

## PRACA DOKTORSKA

# WPŁYW KONSTRUKCJI POLIMEROWYCH KÓŁ ZĘBATYCH O ZREDUKOWANEJ MASIE NA TRWAŁOŚĆ PRZEKŁADNI WYTWARZANYCH METODĄ FFF

mgr inż. Małgorzata Gontarz-Kulisiewicz

**Promotor:**

dr hab. inż. Tomasz DZIUBEK, prof. PRz

**Promotor pomocniczy:**

dr inż. Bartłomiej SOBOLEWSKI

Rzeszów, 2024 r.



*Dziękuję promotorowi dr hab. inż. Tomaszowi Dziubkowi, prof. PRz  
i promotorowi pomocniczemu dr inż. Bartłomiejowi Sobolewskiemu za wszelką pomoc,  
cenne wskazówki, zaangażowanie i poświęcony czas*





## Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów użytych w pracy .....	7
Wprowadzenie .....	11
1. Analiza literatury .....	13
2. Teza, cel i zakres pracy .....	19
2.1. Teza pracy .....	19
2.2. Cel pracy .....	19
2.3. Zakres pracy .....	19
3. Charakterystyka konstrukcyjna przekładni i kół zębatach .....	21
4. Metody wytwarzania kół zębatach i stosowane materiały .....	29
4.1. Metody ubytkowe .....	29
4.2. Metody bezwiórowe .....	34
4.3. Metody addytywne .....	37
5. Modelowanie CAD kół zębatach .....	43
6. Plan badawczy .....	54
7. Opracowanie geometrii prototypów badawczych .....	59
8. Badania materiałów prototypowych .....	67
8.1. Materiały użyte do badań mechanicznych .....	67
8.2. Otrzymywanie kształtek do badań właściwości mechanicznych .....	68
8.3. Wyznaczenie cech wytrzymałościowych podczas badań mechanicznych .....	72
8.4. Omówienie wyników .....	74
8.4.1. Jednokierunkowa próba rozciągania .....	74
8.4.2. Statyczna próba skręcania .....	84
8.5. Podsumowanie wyników badań wybranych właściwości mechanicznych wytypowanych materiałów polimerowych .....	91
9. Analiza MES opracowanych rozwiązań konstrukcyjnych współpracujących par kół zębatach o zredukowanej masie .....	94

9.1. Właściwości mechaniczne wybranego materiału prototypowego .....	94
9.2. Określenie warunków brzegowych .....	96
9.3. Wyniki przeprowadzonej analizy MES .....	101
9.4. Wnioski z analizy MES .....	109
10. Badania stanowiskowe .....	113
10.1. Wytworzenie współpracujących par kół zębatych .....	113
10.1.1. Parametry procesu wytworzenia par kół w technologii FFF .....	113
10.1.2. Analiza zużycia materiału i czasów wytworzenia .....	114
10.2. Badania statyczne .....	119
10.2.1. Stanowisko do badań statycznych par kół zębatych .....	119
10.2.2. Analiza wyników badań statycznych par kół zębatych .....	120
10.3. Badania trwałości .....	132
10.3.1. Stanowisko do badań trwałości .....	132
10.3.2. Określenie warunków brzegowych badania trwałościowego .....	135
10.3.3. Analiza i wyniki badania trwałości polimerowych par kół .....	135
10.4. Opracowanie i analiza wyników badań stanowiskowych .....	159
11. Wnioski .....	163
12. Streszczenie .....	169
13. Abstract .....	170
14. Literatura .....	171

## Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów użytych w pracy

- $\alpha$  – kąt zarysu badanej współpracującej pary kół zębatach
- $\beta$  – kąt pochylenia linii zęba w przykładowych walcowych kołach zębatach
- $\varepsilon_1$  – wydłużenie względne próbki przy próbie jednokierunkowego rozciągania równe 0,0005
- $\varepsilon_2$  – wydłużenie względne próbki przy próbie jednokierunkowego rozciągania równe 0,0025
- $\sigma_1/ \sigma_2$  – napężenie przy wydłużeniu względnym równym  $\varepsilon_1/ \varepsilon_2$
- $\varphi_{ABS}$  – średnia wartość kąta skręcenia przy średnim momencie skręcającym dla próbek wytworzonych z materiału ABS o pełnej gęstości struktury wewnętrznej w zakresie stosowalności prawa Hooke'a, uzyskana po przeprowadzeniu próby statycznego skręcenia
- .csv – plik wartości rozdzielanych przecinkami
- .stl – ang. Standard Tessellation Language (standardowy język teselacji)
- .txt – dokument zawierający tekst w postaci linii
- 3D – ang. Three Dimensional (trójwymiarowy, np. model)
- $a_w$  – odległość osi współpracujących kół w badanej współpracującej parze kół zębatach
- A13-A100/ CA13-CA100/ L13-L100/ HA13-HA100/ S13-S100/ UH13-UH100 – próbki badawcze do próby jednokierunkowego rozciągania i statycznego skręcenia wytworzone z materiału ABS/ PC/ABS/ PLA/ HABS/ S&S/ UniHIPS o gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej typu kratka od 13 [%] do pełnej
- ABS – ang. Acrylonitrile-butadiene-styrene Copolymer (terpolimer akrylonitrylo-butadieno-styrenowy)
- AGD – artykuły gospodarstwa domowego
- AM – ang. Additive Manufacturing (wytwarzanie addytywne/ przyrostowe)
- ASA – ang. Acrylonitrile Styrene Acrylate (akrylonitryl-styren-akryl)
- ASTM – ang. American Society for Testing and Materials (Amerykańskie Stowarzyszenie Badań i Materiałów)
- $b_1/ b_2$  – szerokość wieńca zębniaka/ koła zębatego badanej współpracującej pary kół zębatach
- BJT – ang. Binder Jetting (spajanie sproszkowanego materiału płynnym spoiwem)

c –	luz wierzchołkowy przykładowej współpracującej pary kół zębatach
C –	punkt centralny zazębienia przykładowej współpracującej pary kół
CA100J –	próbki badawcze do próby jednokierunkowego rozciągania wytworzone z materiału PC/ABS o jednokierunkowym ułożeniu włókien
CAD –	ang. Computer Aided Design (komputerowe wspomaganie projektowania)
CAX –	ang. Computer Aided Technologies (technologie komputerowego wspomaganiania)
CD –	ang. Compact Disc (płyta kompaktowa)
d –	średnica podziałowa przykładowego koła zębatego
$d_1/ d_2$ –	średnica podziałowa zębniaka/ koła zębatego badanej współpracującej pary kół zębatach
$d_a$ –	średnica wierzchołków (głów) przykładowego koła zębatego
$d_f$ –	średnica podstaw przykładowego koła zębatego
$d_{sps}$ –	średnica walcowej próbki do próby statycznego skręcania (zastosowana też do obliczenia biegunowego momentu bezwładności ( $I_o$ ))
$d_w$ –	średnica zasadnicza przykładowego koła zębatego
DED –	ang. Directed Energy Deposition (ukierunkowane stapianie dostarczonego materiału)
DLP –	ang. Digital Light Processing (utwardzanie materiałów światłoczułych światłem projektora)
DMLS –	ang. Direct Metal Laser Sintering (bezpośrednie spiekanie laserem proszków metali)
e –	szerokość wrębu zęba przykładowego koła zębatego
E –	moduł Young'a
f –	posuw narzędzia podczas frezowania obwiedniowego (metody Pfautera) koła zębatego
FDM –	ang. Fused Deposition Modelling (osadzanie warstwowe uplastycznionego materiału termoplastycznego)
FFF –	ang. Fused Filament Fabrication (wytwarzanie poprzez wytłaczanie filamentu)
G –	moduł Kirchoff'a
h –	wysokość całkowita zęba przykładowego koła zębatego
H –	skok roboczy narzędzia podczas nacinania zębów w kole zębatym metodą Maaga
$h_a$ –	wysokość wierzchołka (głowy) zęba przykładowego koła zębatego

$h_f$	wysokość stopy zęba przykładowego koła zębatego
HABS	ang. Hard Acrylonitrile-butadiene-styrene Copolymer (utwardzony terpolimer akrylonitrylo-butadieno-styrenowy)
$I_o$	biegunowy moment bezwładności
ISO	ang. International Organization for Standardization (Międzynarodowa Organizacja Normalizacyjna)
$j_n$	luz międzyzębny (normalny) przykładowej współpracującej pary kół zębatych
$L_o$	długość odcinka pomiarowego kształtki wykorzystanej do statycznej próby skręcania
$m$	moduł przykładowej przekładni zębatej
$m_n$	moduł normalny badanej współpracującej pary kół zębatych
$M$	moment obrotowy
$M_{sABS}$	średnia wartość momentu skręcającego w zakresie stosowalności prawa Hooke'a próbki wykonanej z materiału ABS o pełnej gęstości struktury wewnętrznej typu kratka uzyskana po próbie skręcania
MEM	ang. Melted Extruded Modeling (modelowanie poprzez wytłaczanie topionego tworzywa)
MES	metoda elementów skończonych
MEX	ang. Material Extrusion (wytłaczanie warstwowe materiału)
MJT	ang. Material Jetting Additive (warstwowy nadruk płynnego materiału)
$p$	podziałka okręgu podziałowego przykładowego koła zębatego
$P_{n1}$	siła wypadkowa działająca na zębniak, wynikająca z działania siły obwodowej i promieniowej
$P_{o1}$	siła obwodowa działająca na zębniak podczas współpracy z kołem zębatym (siła $P_{o1} = \text{const.}$ dla stałego momentu obrotowego)
$P_{r1}$	siła promieniowa działająca na zębniak podczas współpracy z kołem zębatym
PA	ang. Polyamide (poliamid)
PA6	ang. Polyamide 6 (poliamid 6)
PA6.6	ang. Polyamide 6.6 (poliamid 6.6)
PA12	ang. Polyamide 12 (poliamid 12)
PBF	ang. Powder Bed Fusion (selektywne spajanie sproszkowanego materiału)
PC	ang. Polycarbonates (poliwęglan)
PC/ABS	ang. Acrylonitrile-butadiene-styrene Copolymer with Polycarbonates (terpolimer akrylonitrylo-butadieno-styrenowy z domieszką poliwęglanu)

PEEK –	ang. Polyether Ether Ketone (polieteroeteroketon)
PET –	ang. Polyethylene Terephthalate (politereftalan etylenu)
PLA –	ang. Polyactic Acid (polilaktyd, poli(kwas mlekowy))
PN –	Polska Norma
POM –	ang. Polyoxymethylene (polioksymetylen)
Pow.czołowa –	powierzchnia czołowa badanej pary polimerowych kół zębatach
PP –	ang. Polypropylene (polipropylen)
PS –	ang. Polystyrene (polistyren)
$r_b$ –	promień okręgu zasadniczego przykładowego koła zębatego
s –	grubość zęba przykładowego koła zębatego
S.podparcia/ Str.podparcia –	strona podparcia badanej współpracującej pary kół zębatach
S&S –	ang. Strong and Soft (materiał, którego handlowa nazwa to wytrzymały i miękki)
SHL –	ang. Sheet Lamination (laminacja warstwowa przekrojów)
SLA –	ang. Stereolithography (stereolitografia)
SLM –	ang. Selective Laser Melting (selektywne topienie laserem)
SLS –	ang. Selective Laser Sintering (selektywne spiekanie laserem)
UniHIPS –	ang. High Impact Polystyrene (polistyren wysokoudarowy)
UV –	ang. Ultraviolet radiation (promieniowanie ultrafioletowe)
$V_f$ –	prędkość obrotowa narzędzia (freza) podczas frezowania obwiedniowego (metoda Pfautera) koła zębatego
$V_k$ –	prędkość obrotowa obrabianego koła podczas frezowania obwiedniowego (metoda Pfautera) koła zębatego
VPP –	ang. VAT Photopolymerization (fotopolimeryzacja objętościowa)
z –	liczba zębów przykładowego koła zębatego
$z_1/ z_2$ –	liczba zębów zębniaka/ koła zębatego badanej współpracującej pary kół zębatach
ZA1-ZA6/ KA1-KA6/ PA1-PA6 –	opracowane konstrukcje zębniaka/ koło zębatego/ pary kół o zredukowanej masie o konstrukcjach alternatywnych
ZK1-ZK5/ KK1-KK5/ PK1-PK5 –	opracowane konstrukcje zębniaka/ koła zębatego/ pary kół o zredukowanej masie o konstrukcjach klasycznych

## Wprowadzenie

Na obecnym etapie rozwoju technologicznego zauważalne jest dążenie do redukcji zużycia materiału w procesach wytwórczych. Odnosi się to zarówno do wyrobów finalnych, jak i ilości odpadów. Działania takie podyktowane są koniecznością zmniejszenia energochłonności oraz zmniejszenia zużycia surowców naturalnych. Ponadto przekłada się to na redukcję masy wytwarzanych komponentów, a tym samym całych maszyn i urządzeń.

Działania takie podejmują przedsiębiorstwa z praktycznie wszystkich gałęzi przemysłu. Prekursorem w tej dziedzinie jest przemysł lotniczy, w którym każda zbędna masa wynoszona w powietrze stanowi znaczący koszt. Jednak mimo wszystko takie działania podejmowane są również w pozostałych branżach. Jako przykłady można wskazać również przemysł motoryzacyjny, AGD (artykuły gospodarstwa domowego), czy elektromaszynowy.

Jednym z potencjalnych obszarów, w których możliwe jest przeprowadzenie opisywanych działań są przekładnie zębate, ze szczególnym uwzględnieniem konstrukcji kół zębatych. Przekładnie zębate stanowią zasadnicze elementy konstrukcyjne układów napędowych stosowanych w większości produkowanych urządzeń. Proces projektowania obecnie wytwarzanych kół zębatych skupia się głównie na obszarze zazębienia oraz piasty, i w tym zakresie wydaje się, że przekładnie zębate są dopracowane. Dalsze modyfikacje w wymienionych obszarach nie będą znacząco wpływać na masę kół zębatych. Wynika z tego, że najbardziej perspektywnym obszarem w konstrukcji koła zębatego pod względem możliwości redukcji masy pozostaje jego tarcza. Na chwilę obecną w przemyśle stosowane są głównie klasyczne rozwiązania konstrukcyjne. Na przestrzeni czasu podejmowano już próby modyfikacji geometrii tarczy mające na celu redukcję masy, czego przykładem mogą być koła spawane o konstrukcji skorupowej tarczy. Napotkano przy tym liczne problemy natury technologicznej, co na pewien czas ograniczyło prowadzenie prac w tym zakresie.

