiędzy 6,01 kN, a 6,78 kN. Pomimo niewielkich różnic



można wskazać wpływ kierunku spoiny na przenoszone obciążenie. Dla tego ustawienia przyrządu badawczego największe obciążenia są przenoszone dla zakresu  $70^{\circ}$ – $90^{\circ}$ , natomiast najniższe dla  $0^{\circ}$ – $20^{\circ}$ . Dla tego typu obciążenia przedstawiono na rys. 9 zobrazowanie naprężeń na powierzchni próbki. Widoczne są na nim różnice w naprężeniach pomiędzy poszczególnymi ustawieniami spoiny. Dla ustawienia spoiny  $0^{\circ}$  widoczne jest rozłożenie naprężenia ściskającego i rozciągającego na całej długości spoiny, a dla ustawienia  $90^{\circ}$  maksymalne naprężenie skupia się na krańcu spoiny. Z uwagi na inny charakter obciążenia ścinającego do rozciągającego, rozłożenie obciążenia  $0^{\circ}$  powoduje, że próbka, która w obszarze spoiny jest płaska generuje większy opór, co widoczne jest przez powierzchnię z naprężeniami rozciągającymi, i tym samym doprowadza do szybszego osiągnięcia przez spoinę progu zniszczenia. Natomiast dla spoiny  $90^{\circ}$ , która ma mniejszy rzut na kierunku działania siły przenoszona przez nią siła będzie większa.



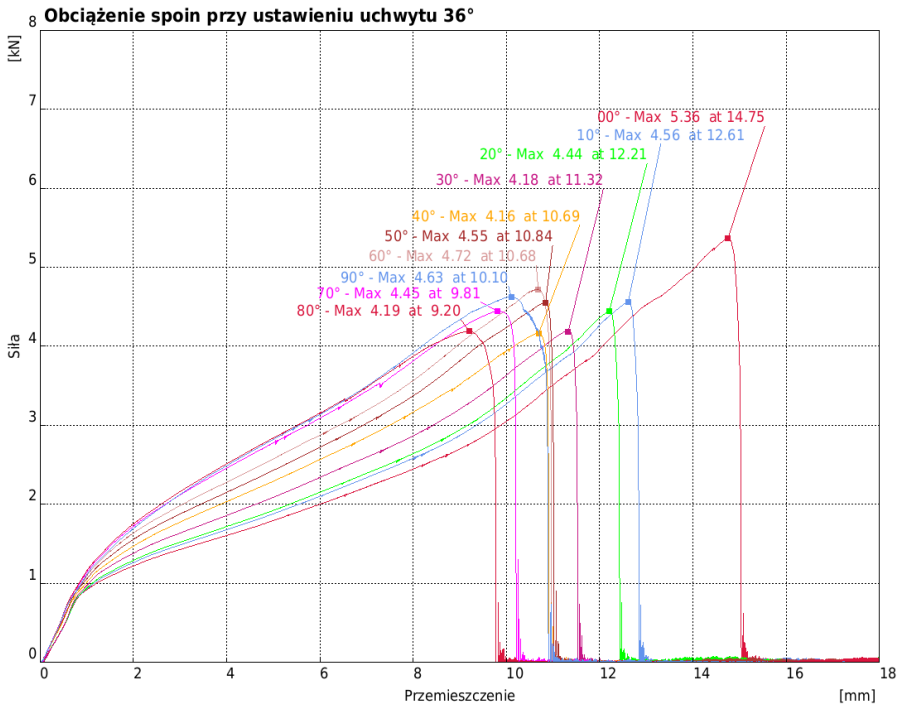
Rys. 8. Wykres siły od przemieszczenia dla spoin przy ustawieniu uchwyty 90°



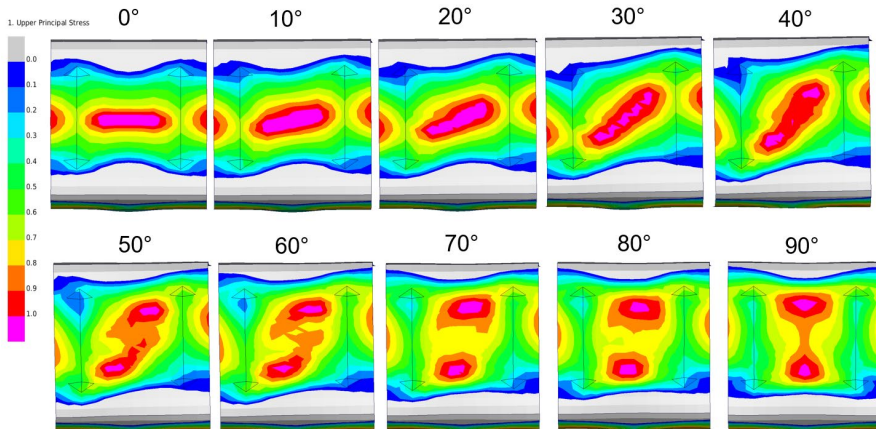
*Rys. 9. Naprężenia zobrazone na powierzchni próbek przy ustawieniu uchwyty 90° i kolejnych ustawień spoin*