Wraz z rozwojem jaki dokonał się w dziedzinie zaawansowanych systemów CAD (ang. Computer Aided Design - komputerowe wspomaganie projektowania) oraz przyrostowych technik wytwarzania (ang. Additive Manufacturing - AM) pojawiły się nowe możliwości w zakresie projektowania oraz wytwarzania geometrii niemożliwej lub trudnej do wykonania metodami klasycznymi. Metody AM w głównej mierze stosowane są do wytwarzania prototypów. Jednak ich dynamiczny rozwój w połączeniu z osiągnięciami inżynierii materiałowej pozwala na coraz większą ekspansję w kolejnych obszarach zastosowań, doprowadzając do zwiększenia ich znaczenia oraz udziału w przemyśle.

Coraz częściej elementy wytwarzane metodami przyrostowymi są wykonywane jako wyroby docelowe.

W kontekście przedstawionych informacji oraz ogólnoświatowych trendów rozwoju przemysłu, ze szczególnym naciskiem na zwiększenie udziału technik przyrostowych w procesach wytwarzania, zasadne jest podjęcie prac mających na celu opracowanie kół zębatych o zmodyfikowanej w celu redukcji masy konstrukcji tarczy. Należy nadmienić, że wprowadzenie modyfikacji geometrii tarczy może wpływać na żywotność przekładni, dlatego też przy opracowywaniu nowych rozwiązań konstrukcyjnych kwestie trwałościowe stanowią niezwykle ważny aspekt badawczo - poznawczy. Ze względu na złożoność zagadnienia w celu weryfikacji trwałości nowych rozwiązań, celem jest przeprowadzenie badań stanowiskowych jako potwierdzenie wyników otrzymanych z analiz numerycznych.



## 1. Analiza literatury

Dynamiczny rozwój technologiczny bazujący na nowoczesnych zintegrowanych systemach CAx (ang. Computer Aided Technologies - technologie komputerowego wspomaganie) daje coraz szersze możliwości dotyczące metod wytwarzania, w szczególności geometrycznie skomplikowanych części maszyn [129, 130]. Ma to bezpośrednie przełożenie na fakt, że to co kilka, lub kilkanaście lat temu było niewykonalne, obecnie jest osiągalne [81, 89, 131]. Taki stan rozwoju technologicznego pozwala na implementację opracowanych przed laty rozwiązań konstrukcyjnych na obecne potrzeby przemysłu. Zastosowanie zintegrowanych systemów CAx daje obecnie szerokie spektrum możliwości wytwarzania zarówno dla konstrukcji standardowych i znanych od lat, jak również nowatorskich rozwiązań konstrukcyjnych [132]. Dodatkowo umożliwia prowadzenie szeregu zaawansowanych analiz umożliwiających weryfikację poprawności przyjętego procesu produkcyjnego na poszczególnych jego etapach [21]. W wyniku rozwoju systemów CAD uzyskano szeroki wachlarz możliwości dotyczących projektowania oraz modelowania geometrycznie skomplikowanych części maszyn. W połączeniu z narzędziami analitycznymi opracowane konstrukcje możliwe są do przeanalizowania na wstępnym etapie koncepcyjnym [15, 40]. Umożliwia to znaczną redukcję kosztów dzięki możliwości minimalizacji błędów konstrukcyjnych na wstępnym etapie cyklu życia produktu.

Nie jest tu bez znaczenia powiązanie procesu projektowania z planowanymi do zastosowania procesami wytwarzania. Niezbędnym jest zaplanowanie w jaki sposób i z jakich materiałów wykonana zostanie fizyczna geometria użytkowa. Z tych argumentów, uwzględniając opracowaną geometrię, konieczny jest wybór materiałów oraz technologii wytwarzania. Jedne i drugie uległy szerokiemu rozwojowi i tym samym zwiększają spektrum możliwości w zakresie wytwarzania szeroko pojętych części maszyn [70, 90, 97, 102].

Niepodważalną rolę w procesach wytwarzania pełni rozwój ubytkowych technologii. Biorąc pod uwagę potencjał nowoczesnych obrabiarek oraz stosowanych narzędzi, diametralnie się zwiększyły możliwości dotyczące wytwarzania skomplikowanych geometrycznie części maszyn. Przekłada się to na wzrost wydajności procesów produkcyjnych. W znacznym stopniu zwiększone zostały możliwości nowoczesnych sterowanych numerycznie obrabiarek nie tylko pod kątem stopnia skomplikowania geometrii, ale również prędkości skrawania, czy obrabianych materiałów. Przekłada się to na minimalizację kosztów wytwarzania, a tym samym na zwiększenie rentowności zakładów produkcyjnych [42, 130].

Należy zauważyć, że na obecnym etapie rozwoju przemysłu wytwórczego znaczna część produkcji realizowana jest z różnego rodzaju materiałów polimerowych [44, 69]. W dużej mierze produkty wykonywane są z zastosowaniem technologii wtrysku, co jest wynikiem maksymalizacji wydajności produkcji w odniesieniu do redukcji czasu [129]. Takie rozwiązania wymagają wprowadzenia projektowania oraz wytwarzania kosztownych matryc wtryskowych, co w połączeniu z drogimi wtryskarkami generuje spore koszty. Jednak uwzględniając koszty jednostkowe, takie procesy produkcyjne są konkurencyjne w odniesieniu do ubytkowych technologii wytwórczych [104, 105]. Dodatkowymi zaletami wspomnianych technologii jest ciągle zwiększająca się paleta materiałów możliwych do zastosowania [103]. Ich producenci prześcigają się w opracowywaniu coraz to nowszych materiałów polimerowych cechujących się podwyższonymi parametrami mechanicznymi, czy chemicznymi. W odniesieniu do stopnia skomplikowania geometrii części wytwarzanych z zastosowaniem tego typu technologii, również są one często konkurencyjne w porównaniu z innymi technologiami.

W przypadku tematyki dotyczącej wytwarzania nie można pominąć zagadnień związanych z produkcją części maszyn realizowanych z zastosowaniem technik addytywnych [16, 41, 106, 152]. W badaniach zajmujących się tą tematyką, ich problematyka koncentruje się głównie na wpływie zastosowanego materiału, niekiedy uwzględniając również wpływ orientacji modelu względem platformy roboczej urządzenia prototypującego na wybrane parametry, częściej wytrzymałościowe niż trwałościowe. Wybór technologii addytywnej, zastosowane parametry procesu i materiału prototypowego ma decydujący wpływ na wytrzymałość mechaniczną wytwarzanych detali [29, 35, 83]. Z tego powodu w literaturze dostępnych jest wiele badań poruszających te zagadnienia, łącznie z m.in. wpływem struktury wewnętrznej i jej gęstości [4, 10, 11, 76, 99, 109], grubością nitki [8, 25, 43, 119], temperaturą dyszy uplastyczniającej [100, 108, 138], ułożeniem detali względem platformy urządzenia prototypującego [149 - 151, 153], a także z wpływem dodatkowej obróbki cieplnej na wytrzymałość wykonanych detali [71, 83].

Coraz większe znaczenie ma recykling odpadów powstających po procesie wytwarzania przyrostowego, jednak jak pokazują badania wytrzymałość detali wykonanych z materiału pochodzącego z recyklingu jest zdecydowanie niższa niż z materiału nieprzetworzonego [5]. Na obecnym technologicznym etapie rozwoju technologie addytywne są nieodzowną gałęzią przemysłu wytwórczego, umożliwiające wytworzenie wyrobów często o niekonwencjonalnej geometrii oraz lekkich, których wytrzymałość jest niekiedy zbliżona do wytrzymałości elementów pełnych [3, 65, 94, 110]. Zastosowanie technik przyrostowych w dużej mierze

ogranicza się jeszcze do działów prototypowania [23, 26]. Jednak ich udział w produkcji części funkcjonalnych z dnia na dzień wzrasta [53, 54]. W niektórych gałęziach przemysłu obserwuje się ich niepodważalną ekspansję, a to co 10 lat temu było niemożliwe jest obecnie rzeczywistością. Dodatkowo uwzględnienie przesyłania danych zgodnie z koncepcją Przemysłu 4.0 w systemie produkcyjnym obejmującym technologie addytywne umożliwia wytworzenie w pełni funkcjonalnych komponentów i części zamiennych. Rozproszona struktura danych pozwala na jednoczesną pracę w różnych lokalizacjach, zarówno firmy, jak i współpracujących partnerów [18, 94]. Z powyższych względów nie rozsądnym jest przejść obok tej tematyki obojętnie. W znacznym stopniu zwiększają się możliwości wytwórcze, a zakres materiałów dostępnych dla przyrostowych technik wytwarzania dynamicznie rośnie [20, 59, 63, 75].

Przemysł, poszukując nowatorskich rozwiązań, skoncentrował również swoje działania na wprowadzaniu coraz to nowszych materiałów lub modyfikacji polegających na utworzeniu materiału kompozytowego, także stosowanych przy wytwarzaniu elementów maszyn oraz badań związanych z ich wytrzymałością [2, 86, 88, 124, 126]. Stosowanie wyłącznie różnego rodzaju metali, czy ich stopów na obecnym etapie jest niemożliwe do realizacji [85, 136, 142]. Szeroko pojęte tworzywa termoplastyczne, polimery, czy żywice są nieodzownym składnikiem przemysłu [62, 79, 146]. Tu w dużej mierze pojawia się nisza dla przyrostowych technologii wytwarzania, które w głównej mierze bazują na materiałach niemetalicznych [20, 59]. Mimo to są one jednak w ciągłym nurcie zainteresowań producentów drukarek 3D (ang. Three Dimensional - trójwymiarowy), którzy dynamicznie starają dopasować się do ciągle zmieniających rynkowych potrzeb [3, 31, 108]. Mając to na uwadze aby zachować lub zwiększać pozycję we wszelkich gałęziach przemysłu niezbędne jest otwarte podejście do nowatorskich technik wytwarzania oraz związanych z nimi materiałami, także związanych z możliwością modyfikacji parametrów procesu wytworzenia z użyciem technologii przyrostowych [20, 64]. Udział wszelkiego rodzaju materiałów polimerowych i technik addytywnych stosowanych w wielu gałęziach przemysłu ciągle wzrasta, a dopasowanie się do tego trendu może umożliwić zwiększenie potencjału wytwórczego [59, 125]. Konieczne jest jednak jednoznaczne potwierdzone szeroko zakrojonymi badaniami określenie „co i do czego się nadaje i jakie spełni funkcje”.

Istnieje wiele gałęzi przemysłu, których dotyczą przedstawione powyżej zagadnienia. Jedną z nich są szeroko pojęte przekładnie zębate, a w szczególności koła zębate [87, 139, 142]. Ich konstrukcja oraz technologia wytwarzania była szeroko publikowana w dostępnej literaturze [32, 42, 70, 118]. Grono dostępnych publikacji podejmuje tematykę procesów

wytwarzania, które skupiają się głównie wokół metod ubytkowych [117, 141]. W ostatniej dekadzie można dostrzec spore zwiększenie udziału publikacji podejmującą tematykę wytwarzania i badań wytrzymałościowych kół zębatach wykonywanych z zastosowaniem technologii wtrysku oraz metod addytywnych z uwzględnieniem zastosowanych materiałów [28, 33, 52, 68, 95]. Jednak główne aspekty badawcze koncentrowały się na geometrii wieńca zębatego, w mniejszym stopniu skupiając się na pozostałych elementach konstrukcji koła zębatego [73, 74, 82, 128]. Można spotkać się z badaniami związanymi z modyfikacjami geometrii koła zębatego, jednak opierają się one zmianach w obszarze zębów, które to stanowią najważniejszy element w kole zębatym [37, 50, 96, 148].

Biorąc pod uwagę geometrię koła zębatego, należy podkreślić ogromny rozwój związany z szeroko pojętymi systemami CAD. W jego wyniku zwiększyły się możliwości, a tym samym niejednokrotnie skrócił się czas potrzebny do opracowania geometrii całego koła. W tym zakresie niepodważalną rolę jaką pełnią dostępne w wybranych systemach CAD generatory kół zębatach oraz specjalistyczne oprogramowanie służące do kompleksowego projektowania przekładni zębatach [129 - 132]. Zwiększają one wydajność procesu projektowania, ale również umożliwiają coraz szersze analizy poprawności modelowanej geometrii. Sam rozwój systemów CAD zwiększył także możliwości programowe z zakresu modelowania skomplikowanych geometrycznie części maszyn, a tym samym przełożyło się to na zwiększone spektrum dostępnych procesów modelowania. Umożliwiło to tworzenie zmodyfikowanych kształtów zębów kół zębatach, jak i pozostałych elementów geometrii koła [129 - 132]. Otrzymywane w ten sposób modele 3D - CAD stały się bazą do wytwarzania kół z zastosowaniem metod ubytkowych przy użyciu obrabiarek sterowanych numerycznie. Zmniejszone zostały w ten sposób ograniczenia wynikające ze stopnia skomplikowania geometrii części. Ma to przełożenie na możliwości ich wytwarzania, lecz powoduje zwiększenie kosztów obróbki. Zaawansowane systemy CAD umożliwiają także specjalistyczną analizę opracowanych konstrukcji współpracujących kół zębatach i ich składowych, jeszcze przed wytworzeniem finalnego modelu [21, 89].

Klasyfikacja kół oraz przekładni zębatach jest szeroko znanym zagadnieniem. Dzielą się one przede wszystkim pod kątem geometrii zębów, czy wzajemnego położenia osi [60, 91, 122]. W tym zakresie istnieje wiele publikacji oraz prowadzonych jest wiele badań [32, 118, 133]. Zagadnienia w nich zawarte skupiają się zwłaszcza na geometrii wieńca zębatego [74, 82, 139]. Ośrodki badawcze oraz firmy produkcyjne nadal poszukują rozwiązań zwiększających trwałość przekładni zębatach przy zmniejszeniu ilości materiału niezbędnego do ich wykonania zwiększeniu efektywności m.in. poprzez uzyskanie niższych strat tarcia,

także w odniesieniu do polimerowych kół zębatach [49, 92, 144]. Polimerowe koła zębata są coraz częściej stosowane ze względu na m.in. samosmarowność i zdolność do redukcji natężenia dźwięku [73, 77, 142]. Ze względu na mniejszą wytrzymałość i sztywność polimerowych kół zębatach w porównaniu do kół zębatach wytwarzanych ze stopów metali, coraz częściej stosowane są materiały kompozytowe lub wzmocnione, które to stanowią problematykę wielu publikacji [6, 46, 47, 134]. Znaczącą wadą polimerowych kół zębatach jest ich wrażliwość na podwyższone temperatury, niższa nośność i niższa w porównaniu z kołami metalowymi dokładność wykonania [84, 116, 154]. Jak pokazują badania, wraz ze wzrostem temperatury moduł Young'a materiałów polimerowych maleje [27, 78, 146]. Z tego powodu koła zębata wykonane z polimerów są niekiedy stosowane łącznie z kołami metalowym. Przekłada się to na zwiększenie ich trwałości m.in. poprzez spadek temperatury w miejscu zazębienia [58, 123, 135]. Polimerowe koła zębata o module równym 1 [mm] i mniejszym są stosowane zazwyczaj w obszarach niskiego obciążenia, natomiast w obszarze wysokiego obciążenia stosowane są koła zębata polimerowe o większym module z użyciem smarowania [73, 126], co przekłada się na występowanie innego rodzaju uszkodzenia zębów [12, 36, 79, 155].

W latach 90. XX wieku opracowano pierwszą normę związaną z polimerowymi kołami zębatach, którą następnie modyfikowano w celu uzyskania podobieństwa wyników doświadczalnych z badaniami numerycznymi [73]. Jednak opiera się ona w niektórych założeniach na normie związanej z kołami zębatach metalowymi i zawiera ona wytyczne dla kół o konwencjonalnej geometrii zęba [14, 121]. Z tego też powodu w literaturze można spotkać się z wieloma badaniami numerycznymi badającymi m.in. zastosowanie innego profilu stopy zęba oraz zdefiniowaniem wpływu temperatury i obciążenia na reakcje występujące w miejscu zazębienia polimerowych kół zębatach [13, 24, 66, 80, 143]

Ze względu na redukcję masy przekładni zębatach już w latach 60. opracowane zostały koła zębata o skorupowej geometrii tarczy. Dotyczyło to głównie wielkogabarytowych kół zębatach przekładni dużych mocy. Zastosowanie takich rozwiązań dla mniejszych przekładni zębatach było technologicznie niemożliwe lub zbyt kosztowne [97, 98]. Stąd wynika brak publikacji dotyczących możliwości modyfikacji tarczy koła, przy jednoczesnym obniżeniu jego masy oraz zachowaniu wymaganej sztywności i trwałości. Konieczność wykonania kosztownych prototypów oraz prowadzenia testów stanowiskowych skutecznie odwróciła producentów od zastosowania takich rozwiązań konstrukcyjnych na szerszą skalę.

Na obecnym etapie rozwoju technologicznego oraz ciągłym dążeniu do redukcji zużycia materiału oraz energii koniecznej do procesów obróbki, słusznym wydaje się fakt próby

implementacji tego typu rozwiązań konstrukcyjnych w szerszym spektrum zastosowań [48, 107]. Wychodząc od mało zaawansowanych urządzeń wyposażonych w przekładnie zębate, poprzez branże producentów sprzętu AGD, automatykę, motoryzację, energetykę, aż po lotnictwo i przemysł kosmiczny [62, 135, 139] możliwe jest wprowadzenie tego typu rozwiązań. Każda z tych gałęzi przemysłu dąży w dużej mierze do przedstawionych powyżej celów, a obecne możliwości technologiczne w powiązaniu z rozwojem materiałów je rozszerzają. Nie należy się w tym zakresie koncentrować jedynie na wytwarzaniu kół zębatach ze stopów metali, gdyż w wielu tego typu konstrukcjach z powodzeniem stosuje się koła zębata wytwarzane z materiałów polimerowych [62, 145, 146]. Ponadto możliwości jakie otwierają się dzięki zastosowaniu technologii addytywnych zwiększają rentowność etapu prototypowania oraz prowadzenia badań stanowiskowych dla nowo opracowanych rozwiązań [7, 20, 120]. To właśnie te czynniki stały się przyczynkiem do podjęcia tytułowej tematyki niniejszej pracy.

## **2. Teza, cel i zakres pracy**

### **2.1. Teza pracy**

Możliwe jest obniżenie masy kół zębatach wykonanych z tworzyw polimerowych z zastosowaniem procesów przyrostowych poprzez odpowiednią modyfikację konstrukcji tarcz kół przy jednoczesnym zachowaniu trwałości przekładni.

### **2.2. Cel pracy**

Celem pracy było wykonanie porównawczych badań trwałości, z uwzględnieniem temperatury i ciśnienia akustycznego, współpracujących par kół zębatach o zmodyfikowanej konstrukcji tarczy, wytworzonych z materiału polimerowego z zastosowaniem technologii przyrostowej FFF (ang. Fused Filament Fabrication - wytwarzanie poprzez wytłaczanie filamentu).

### **2.3. Zakres pracy**

Zakres pracy obejmował w części teoretycznej:

- Analizę literatury dotyczącej zagadnienia.
- Charakterystykę konstrukcyjną przekładni i kół zębatach, metod stosowanych do ich wytwarzania oraz stosowanych materiałów.
- Przegląd metod modelowania kół zębatach w programach CAD.

W części praktycznej przeprowadzono:

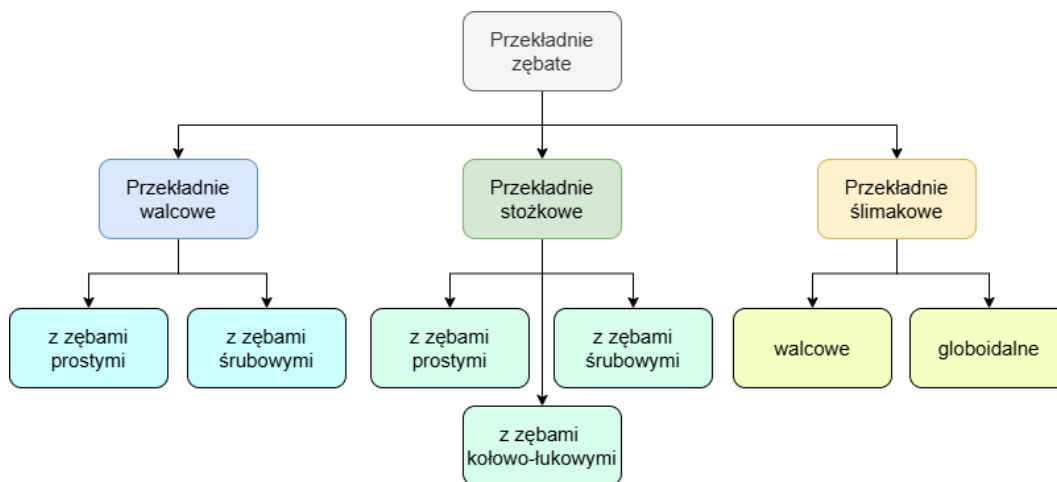
- Opracowanie planu badawczego na podstawie celu pracy wynikającego z przyjętego tematu oraz przeprowadzonej analizy literatury.
- Zaprojektowanie wieńców i piast pary współpracujących ewolwentowych kół zębatach o zębatach prostych.
- Opracowanie szeregu konstrukcyjnych wariantów tarcz modeli kół badawczych, w tym o zmniejszonej masie.
- Wytypowanie grupy materiałów polimerowych stosowanych w technologii FFF do badań.
- Wykonanie badań wytrzymałościowych dotyczących wpływu zastosowanej struktury wewnętrznej i jej gęstości na wybrane parametry wytrzymałościowe próbek.
- Dokonanie wyboru materiału do wytworzenia zaprojektowanych par kół zębatach na podstawie przeprowadzonych analiz wytrzymałościowych.

- Wykonanie analizy MES (metoda elementów skończonych) par kół o zredukowanej masie z wykorzystaniem danych materiałowych otrzymanych w wyniku przeprowadzonych badań i pozyskanych od producentów filamentów.
- Wytworzenie badawczych par kół zębatych z wytypowanego materiału w technologii FFF.
- Przeprowadzenie prób statycznego obciążenia przekładni i badań trwałości opracowanych polimerowych par kół zębatych.
- Opracowanie podsumowania i wniosków z podziałem na wnioski: poznawcze, utylitarne i dotyczące dalszych badań.

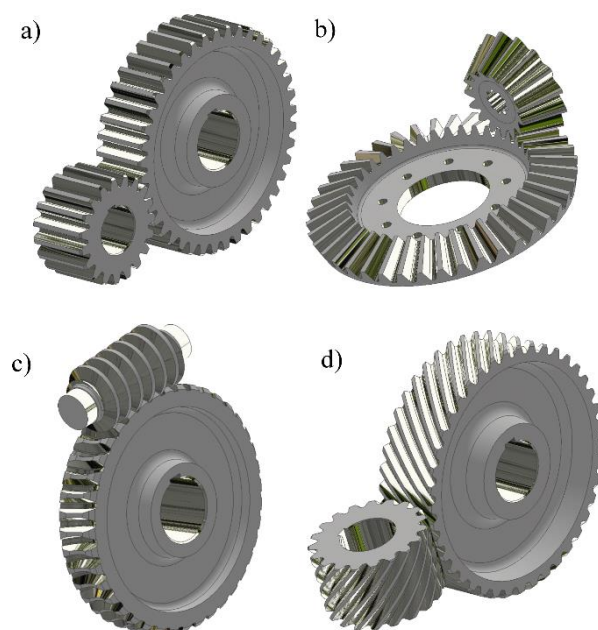


### 3. Charakterystyka konstrukcyjna przekładni i kół zębatach

Walcowe przekładnie zębate mimo stosowania innych systemów napędowych (np. hydraulicznych, elektrycznych, pneumatycznych) są ciągle stosowane jako główne rozwiązanie konstrukcyjne. Są one jednym z najważniejszych elementów w dziedzinie inżynierii mechanicznej, m.in. w obszarach przemysłu takich jak robotyka, lotnictwo, czy motoryzacja [36, 133, 140, 142]. Przekładnię zębatą tworzy para kół współpracujących. W podstawowym przypadku jej zadaniem jest przeniesienie ruchu obrotowego z wału czynnego na wał bierny [32, 60, 102]. Ze względu na zalety takie jak m.in.: najwyższa sprawność wśród przekładni mechanicznych, wysoka niezawodność, możliwość przeniesienia wysokich mocy i wysoka trwałość, przekładnie zębate są stosowane w wielu różnorodnych maszynach i urządzeniach [72, 118, 129]. W literaturze można spotkać się z wieloma klasyfikacjami kół i przekładni zębatach [90, 102, 127]. Ogólnie przekładnie można podzielić na przekładnie walcowe, stożkowe i ślimakowe. Wśród walcowych przekładni zębatach rozróżnia się przekładnie z zębami prostymi i śrubowymi. Do przekładni stożkowych zaliczane są przekładnie z zębami prostymi, skośnymi oraz o kołowo - łukowej linii zęba. Natomiast w przekładniach ślimakowych rozróżnia się przekładnie globoidalne i walcowe (rys. 3.1). Na rysunku 3.2 przedstawiono wybrane rodzaje przekładni zębatach.

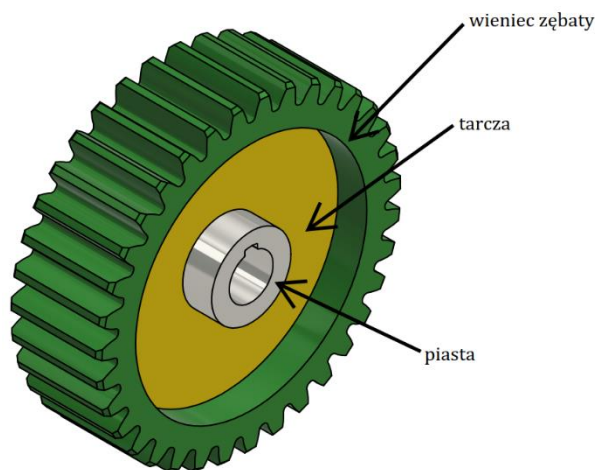


Rys. 3.1. Podział przekładni zębatach



Rys. 3.2. Przykłady wybranych typów przekładni zębatych: (a) walcowa przekładnia o zębach prostych, (b) stożkowa przekładnia o zębach prostych, (c) przekładnia ślimakowa, (d) wichrowata walcowa przekładnia o zębach śrubowych

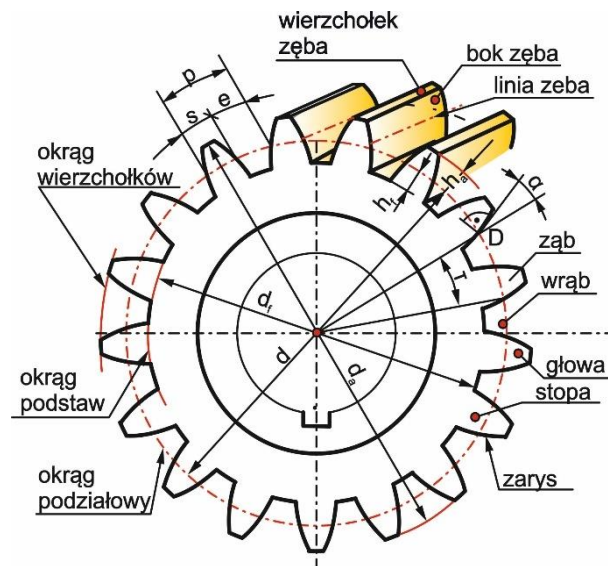
Najczęściej w budowie maszyn stosowane są walcowe koła zębate o zębach prostych i śrubowych [91]. Ogólnie koło zębate składa się z wienca zębatego, piasty i tarczy łączącej wieniec z piastą (rys. 3.3) [90, 91].



Rys. 3.3. Ogólna budowa koła zębatego na przykładzie walcowego koła zębatego o zębach prostych

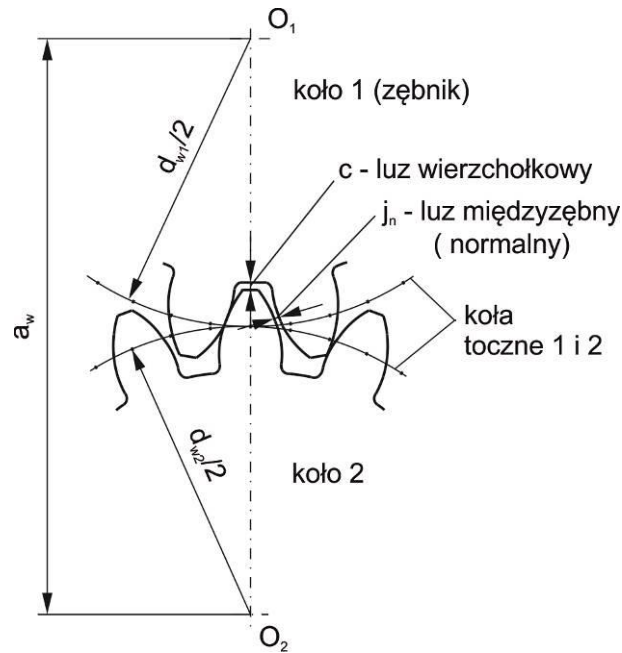
Na rysunku 3.4 przedstawiono podstawowe parametry koła na przykładzie walcowego koła zębatego. Do podstawowych parametrów koła zębatego należą: moduł ( $m$ ), liczba zębów ( $z$ ), kąt zarysu ( $\alpha$ ) i kąt pochylenia linii zęba ( $\beta$ ). Moduł jest parametrem znormalizowanym i definiuje on prawie wszystkie wielkości określające koło zębate, takie jak: wysokość wierzchołka (głowy) zęba ( $h_a$ ), wysokość stopy zęba ( $h_f$ ), całkowitą wysokość zęba ( $h = h_a + h_f$ ) i grubość zęba ( $s$ ) [91]. Moduł wraz z liczbą zębów określa wymiary średnicowe

koła zębatego: średnicę wierzchołków (głów) ( $d_a$ ), średnicę podstaw ( $d_f$ ) i średnicę podziałową ( $d$ ). Podane wielkości zależne są również od szeregu innych parametrów. Okrąg podziałowy utworzony przez średnicę podziałową dzieli ząb na dwie części: wierzchołek (głowę) oraz stopę [102]. Podziałka okręgu podziałowego ( $p$ ) to odległość łuku mierzona na kole podziałowym między sąsiadującymi jednoimiennymi bokami zębów, w której skład wchodzi grubość zęba ( $s$ ) i szerokość wrębu ( $e$ ) [122]. Dla kół o module większym bądź równym 1 [mm] kąt zarysu najczęściej wynosi  $20^\circ$  [91].