### **Wpływ kierunku obciążenia przy ustawieniu 0°**

Po przeprowadzeniu analizy dla skrajnych pozycji wynika z niej, że spoina w ustawieniu 0° przenosi największe obciążenie dla pozycji uchwyty 0°, natomiast najmniejsze dla 90°. Ustawienie spoiny pod kątem 90° skutkuje najmniejszą wytrzymałością dla ustawień spoiny pod kątami 0°–20°. Ze względu jednak na to, że przy uchwycie 90° różnice pomiędzy poszczególnymi próbkami są minimalne, dla złożonego obciążenia powinna dominować wytrzymałość analogiczna do ustawienia 0°, z uwagi na większy wpływ na wynik w tej pozycji. Wyniki prób zostały przedstawione na rys. 10. Po analizie wykresów możliwe jest wyciągnięcie wniosków analogicznych do tych dla rozciągania próbek w pozycji 0°, ponieważ dla tej pozycji występowały największe różnice i po przeprowadzonej analizie widoczne jest, że właśnie ten wpływ jest dominujący również w pozycjach pośrednich. Także na zobrazonych naprężeniach na rzucie próbek przedstawionych na rys. 11 widoczne są zmiany skupienia naprężenia z całej spoiny na jej końce wraz ze wzrostem kąta ustawienia spoiny w stosunku do obciążenia.



*Rys. 10. Wykres siły od przemieszczenia dla spoin przy ustawieniu uchwytu 36°*



*Rys. 11. Naprężenia zobrazowane na powierzchni próbek przy ustawieniu uchwytu 36° i kolejnych ustawieniach spoin*

## WNIOSKI

Z przeprowadzonych badań wynika, że ustawienie prostej zakładkowej spoiny laserowej w stosunku do kierunku obciążenia ma wpływ na wytrzymałość takiego połączenia. Po przeprowadzonej analizie, w której próbki obciążane były w 3 różnych stanach – rozciągania, ścinania i złożonym, stwierdzono, że największe różnice w wytrzymałości w zależności od kierunku spoiny występują przy rozciąganiu próbek U-kształtnych, a różnica w wytrzymałości osiąga do 46% w skrajnych ustawieniach. Widoczne jest także to, że w idealnym ustawieniu zgodnym z kierunkiem obciążenia spoina wykazuje najwyższą wytrzymałość, a odchyłka o  $10^\circ$  powoduje spadek o 23%. Dla obciążeń ścinających nie występują tak duże różnice pomiędzy poszczególnymi wynikami, jednak możliwe jest wyznaczenie tendencji, która dla tego ustawienia promuje spoiny ustawione poprzecznie do kierunku działania obciążenia. Ze względu na większy wpływ kierunku spoiny na jej wytrzymałość przy rozciąganiu niż ścinaniu, również dla stanu mieszanego otrzymane wyniki są analogiczne jak dla obciążenia pod kątem  $0^\circ$ .

Przeprowadzone badania pokazują, że odpowiednie ustawienie zakładkowej spoiny laserowej w stosunku do przewidywanego obciążenia, pozwala na maksymalizację wytrzymałości takiego połączenia. Wyniki te mają praktyczne implikacje dla zastosowań inżynierskich, szczególnie przy projektowaniu konstrukcji, w których orientacja laserowych połączeń zakładkowych odgrywa kluczową rolę w ich ogólnej wytrzymałości i wydajności.

## LITERATURA

- [1] Regulation No. 17 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the seats, their anchorages and any head restraints 2019/1723
- [2] HA J., HUH H.: Failure characterization of laser welds under combined loading conditions, *International Journal of Mechanical Sciences*, 2013, vol. 69, pp. 40–58
- [3] DANILA N.A., BLANARI I., BARSANESCU P.D.: Determining the state of stress in the narrow section of Arcan test specimens, by FEM method, *Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 564
- [4] [https://autocomponentsindia.com/wp-content/uploads/2016/10/mediap-Pictures-Press-2016-Brose\\_Sitz\\_Vordersitzstruktur.jpg](https://autocomponentsindia.com/wp-content/uploads/2016/10/mediap-Pictures-Press-2016-Brose_Sitz_Vordersitzstruktur.jpg), (dostęp: 04.10.2023)
- [5] MICHONSKI A., CZMOCHOWSKI J.: Wpływ sposobu modelowania zakładkowych spoin laserowych w środowisku Pamcrash na rozkład naprężenia, rozdział w monografii naukowej *Computer Aided Engineering. Nauka i prze-mysł*, 2022, s. 115–122
- [6] EN 10338:2015, Hot rolled and cold rolled non-coated products of multiphase steels for cold forming – Technical delivery conditions
- [7] EN 10149-2:2013, Hot rolled flat products made of high yield strength steels for cold forming – Part 2: Technical delivery conditions for thermomechanically rolled steels
- [8] <https://www.dynasupport.com/tutorial/ls-dyna-users-guide/time-step-size>, (dostęp: 14.06.2023)