Rys. 3.4. Podstawowe parametry walcowego koła zębatego o zębach prostych [60, 91, 102]

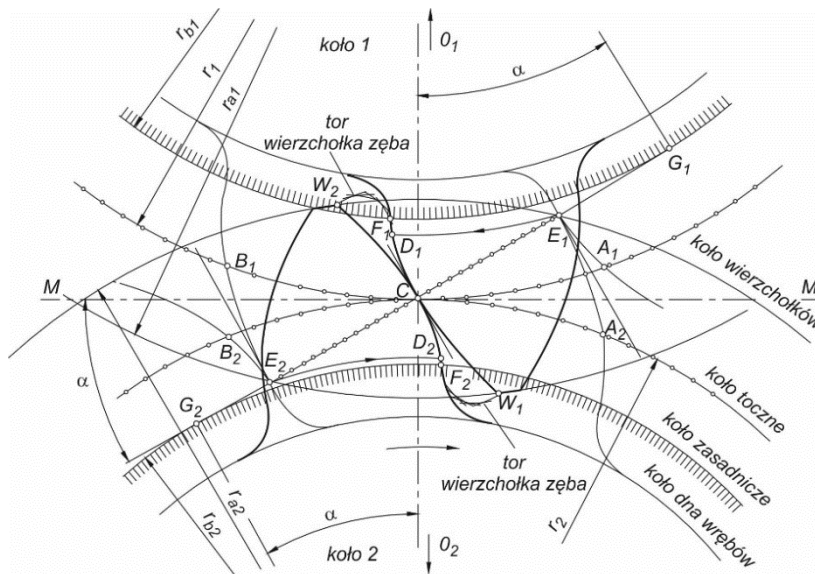
Parametrami definiującymi warunki zazębienia zębów są luzy takie jak: luz międzyzębny (normalny) ( $j_n$ ) i luz wierzchołkowy ( $c$ ) (rys. 3.5). Są one istotne, ponieważ warunkują poprawność współpracy poprzez m.in. redukcję deformacji cieplnych i sprężystych, jak i pozwalają na zapewnienie prawidłowej grubości warstwy oleju między bokami zębów współpracujących. Na rysunku 3.5 zaznaczono również parametr  $a_w$ , który definiuje odległość osi współpracujących kół w przekładni [91, 102].



Rys. 3.5. Rysunek poglądowy luzów w walcowej przekładni zębatej [91, 102]

Najczęściej jako kształt zarysu zęba stosuje się zarys ewolwentowy [91], co wynika ze względu na m.in. zapewnienie stałości przeniesienia napędu, brak wrażliwości na zmianę odległości osi, łatwości wykonania przy zachowaniu wysokiej dokładności i małej chropowatości powierzchni bocznych zębów oraz zachowanie stałego kierunku działającej siły międzyzębnej podczas zazębienia kół.

Ewolwentę tworzy linia prosta, która odtacza się względem koła zasadniczego (parametr  $d_w$  na rys. 3.5) o zadanym jego promieniu ( $r_b$ ). Dla przekładni zębatych o zazębieniu ewolwentowym właściwe jest, że linia prosta przechodząca przez punkty  $G_1$  i  $G_2$  stanowi linię przyporu, która przechodzi przez centralny punkt zazębienia (C) i względem stycznej MM poprowadzonej przez punkt C do kół tocznych jest nachylona pod kątem zarysu ( $\alpha$ ) (rys. 3.6) [102]. Między kołem zasadniczym, a dnem wrębu zęba poprowadzona jest krzywa przejściowa, której kształt wynika z m.in. kinematyki obróbki wieńca zębatego. Jej kształt ma umożliwić m.in. swobodne poruszanie się wierzchołka zęba współpracującego koła [91, 102].



Rys. 3.6. Zazębienie ewolwentowe [102]

Podczas konstruowania koła zębatego uwzględnia się m.in. parametry mechaniczne (m.in. trwałość), koszt wykonania (koszt obróbki zgrubnej i wykańczającej oraz użytego materiału), ogólne przeznaczenie (jako przekładnie napędów głównych lub napędów pomocniczych) oraz wielkość serii produkcji [98, 102, 133]. Przez wzgląd na powyższe wymienione parametry najczęściej wykonywane są koła jednolite osadzone na wale. Ze względu na oszczędność materiału oraz potrzebę redukcji masy kół zębatych oraz masy przekładni, a tym samym całego układu napędowego modyfikowana jest geometria tarczy (m.in. w przypadku kół odlewanych) [69, 103, 137, 144]. Na rysunku 3.7 przedstawiono przykładowe koła zębate o zredukowanej masie, w których zmodyfikowano tarczę poprzez zastosowanie symetrycznych wybrań i otworów walcowych rozmieszczonych względem osi obrotu. Zastosowane konstrukcje zazwyczaj stosuje się do kół o średnicy podziałowej do 500 [mm] [122].

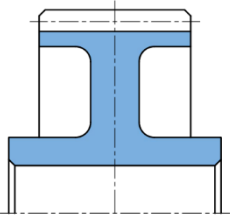
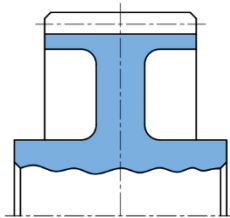
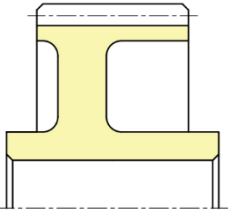
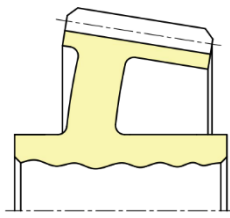
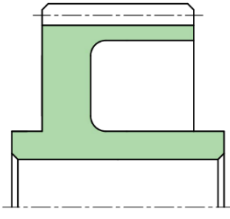
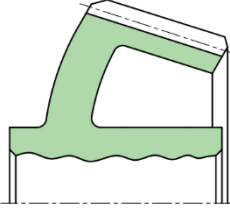


Rys. 3.7. Przykładowe koła zębate jednolite o zmodyfikowanej geometrii tarczy

Podczas konstruowania kół o zredukowanej masie i modyfikacji geometrii tarczy istotne jest także jej usytuowanie względem piasty i wieńca zębatego koła. Symetryczne usytuowanie

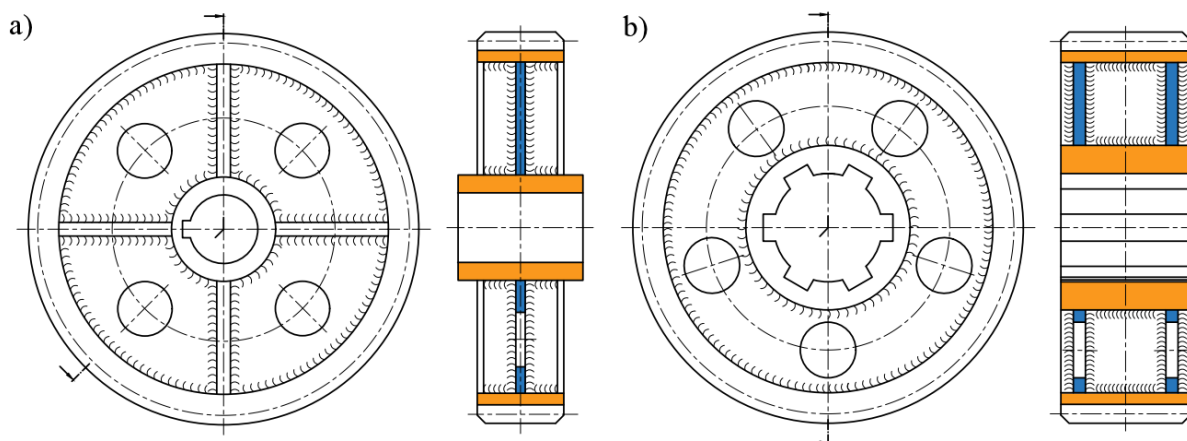
tarczy względem wieńca zębatego i piasty w walcowych kołach zębatych szczególnie wykonanych z materiałów polimerowych nie powoduje deformacji związanych z ich konstrukcją. Zazwyczaj deformacje w polimerowych kołach zębatych występują gdy tarcza jest jednostronna, lub nie znajduje się na środku wieńca i piasty (tab. 3.1) [69, 103, 133].

Tabela 3.1. Przykłady usytuowania tarczy względem wieńca i piasty polimerowego koła zębatego oraz wynikające z tego deformacje (opracowano na podstawie [69])

Usytuowanie tarczy	Projektowane położenie tarczy	Deformacje wynikające z konstrukcji tarczy
Tarcza na środku piasty i wieńca		
Tarcza poza środkiem piasty i wieńca		
Tarcza umieszczona bocznie do wieńca		

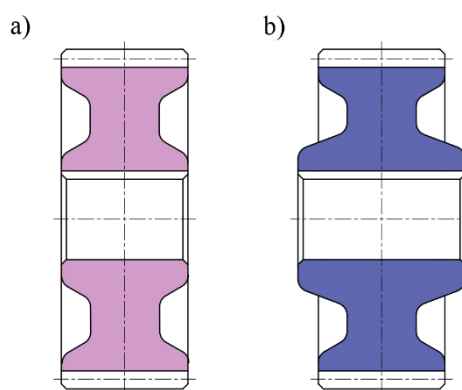
Dla kół o średnicy podziałowej do 1000 [mm] i użytkowanych w przekładniach dużych mocy najczęściej stosowane są koła z wzmocnieniami w postaci żeber, jak i konstrukcje skorupowe spawane [97, 98, 122]. Kształty zastosowanych wybrań w wymienionych kołach zależą głównie od stosowanych procesów technologicznych, od wymagań i od rozmiarów kół [97]. W kołach spawanych, obok kół jednotarczowych używanych do węższych wieńców zębatych (rys. 3.8a), wtedy gdy wieńiec zębaty jest szerszy, stosowane są koła o konstrukcji dwutarczowej, tzw. koła skorupowe (rys. 3.8b). Od zastosowanej konstrukcji koła zębatego zależy również jego wytrzymałość zmęczeniowa. Z tego względu podczas opracowywania geometrii koła dąży się do minimalizacji powstawania zjawiska karbu [102].





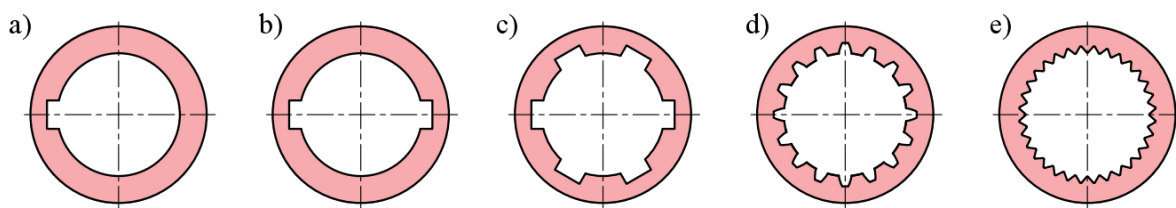
Rys. 3.8. Przykładowe konstrukcje kół zębatach spawanych: (a) jednotarczowe koło i (b) dwutarczowe koło typu I (opracowano na podstawie [97])

Kolejnym zagadnieniem obejmującym konstrukcję koła zębatego jest geometria piasty. Geometria jej otworu jest zgodna z geometrią zastosowanego wału maszynowego. Średnicę wału maszynowego określa się na podstawie obliczeń dotyczących jego wytrzymałości na zginanie połączonej ze skręcaniem, która jest zależna m.in. od przenoszonego momentu obrotowego i mocy oraz prędkości obrotowej. Grubość ścianki piasty przyjmuje się w zależności od zastosowanego materiału i od średnicy czopa wału, na którym ma być osadzone koło zębate. W kołach zębatach stosowanych w przekładniach o niskiej mocy, szerokość piasty jest zazwyczaj równa szerokości wieńca zębatego. Natomiast w kołach zębatach wysokiej mocy piasta jest przeważnie szersza od wieńca zębatego i jest ona na ogół wykonywana symetrycznie względem wieńca zębatego i tarczy (rys. 3.9) [102]. Podczas opracowywania geometrii piasty niekiedy dąży się, by jej czoło minimum z jednej strony pokrywało się z czołem wieńca zębatego ze względu na ułatwienie podparcia podczas nacinania koła zębatego [42], jak i ze względu na zamocowanie podczas obróbki większej liczby kół w jednym procesie [102].



Rys. 3.9. Przykładowe konstrukcje kół zębatach walcowych: (a) koło gładkie z piastą równą szerokości wieńca zębatego i (b) koło z piastą szerszą od wieńca zębatego (opracowano na podstawie [102])

W celu połączenia wału z kołem zębatym stosuje się połączenia wpustowe lub wielowypustowe, w których to wpust przenosi zadany moment obrotowy (rys. 3.10). Liczbę wpustów i ich geometrię dobiera się na podstawie średnicy czopa wału, na którym ma być osadzone koło zębate, wybranego materiału i dopuszczalnych naprężeń na naciski powierzchniowe. Jeśli obliczona i dobrana długość wpustu jest dłuższa niż zastosowana długość piasty koła zębatego i czopa wału, to stosuje się dwa wpusty (rys. 3.10b) lub połączenie wielowypustowe (z wielowypustem równoległym (rys. 3.10c) lub ewolwentowym (rys. 3.10d)). Niekiedy stosuje się również wielokarby (wielokliny) (rys. 3.10e). Od dobrego rodzaju połączenia między wałem, a kołem zębatym zależy geometria piasty [60, 72, 102].



Rys. 3.10. Przykładowe konstrukcje otworów w piaście stosowane w kołach zębatych: (a) otwór z jednym rowkiem na wpust, (b) otwór z dwoma rowkami na wpust, (c) otwór z wielowypustem równoległym, (d) otwór z wielowypustem ewolwentowym, (e) otwór z wielokarbem

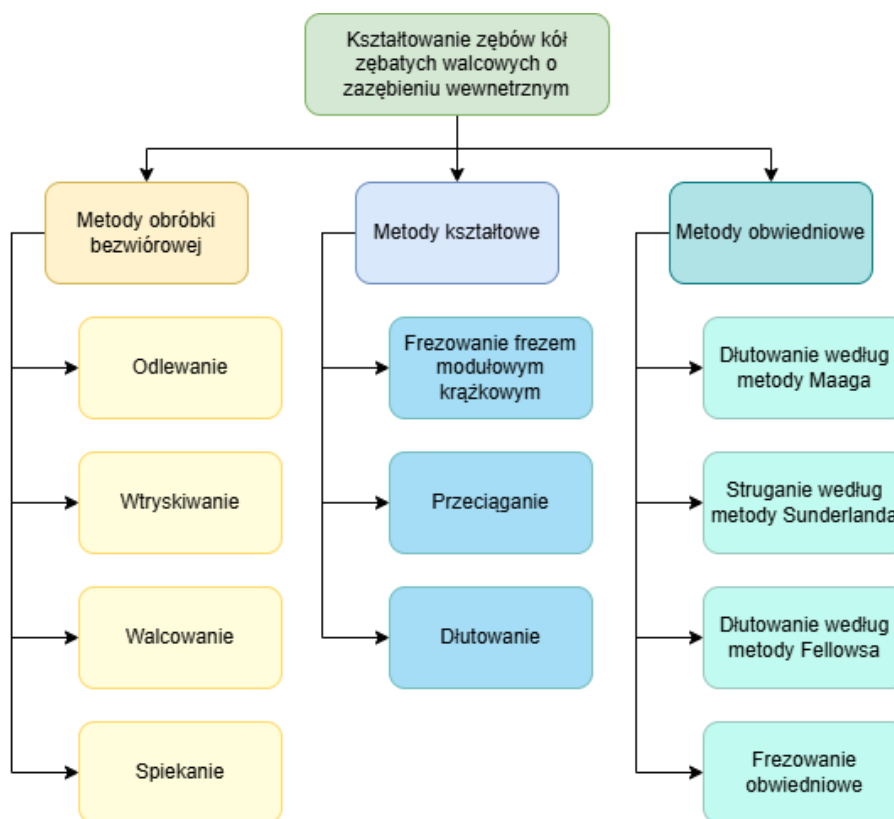
Mając opisane podstawowe parametry definiujące koło zębate, które przedstawiono na przykładzie walcowego koła zębatego o zębach prostych, jak i również najczęściej stosowane modyfikacje w obszarze tarczy, kolejnym przedstawionym zagadnieniem będą metody wytwarzania kół zębatych i materiały stosowane do ich produkcji.



## 4. Metody wytwarzania kół zębatach i stosowane materiały

### 4.1. Metody ubytkowe

Zastosowana geometria koła zębatego jest ściśle powiązana z wybranym materiałem i metodą wytwarzania [122]. O doborze metody wytwarzania decydują również wymiary koła, wymagana dokładność wykonania zębów, zastosowanie koła i rodzaj uzębienia (zewnętrzne lub wewnętrzne) [60]. Materiał dobiera się ze względu na specyfikę przenoszonych sił, przeznaczenie przekładni, jej wielkość oraz czynniki ekonomiczne [102]. W rozdziale 4 skupiono się na metodach związanych z wytwarzaniem wieńca zębatego, ponieważ od jego dokładności wykonania w głównej mierze zależą warunki współpracy przekładni zębatej. Na rysunku 4.1 przedstawiono metody kształtowania zębów na przykładzie walcowych kół zębatach o uzębieniu zewnętrznym w zakresie obróbki zgrubnej i kształtującej.

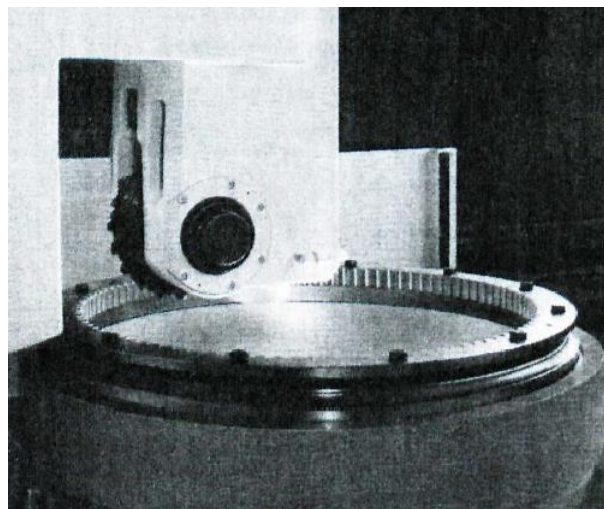


Rys. 4.1. Metody kształtowania uzębienia walcowych kół o zazębieniu zewnętrznym w obrębie obróbki zgrubnej i kształtującej [42]

Przed wykonaniem obróbki wieńca zębatego wykonywana jest obróbka otoczki koła zębatego. Podczas niej kształtowane są powierzchnie służące jako bazy do nacinania oraz kontroli uzębienia. Od dokładności jej wykonania zależy dokładność wykonanego wieńca zębatego [60].

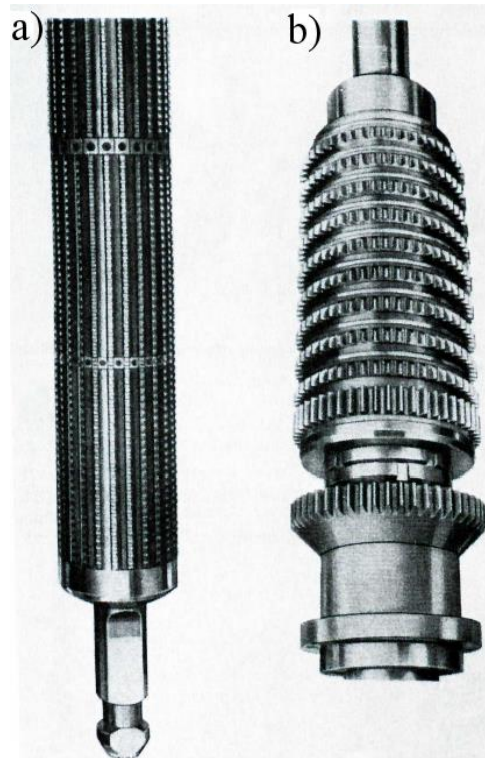
Do metod ubytkowych używanych do wytwarzania zębów kół zakwalifikowano metodę kształtową i obwiedniową, w których uzębienie jest nacinane. W metodzie kształtowej zęby są wykonywane narzędziem o zarysie odpowiadającym zarysowi wrębu zębów [122]. Powoduje to, że metoda ta należy do metod mało dokładnych. Wadą tej metody jest również trudność ustawienia narzędzia obróbkowego dokładnie w płaszczyźnie symetrii wykonywanego wrębu, błędy podziałki i jej wysoki koszt, ponieważ do każdego koła o danej liczbie zębów, danym module i kącie przyporu jest wymagane inne narzędzie obróbkowe [42].

W metodzie kształtowej zęby mogą być wykonywane poprzez frezowanie przy użyciu modułowego frezu krążkowego (rys. 4.2) lub palcowego, poprzez przeciąganie lub dłutowanie. Najczęściej używa się metody polegającej na frezowaniu frezem krążkowym na frezarce uniwersalnej z wykorzystaniem podziałnicy. Natomiast frez palcowy jest stosowany przy wytwarzaniu uzębienia kół o dużym module lub przy problematycznym wybiegu narzędzia obróbkowego [42]. Frezowanie kształtowe jest używane przy produkcji jednostkowej lub niskoseryjnej m.in. w maszynach i urządzeniach rolniczych, w okrętach i w małych przyrządach, w których koła wykonywane są z takich materiałów jak stale konstrukcyjne i stale wysokiej jakości [60].



Rys. 4.2. Wykonanie zębów w kole o ząbieniu wewnętrznym frezem modułowym krążkowym [42]

Przy produkcji wielkoseryjnej, zwłaszcza przy kołach o uzębieniu wewnętrznym, używane jest przeciąganie należące do metody kształtowej. Dzieli się je na przeciąganie wstępne i wykańczające [42]. Narzędzia używane do tej metody przedstawiono na rysunku 4.3.



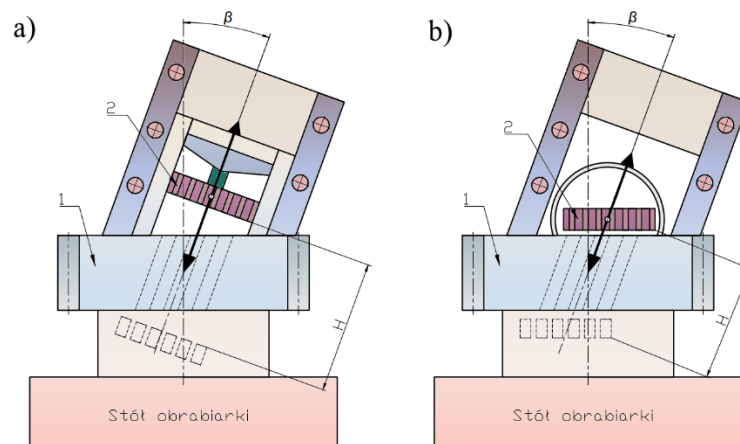
Rys. 4.3. Przykładowe narzędzia używane do wykonania uzębienia w walcowych kołach zębatych o uzębieniu wewnętrznym w metodzie przeciągania: przeciągacz do kształtowania wstępnego (a) i wykańczającego (b) [42]

Częściej niż na dłutownicach uniwersalnych, na dłutownicach specjalnych stosuje się metodę związaną z kształtowym nacinaniem zębów poprzez dłutowanie do wykonywania zębów o prostej linii zęba w kołach o uzębieniu wewnętrznym i zewnętrznym. Metoda ta nie jest powszechnie stosowana [42].

Kolejnym rodzajem metody stosowanej do kształtowania zębów jest metoda obwiedniowa. Polega ona na nacinaniu zębów poprzez kolejne położenia krawędzi narzędzia skrawającego. Wykonuje ono ruch roboczy oraz ruch toczny wraz z wykonywanym kołem zębatym. Nacinanie zębów może odbywać się na zasadzie współpracy koła zębatego i zębatki lub współpracy dwóch kół. Do metod obwiedniowych zalicza się dłutowanie według metody Maaga i Fellowsa, frezowanie obwiedniowe i struganie według metody Sunderlanda [42].

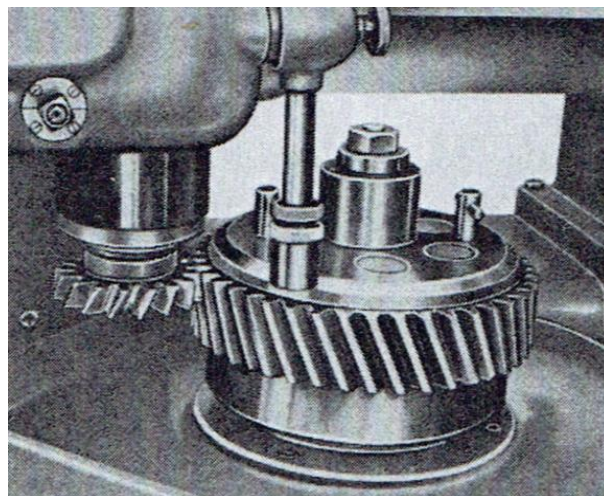
Metodą Maaga wykonywane są uzębienia kół o zębach prostych i śrubowych z użyciem dłutowania (rys. 4.4). W niej narzędzie stanowiące zębatkę wykonuje ruch dłutujący, a ruch toczny jest realizowany przez obrabiane koło. Ruch toczny polega na obrocie koła wokół własnej osi wraz z ruchem przesuwowym. Zaletą tej metody jest narzędzie o prostej geometrii z prostoliniowymi krawędziami skrawającymi, które jest łatwe do wykonania z zachowaniem wysokiej dokładności. Główną wadą metody Maaga jest niska wydajność, dlatego częściej jest stosowana do kół o dużym module i dużych gabarytach niż do kół o mniejszych wymiarach [42]. Metoda Maaga stosowana jest zazwyczaj do produkcji kół zębatych w średniej

wielkości serii. Do ich wytwarzania stosuje się m.in. stale konstrukcyjne, stale do nawęglania, stale niestopowe i stopowe [60].



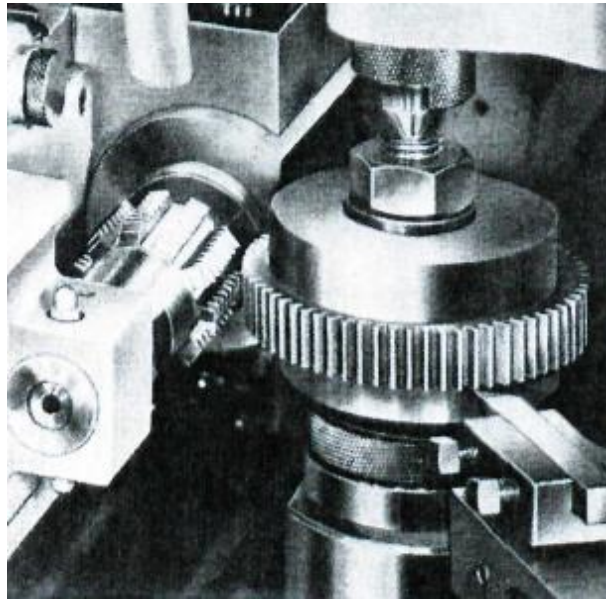
Rys. 4.4. Mechanizm nacinania zębów śrubowych według metody Maaga, gdzie narzędzie w postaci zębatki jest: (a) o zębach prostych, (b) o zębach śrubowych. Oznaczenia na rysunku: H - skok roboczy narzędzia, 1 - koło zębate nacinane, 2 - zębatka (narzędzie),  $\beta$  - kąt pochylenia linii zęba (opracowano na podstawie [42])

W metodzie Fellowsa, podobnie jak w metodzie Maaga, również stosowane jest dłutowanie do wykonywania uzębienia w kołach o prostej i śrubowej linii zęba (rys. 4.5). Narzędzie stanowi dłuto modułowe o geometrii zbliżonej do koła zębatego. W opisywanej metodzie ruch toczny polega na ruchu obrotowym wykonywanego koła i narzędzia obróbkowego. Dodatkowo występują również ruchy takie jak ruch dłutujący i ruchy promieniowe. Metoda Fellowsa jest powszechnie stosowana ze względu na wysoką wydajność spowodowaną ciągłością obróbki, wysoką dokładnością i krótkim wybiegiem narzędzia w zestawieniu do np. frezowania obwiedniowego [42].

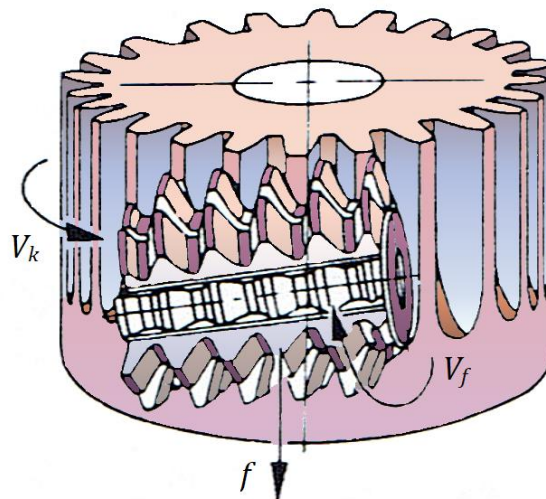


Rys. 4.5. Wykonywanie uzębienia pojedynczego koła śrubowego na dłutownicy Fellowsa [42]

Frezowanie obwiedniowe (metoda Pfautera), podobnie jak metoda Fellowsa, jest również powszechnie stosowana ze względu na ciągłość obróbki, wysoką wydajność oraz możliwość nacinania zębów o prostej i śrubowej linii zęba (rys. 4.6). Narzędzie w metodzie Pfautera stanowi frez ślimakowy. Ruchy obrotowe wykonywanego koła i frezu muszą być skoordynowane ze sobą. Narzędzie obróbkowe wykonuje ruch posuwowy i obrotowy, a koło jedynie ruch obrotowy (rys. 4.7) [42].



Rys. 4.6. Przykład nacinania zębów prostych metodą Pfautera [42]



Rys. 4.7. Ogólna zasada frezowania obwiedniowego (metoda Pfautera), gdzie:  $V_k$  - prędkość obrotowa obrabianego koła,  $V_f$  - prędkość obrotowa narzędzia (freza),  $f$  - posuw narzędzia [42]

Kolejną metodą obwiedniową służącą do wykonywania uzębienia jest metoda Sunderlanda. Polega ona na struganiu obrabianego koła. Zębátka stanowi narzędzie, która wykonuje ruch strugający i ruch przesuwowy. Obrabiane koło wykonuje jedynie ruch



obrotowy. Metoda ma charakter przerywany (podobnie jak metoda Maaga). Ze względu na m.in. konieczność położenia obrabianego koła w pionie, metoda Sunderlanda nie jest powszechnie stosowana [42].

Podsumowując, do metod ubytkowych najczęściej stosowanych przy kształtowaniu zębów można zaliczyć metodę Fellowsa i frezowanie obwiedniowe. Należą one do metod charakteryzujących się ciągłością obróbki i wysoką wydajnością. Metody te wzajemnie się uzupełniają, przez co coraz częściej w produkcji wieloseryjnej są one aplikowane w jednej obrabiarce [42]. Używane są one do produkcji kół, od których wymagana jest m.in. duża niezawodność, wysoka wytrzymałość i trwałość oraz dokładne przenoszenie napędu. Są stosowane do wytwarzania kół w konstrukcjach lotniczych, branży motoryzacyjnej oraz w zastosowaniach specjalistycznych (m.in. w licznikach, przyrządach pomiarowych). Do ich produkcji wykorzystuje się m.in. takie materiały jak: stale konstrukcyjne, stale do nawęglania i bezpośredniego hartowania, stale niestopowe i stopowe, stale wyższej jakości i stopy tytanu [60].

Oprócz zastosowanej metody obróbki do wytworzenia uzębienia w kołach uwzględnia się wytrzymałości zęba na naciski powierzchniowe i wytrzymałości na zginanie przy podstawie zęba zależną m.in. od materiału. Podczas jego wyboru na koła zębate także należy wziąć pod uwagę nie tylko jego twardość i stosowane obciążenie statyczne, ale również jego wytrzymałość zmęczeniową, czyli odporność na zmienne obciążenia, takie jak: rozciąganie, ściskanie, skręcanie i ścinanie, zarówno jednostronne, jak i obustronne [72, 102]. Jako materiały charakteryzujące się m.in. wysoką wytrzymałością trwałą na obukierunkowe i jednokierunkowe zginanie oraz wysoką granicą plastyczności przy zginaniu stosuje się stale konstrukcyjne (stopowe i węglowe), staliwa węglowe oraz żeliwo (ciągliwe i maszynowe). Z kolei dla kół, w których nie jest wymagana wysoka wytrzymałości używane są m.in. mosiądze, brązy oraz stopy lekkie (aluminiowe i magnezowe) [102].

Metody ubytkowe należą do metod wytwarzania kół zębatych, w których powstają liczne odpady na skutek obróbki półfabrykatu. Kolejną grupą metod są metody tzw. bezwiórowe, w których udział odpadów w produkcji gotowego wyrobu jest mniejszy niż przy metodach ubytkowych. Opisano je w kolejnym podrozdziale.

## **4.2. Metody bezwiórowe**

Do wytwarzania kół zębatych, obok metod ubytkowych, stosowane są metody bezwiórowe, do których można zaliczyć wtryskiwanie, odlewanie, walcowanie i spiekanie (rys. 4.1) [42].

Wtryskiwanie w przypadku produkcji kół zębatach jest stosowane głównie do wytwarzania ich z tworzyw termoplastycznych. Charakteryzuje się ono tym, że koła wykonywane są na gotowo, bez konieczności stosowania obróbki wykańczającej jak to czasami ma miejsce w metodzie kształtowej i obwiedniowej [122]. Coraz częściej materiały polimerowe używane są do produkcji kół zębatach m.in. ze względu na: wysoką zdolność tłumienia drgań, prostotę z nich wytwarzania, niskie koszty produkcji, odporność na korozję, cichobieżność podczas pracy, samosmarowność, równomierne rozłożenie naprężeń na całej długości zęba [44, 73, 135].

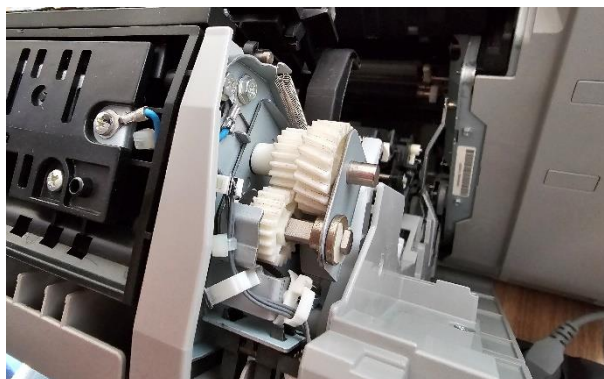
Otrzymywanie kół przy użyciu metody odlewania w formach piaskowych jest stosowane jedynie do kół o niskiej dokładności (od 10 klasy dokładności do pozaklasowych), których moduł jest większy lub równy 8 [mm]. Spiekanie natomiast stosowane jest do kół o małych gabarytach w napędach, w których zapewnienie odpowiednich warunków smarowania jest skomplikowane. Przy wielkoseryjnej produkcji kół zębatach o zębach prostych lub śrubowych wytworzonych z materiałów o wytrzymałości na rozciąganie niżej lub równej 1100 [MPa], stosuje się niekiedy walcowanie, do którego można zaliczyć walcowanie na tokarkach lub walcarkach planetarnych oraz walcowanie dwiema przeciwbieżnymi szczękami [42].

Do produkcji kół zębatach z materiałów termoplastycznych stosowane są także metody ubytkowe przedstawione w rozdziale 4.1 [139]. Metoda formowania wtryskowego w zestawieniu do metod ubytkowych zwiększa wykorzystanie materiału surowcowego z ok. 55 [%] do 95 [%], dlatego też jest stosowana częściej w produkcji wieloseryjnej [58].

Najczęściej do produkcji kół zębatach wykonanych z materiałów polimerowych ze względu na swoje właściwości stosowane są takie materiały jak: nylon, poliamid (ang. Polyamide - PA), poliacetal, poliwęglan (ang. Polycarbonates - PC), laminaty fenolowe, politereftalan butylenu i poliuretan [44, 73]. Poliamidy typu 6 (PA6), 6.6 (PA6.6) i 12 (PA12) oraz poliacetal bez użycia nanonapełniacza charakteryzują się m.in. wysoką wytrzymałością statyczną i zmęczeniową oraz odpornością na ścieranie i wysoką zdolnością do tłumienia drgań. Koła zębatach wytworzone z poliacetalu i polistyrenu (ang. Polystyrene - PS) odznaczają się wysoką stabilnością wymiarową i niską nasiąkliwością wodą [135].

Coraz częściej jednak do produkcji kół zębatach używane są materiały kompozytowe, w których dzięki dodaniu domieszek do materiału bazowego zwiększa się ich parametry mechaniczne i wytrzymałościowe [6, 51, 82, 134]. Poprzez skojarzenie kół zębatach wytworzonych z różnych materiałów polimerowych oraz koła zębatego polimerowego z kołem zębatach wykonanym ze stopów metali także polepsza się parametry współpracy przekładni

[58, 74, 145]. Na rysunkach 4.8 - 4.11 zaprezentowano przykładowe zastosowania polimerowych kół zębatych wytworzonych przy użyciu metody formowania wtryskowego.



Rys. 4.8. Napęd podajnika w drukarce laserowej

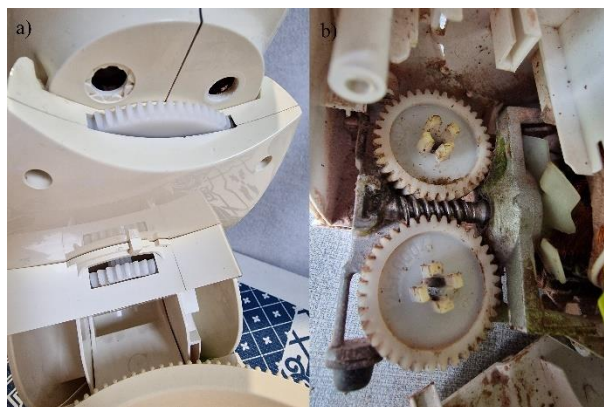


Rys. 4.9. Napęd CD (ang. Compact Disc - płyta kompaktowa)



Rys. 4.10. Mechanizm przeniesienia napędu w wentylatorze





Rys. 4.11. Misa obrotowa miksera (a) oraz układ przeniesienia napędu z silnika elektrycznego na mieszadła miksera (b)

Opisane metody wytwarzania kół zębatach ubytkowe i bezwiórowe mają ograniczenia związane z dokładnością wykonania i wytworzenia geometrii, np. dla kół formowanych wtryskowo. Od wyboru metody wytwarzania koła zębatego zależy jego geometria i możliwości jej modyfikacji. Wraz z czwartą rewolucją przemysłową coraz większe znaczenie również w przemyśle mają technologie szybkiego prototypowania, w tym technologie addytywne, które umożliwiają tworzenie konstrukcji niemożliwych lub trudnych do wykonania tradycyjnymi metodami.

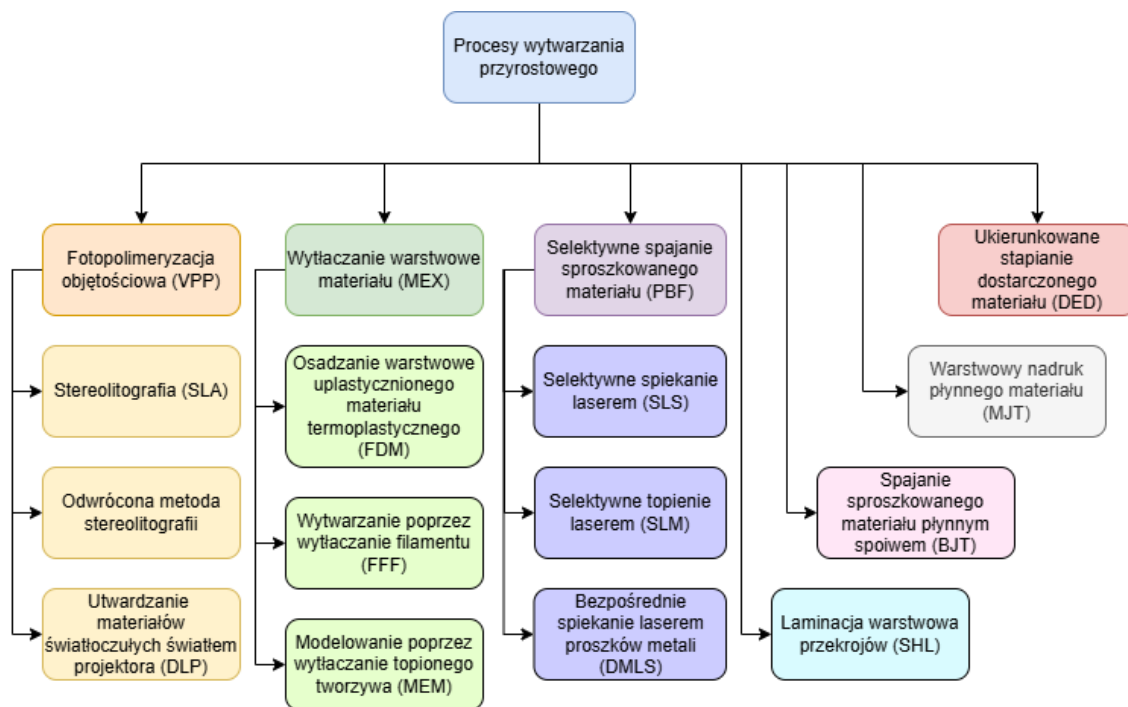
### 4.3. Metody addytywne

Technologie addytywne (AM) są obecnie uznawane w przemyśle za jedną z ważniejszych i najbardziej perspektywicznych technologii w zakresie produkcji ze względu na ich zalety. Są one widoczne na etapie prototypowania elementów maszyn oraz tworzenia spersonalizowanych wyrobów często o niekonwencjonalnej geometrii [20, 110].

Koncepcją technologii addytywnych jest wytworzenie fizycznego modelu (na podstawie pliku zawierającego trójwymiarową geometrię obiektu) poprzez spiekanie, nakładanie lub utwardzanie kolejnych warstw materiału o różnej grubości [18, 108, 120]. Poprzez zastosowanie technologii addytywnych możliwe jest zredukowanie strat materiałowych, uzyskanie niższych kosztów produkcji szczególnie przy złożonych elementach [59].

Z tego względu, iż technologie addytywne bazują na modelach opracowanych w systemach CAD możliwe jest wytworzenie złożonych geometrii, które są niemożliwe do uzyskania poprzez metody konwencjonalne [3, 59]. Ta właściwość pozwala na stworzenie konstrukcji lekkich, których wytrzymałość niekiedy jest zbliżona do wytrzymałości elementów litych, w tym również kół zębatach ze zmodyfikowaną i nietypową strukturą tarczy [45, 59].

Na rysunku 4.12 przedstawiono podział technologii przyrostowych ze względu na procesy, który wykonano na podstawie normy ISO/ASTM DIS 52900 [19, 20]. Wymienione technologie można użyć pośrednio lub bezpośrednio w celu wytworzenia pary współpracujących kół zębatach. W niektórych przedstawionych metodach wytwarzania przyrostowego, możliwe jest wytworzenie modeli bez generowania dodatkowych odpadów ze względu na zastosowany proces technologiczny i na geometrię wytwarzanego elementu [59].



Rys. 4.12. Podział procesów wytwarzania według normy ISO/ASTM DIS 52900 (opracowano na podstawie [20, 59])

Pierwszą grupę stanowią procesy, w których stosowana jest fotopolimeryzacja objętościowa (ang. VAT Photopolymerization - VPP). W niej poszczególne warstwy materiału są utwardzane za pomocą skoncentrowanej wiązki światła UV (ang. Ultraviolet radiation - promieniowanie ultrafioletowe). Proces ten jest oparty na stereolitografii, w której materiałem budulcowym jest żywica, gdzie laser utwardza kolejne warstwy materiału zgodnie z geometrią modelu. Proces ten może być wykonany przy wykorzystaniu odwróconej metody stereolitografii objętościowej przy użyciu światła UV emitowanego z lasera (ang. Stereolithography (SLA) - stereolitografia) lub z rzutnika (ang. Digital Light Processing (DLP) - utwardzanie materiałów światłoczułych światłem projektora) [20, 59].

Kolejną grupę stanowią procesy związane z wytłaczaniem warstwowym materiału (ang. Material Extrusion - MEX) przez dyszę podgrzaną do temperatury uplastycznienia

dla określonego materiału. Następnie materiał jest przetłaczany do postaci nitki, z której to poprzez ruchy robocze głowicy lub stołu roboczego tworzony jest fizyczny model. Materiał stygnie i wiąże się z poprzednio ułożonymi warstwami detalu [20, 59, 64]. W technologii MEX wykorzystywane są najczęściej materiały termoplastyczne takie jak m.in. PLA (ang. Polyacticacid - polilaktyd, kwas mlekowy), ABS (ang. Acrylonitrile-butadiene-styrene Copolymer - terpolimer akrylonitrylo-butadieno-styrenowy), PC, PEEK (ang. Polyether Ether Ketone - polieteroeteroketon) i ASA (ang. Acrylonitryle Styrene Acrylate - akrylonitryl-styren-akryl). Metoda MEX może być stosowana do wytworzenia elementów maszyn, w tym kół zębatach (rys. 4.13) [59].



Rys. 4.13. Przykładowe części maszyn wytworzone z użyciem technologii FFF

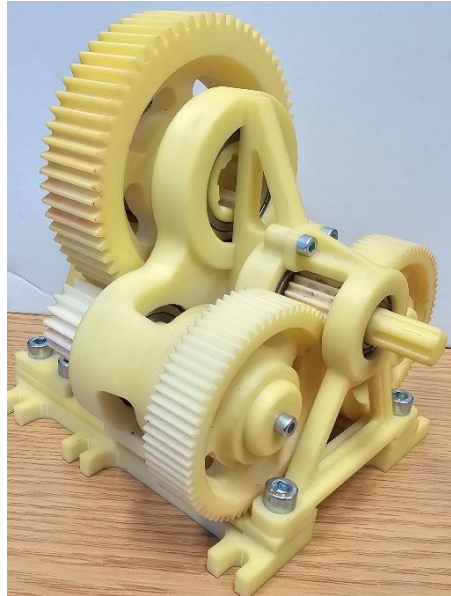
W przyjętej klasyfikacji uwzględniono także procesy związane z selektywnym spajaniem sproszkowanego materiału (ang. Powder Bed Fusion - PBF). W nich używana jest skupiona energia, która spaja kolejne warstwy materiału w obszarze objętości pokładu proszkowego. Najczęściej jako materiał proszkowy stosowane są materiały ceramiczne oraz stopy metali, do których kolejno wykorzystywana jest najczęściej technologia SLS (ang. Selective Laser Sintering - selektywne spiekanie laserem) oraz DMLS (ang. Direct Metal Laser Sintering - bezpośrednie spiekanie laserem proszków metali) i SLM (ang. Selective Laser Melting - selektywne topienie laserem) [20, 59].

Do metod przyrostowych zaliczane są również następujące procesy [20, 59]:

- W procesie DED (ang. Directed Energy Deposition - ukierunkowane stapianie dostarczonego materiału) stapianie materiału odbywa się poprzez skupioną energię w postaci wiązki lasera, łuku plazmowego lub wiązki elektronów. Następnie, poprzez układ optyczny energia jest skupiona na głowicy, do której dostarczany jest proszek metalowy i gaz osłonowy, a następnie tworzona jest geometria detalu.

- W procesie warstwowego nadruku płynnego materiału (ang. Material Jetting Additive - MJT) kolejne warstwy płynnej żywicy są układane i utwardzane za pomocą światła UV. Zazwyczaj na struktury wspierające stosowane są inne żywice niż na model fizyczny. Metoda ta pozwala na uzyskanie modeli o wysokiej w odniesieniu do innych metod dokładności wymiarowo-kształtowej.
- Nadrukowywanie płynnego spoiwa w postaci kleju na sproszkowany materiał na podstawie modelu warstwowego obiektu jest wykorzystywane w procesie spajania sproszkowanego materiału płynnym spoiwem (ang. Binder Jetting - BJT). Opisany proces prototypowy należy do niewielu, w którym możliwe jest dodanie tekstur fotorealistycznych na model przestrzenny w jednym procesie.
- Procesem, który nie jest już powszechnie wykorzystywany przez przemysł jest laminacja warstwowa przekrojów (ang. Sheet Lamination - SHL). W przebiegu procesu wycinane są kolejno przekroje modeli, między którymi naniesione jest spoiwo w postaci kleju. Dodatkowo są wykonywane nacięcia w celu ułatwienia usunięcia zbędnego materiału z bloku sklejonych arkuszy, by wydobyć z niego gotowy model fizyczny.

Wśród systemów związanych z technologiami addytywnymi, do wytwarzania kół zębatach najbardziej rozpowszechnione są takie metody jak: stereolitografia, wytwarzanie poprzez wytłaczanie tworzywa oraz selektywne spiekanie laserem [31]. Najpowszechniej używanymi technologiami wśród wymienionych dla materiałów polimerowych są FFF i FDM (ang. Fused Deposition Modelling - osadzanie warstwowe uplastycznionego materiału termoplastycznego). Stosowane są głównie na etapie prototypowania i wstępnej weryfikacji wymiarowo-kształtowej wytworzonych elementów maszyn. Wynika to z m.in.: szerokiej gamy materiałów o różnorodnych właściwościach, niższych kosztów w porównaniu do pozostałych systemów (głównie na początkowym etapie związanym z zakupem urządzenia), niskiej temperatury pracy, wysokiej łatwości użytkowania, szerokiej dostępności dla rynku konsumenckiego, a także co ważne kompaktowego rozmiaru urządzeń prototypujących [31, 59, 63]. Na rysunku 4.14 przedstawiono przykładową przekładnię zębatą wykonaną w technologii FDM.



Rys. 4.14. Przekładnia zębata wykonana w technologii FDM

Technologie FFF i FDM posiadają jednak znaczące wady związane m.in. z jakością powierzchni wytworzonych detali, stosunkowo wolnym proces wytworzenia oraz ograniczenia związane z wymiarami detali z powodu gabarytów platformy roboczej urządzenia prototypującego. Ze względu na wielość parametrów odpowiedzialnych za proces wytwarzania, trudno jest określić najlepszą możliwą konfigurację. Wspomniana cecha w niektórych przypadkach stanowi jednakże zaletę, ponieważ ze względu na możliwość edycji parametrów procesu wytwórczego jest możliwość jego dostosowania do indywidualnych potrzeb i właściwości materiału [31].

Najpopularniejszym materiałem wykorzystywanym w technologiach FFF i FDM jest PLA. Wynika to z m.in. biodegradowalności, odporności na tłuszcze i oleje oraz ceny [40, 59, 63]. Jest on również bardziej wytrzymały od PS, PP (ang. Polypropylene - polipropylen) i PET (ang. Polyethyleneterephthalate - politereftalan etylenu) [63]. Mimo lepszej wytrzymałości PLA jest tworzywem mało plastycznym, nieodpornym na podwyższone temperatury i na promieniowanie UV oraz wykazuje przełom kruchy [34, 67]. Materiał ten może być także modyfikowany poprzez dodanie m.in. włókien węglowych w celu poprawy wytrzymałości na rozciąganie [147]. Na rysunku 4.15 przedstawiono przykładową parę współpracujących kół wytworzonych z materiału PLA.



Rys. 4.15. Przykładowa para współpracujących kół wykonana z materiału PLA

Kolejnym podstawowym materiałem prototypowym dostępnym u większości producentów i powszechnie stosowanym jest ABS [34]. Ze względu swoje właściwości jest on często stosowany w warunkach domowych. ABS jest również często modyfikowany poprzez dodanie domieszek, m.in. PC, w celu poprawy właściwości mechanicznych. Charakteryzuje się m.in. wysokim wydłużeniem podczas prób związanych z wytrzymałością na rozciąganie, odpornością na ścieranie, łatwością ekstruzji [9, 34, 67]. Co więcej, ze względu na właściwości materiału ABS związane z jego odkształceniem sprężystym w zakresie stosowalności prawa Hooke'a i wyraźną granicą plastyczności, możliwe jest pozyskanie danych związanych z jego wytrzymałością na rozciąganie i skręcanie. Dzięki temu na ich podstawie można wykonać analizy numeryczne elementów [15, 71]. ABS wykazuje niską odporność na wilgoć oraz wysoki skurcz co sprawia, że niekiedy na wytworzonych elementach pojawiają się pęknięcia i pojedyncze rozwarstwienia [67].

Producenci zmieniają składy podstawowych tworzyw polimerowych używanych w technologiach przyrostowych m.in. na osnowie ABS, POM (ang. Polyoxymethylene - polioksymetylen), PC oraz PA [103]. Z tego względu wytworzone detale są coraz częściej i powszechniej używane w budowie maszyn, gdzie są stosowane m.in. w procesie formowania prototypów elementów urządzeń. Ich zastosowanie umożliwia początkową weryfikację poprawności montażowej i geometrycznej. Prototypy te są stosowane w maszynach i urządzeniach, np. przy produkcji wałów i kół zębatach [23, 26].

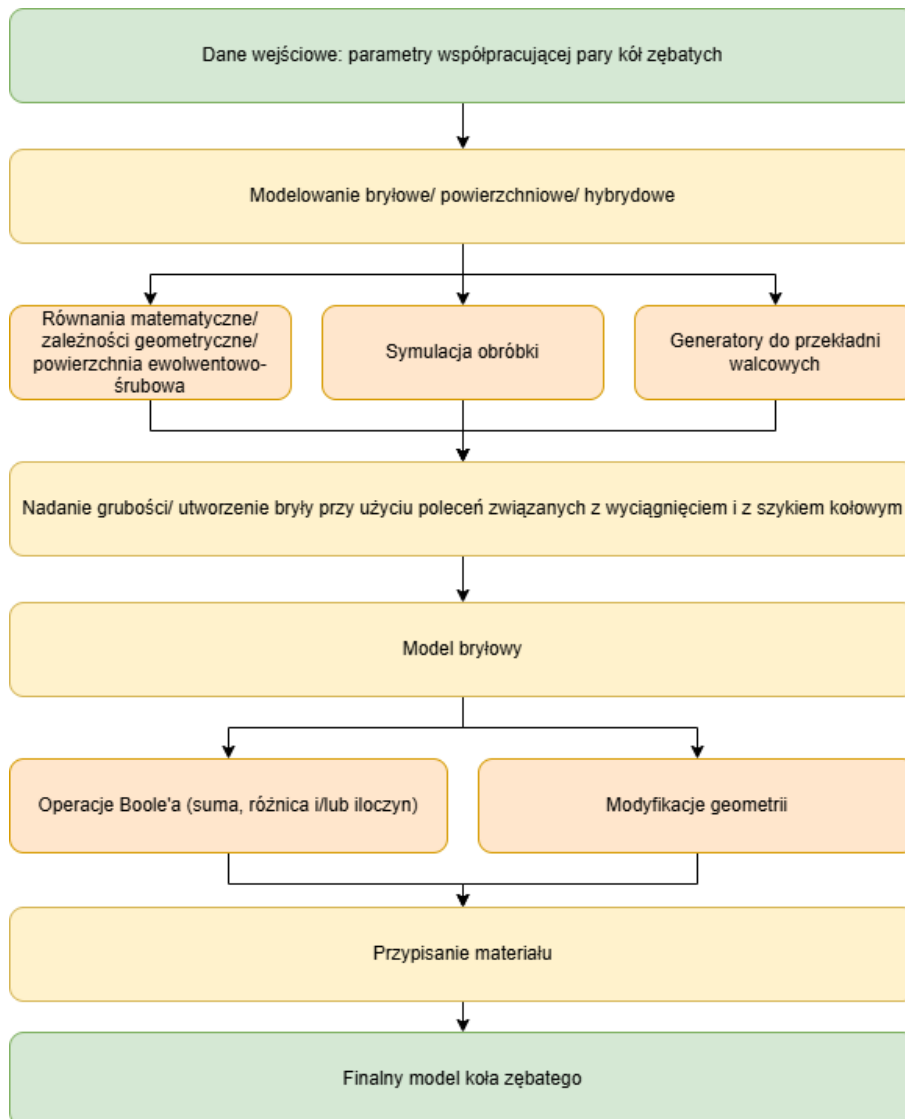
Konstrukcja koła zębatego, wybór materiału i metody jego wytworzenia (metody ubytkowe i bezwiórowe oraz technologie AM) są pośrednio powiązane z metodami modelowania CAD. Z tego powodu w kolejnym rozdziale przedstawiono metody modelowania kół zębatach ze szczególnym uwzględnieniem metod kształtowania uzębienia.

## 5. Modelowanie CAD kół zębatach

W związku z rozwojem metod stosowanych do produkcji kół zębatach, w tym także zwiększenie znaczenia i udziału technologii AM w wytwarzaniu elementów maszyn wraz z czwartą rewolucją przemysłową, występuje potrzeba posiadania modelu 3D zawierającego pełną geometrię koła/ wyrobu. Stanowi on bazę do wytworzenia wyrobu końcowego. Modele bryłowe umożliwiają również przeprowadzenie analiz geometrycznych ząbienia (m.in. wyznaczenie śladu styku), pozwalają na ocenę poprawności pracy przekładni na etapie modelowania w oprogramowaniu CAD i na przeprowadzenie wstępnych analiz wytrzymałościowych z użyciem metody elementów skończonych (MES). W oparciu o model 3D projektuje się formy wtryskowe do wytwarzania kół zębatach z materiałów polimerowych oraz wykonuje analizy dokładności geometrycznej wyrobów końcowych prowadzone z użyciem technik pomiarowych, wykorzystujących m.in. skanery 3D lub współrzędnościowe maszyny pomiarowe [130, 132].

Na rysunku 5.1 przedstawiono schemat zawierający główne etapy projektowania modelu bryłowego koła zębatach w programach CAD. Mogą się one różnić w zależności od wybranego programu. Proces modelowania rozpoczyna się od danych wejściowych uzależnionych od wymagań. Determinują one dalsze etapy związane z utworzeniem modelu. Można zastosować modelowanie bryłowe, powierzchniowe lub hybrydowe. Następnie, przy zastosowaniu jednej z metod modelowania ząbienia koła zębatach (opisane w późniejszej części rozdziału) otrzymywany jest model 3D. Na nim wykonywane są dodatkowe działania związane z modyfikacją geometrii w obszarze tarczy i piasty koła zębatach. Po przypisaniu materiału do utworzonej bryły, otrzymywany jest gotowy model bryłowy koła zębatach.





Rys. 5.1. Ogólne etapy procesu modelowania koła zębatego

Metodyka modelowania uzębienia kół zębatach obejmuje metody związane z tworzeniem ewolwenty bazujące na jej wykreśleniu na podstawie zbioru punktów według równania ewolwenty, w wyniku odtaczania prostej względem okręgu zasadniczego bez poślizgu oraz na podstawie powierzchni ewolwentowo-śrubowej. Do modelowania uzębienia kół stosowana jest także metoda uwzględniająca zastosowanie symulacji obróbki. Metody związane z tworzeniem ewolwenty i z zastosowaniem symulacji obróbki pozwalają na wykonanie modelu parametrycznego. Trzecią grupę stanowią generatory do konstruowania kół zębatach na podstawie wprowadzonych danych, które są dostępne w oprogramowaniu CAD (m.in. w Autodesk Inventor) [132].

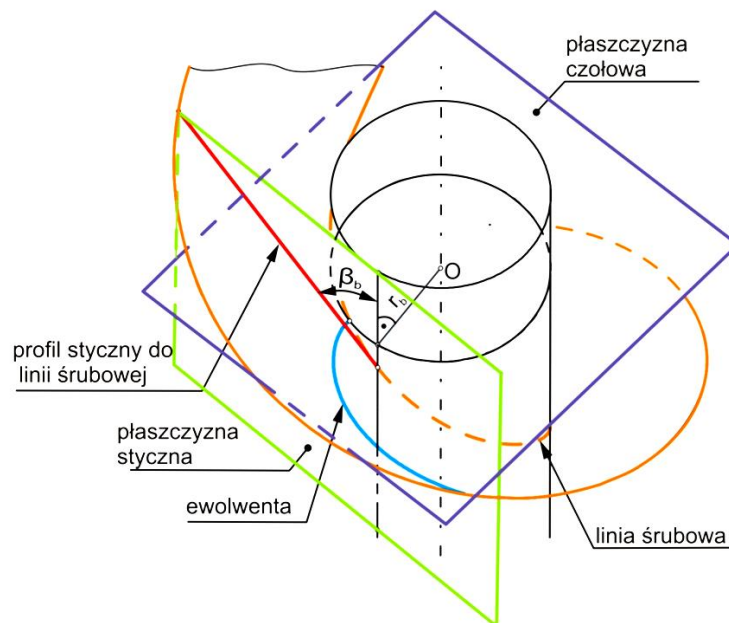
Wśród metod stosowanych przy wyznaczaniu ewolwenty można wyróżnić [130, 132]:

- Metodę wykreślenia ewolwenty ze zbioru punktów na podstawie równań matematycznych ewolwenty z użyciem programu, np. MS Excel, języka



programowania (np. C++), „ręcznie” lub z zastosowaniem równań matematycznych bezpośrednio w danym systemie CAD. Wyznaczone punkty utworzone z użyciem zewnętrznego oprogramowania są importowane do programu CAD (np. Inventor, CATIA). Na ich podstawie wykreślana jest ewolwenta.

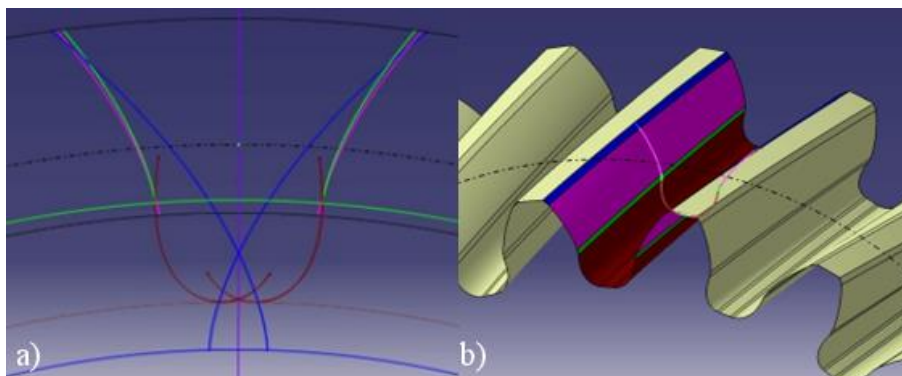
- Metodę wyznaczenia ewolwenty z użyciem zależności geometrycznych powstałych na zasadzie odtaczania prostej bez poślizgu względem okręgu zasadniczego. Punkt związany z prostą styczną do okręgu podczas odtaczania wykreśla ewolwentę. Przyjmuje się, że długość łuku między punktem wyznaczonym przez prostą styczną do okręgu zasadniczego, a punktem początkowym leżącym na okręgu zasadniczym, ma być równy odcinkowi prostopadłemu do promienia wodzącego ewolwenty.
- Do wyznaczenia ewolwenty można również użyć metody związanej z utworzeniem powierzchni ewolwentowo-śrubowej. Po utworzeniu powierzchni na skutek przeciągnięcia odcinka względem zadanej linii śrubowej, po przecięciu płaszczyzną czołową prostopadłą do osi linii śrubowej, powstaje krzywa będąca ewolwentą (rys. 5.2). Podczas tworzenia powierzchni ewolwentowo-śrubowej należy zachować orientację względem osi utworzonej linii śrubowej.



Rys. 5.2. Przykład powierzchni ewolwentowo-śrubowych ograniczonych płaszczyznami czołowymi

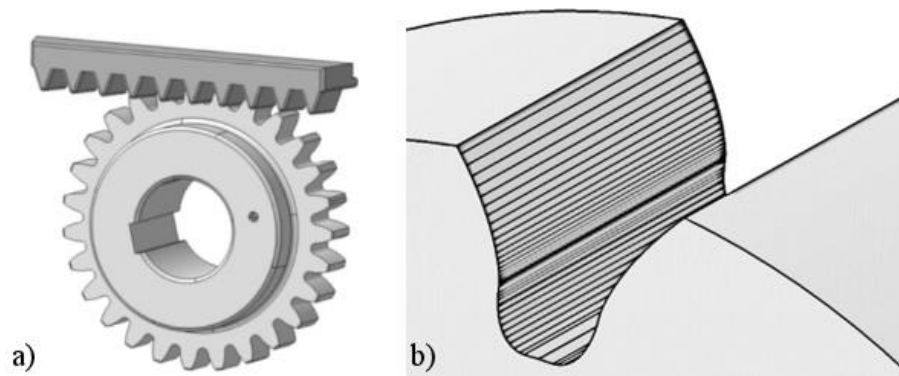
Dla metod dotyczących generowania ewolwenty na podstawie równań matematycznych, zależności geometrycznych wynikających z odtaczania prostej bez poślizgu względem okręgu zasadniczego i na podstawie powierzchni ewolwentowo-śrubowej konieczne jest utworzenie krzywej przejściowej między okręgiem zasadniczym, a okręgiem podstaw.

Jej utworzenie bywa problematyczne. Kłopotliwe bywa również jej ustawienie względem utworzonej ewolwenty. Po wygenerowaniu ewolwenty i krzywej przejścia wykonywane są operacje mające na celu uzyskanie kompletnego modelu powierzchniowego (rys. 5.3) lub bryłowego koła zębatego z uwzględnieniem parametrów niezbędnych do poprawnej pracy takich jak np. luz obwodowy [130, 132].



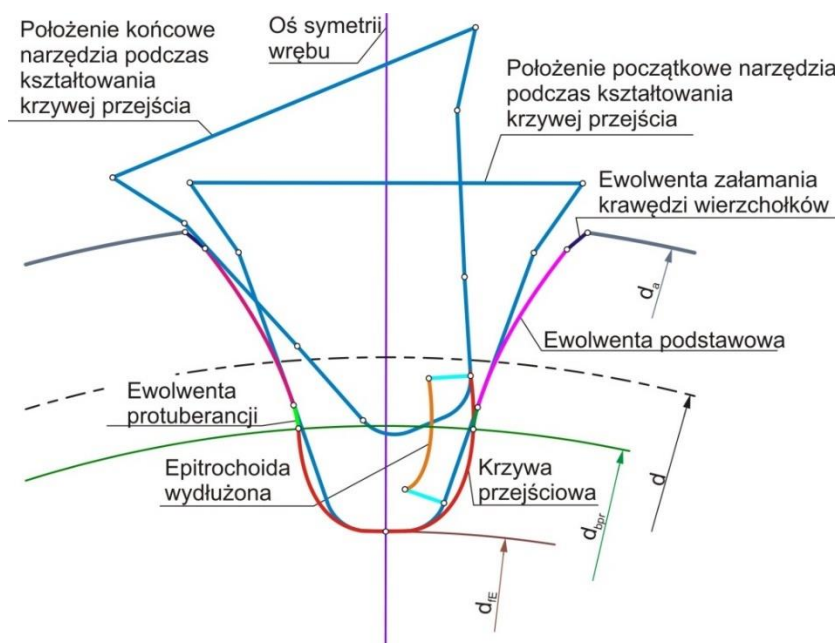
Rys. 5.3. Wybrane etapy opracowywania uzębienia koła: (a) utworzenie ewolwenty stanowiącej bok zęba i krzywej przejściowej, (b) wykonanie pełnego zarysu wieńca koła zębatego

Kolejną metodą stosowaną do modelowania uzębienia koła jest odwzorowanie rzeczywistego procesu przeprowadzanego na obrabiarce poprzez zastosowanie symulacji obróbki kół zębatych w programie CAD [130]. Pozwala to na zdefiniowanie wpływu kinematyki użytego procesu nacinania uzębienia w zestawieniu do faktycznych warunków na obrabiarce [131]. Symulacja jest prowadzona między bryłą otoczki przedmiotu obrabianego, a bryłą narzędzia obróbkowego poprzez zmianę w sposób dyskretny położenia narzędzia obróbkowego. Może ona być dwu- lub trójwymiarowa. Przykład takiej symulacji w metodzie obwodniowej przedstawiono na rysunku 5.4a, w którym narzędzie stanowi zębatka. Narzędzie może stanowić również frez ślimakowy w symulacji frezowania obwodniowego. Dla metody dłutowania (metody Fellowsa) narzędzie obróbcze stanowi koło. W sposób krokowy (iteracyjny) w programie CAD wykonywane są operacje polegające na odejmowaniu bryły narzędzia od bryły obrabianego przedmiotu. W wyniku tego powstaje zarys wrębu stanowiący obwódnie wielu dyskretnych położenia narzędzia obróbczego [130]. Wykonany wręb charakteryzuje się graniastością powierzchni roboczych zębów (rys. 5.5b). Może to stanowić wadę w aspekcie niektórych zastosowań. Położenia narzędzia wynikają z kinematyki rzeczywistego procesu obróbkowego, która zależy od wybranej metody [132].



Rys. 5.4. Symulacja obróbki narzędziem zębatkowym na przykładzie walcowego koła zębatego (a) i wynik symulacji nacinania zębów koła zębatką (b)

Poprzez zastosowanie symulacji obróbki wyznaczona zostaje jednocześnie krzywa przejściowa w podstawy z uwzględnieniem kształtu narzędzia i jego narożna, a także kinematyki procesu obróbki. W ten sposób na podstawie epitrochoidy wydłużonej jest generowana krzywa przejściowa (rys. 5.5) [130].



Rys. 5.5. Reguła utworzenia krzywej przejściowej podstawy zęba w aspekcie obróbczego zazębienia zewnętrznego

Tworzenie modeli kół zębatych poprzez symulację obróbki można podzielić na dwie metody [130 - 132]:

- W pierwszej metodzie uwzględniona zostaje symulacja kinematyki odtaczania. W niej obrabiane koło zębate jest unieruchomione, natomiast ruchy kształtujące są wykonywane przez narzędzie. Jest to spowodowane eliminacją błędu związanego z przybliżeniem funkcji trygonometrycznych definiujących macierz obrotu

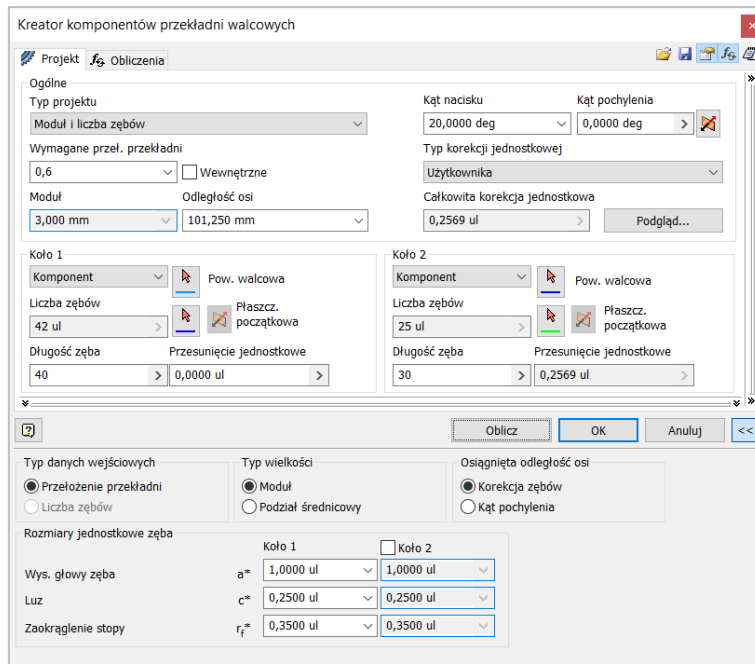
obrabianego koła. Przy uwzględnieniu wielokrotnego obrotu o ustalony, stały kąt jest on kumulowany. Na początku tworzony jest osobny plik zawierający informacje związane z położeniem narzędzia w danym położeniu obwiedniowym. Jego tworzenie jest podobne do wcześniej opisanych metod wykreślenia ewolwenty, z tym że bazą jest okrąg podziałowy (nie okrąg zasadniczy). W złożeniu, oprócz utworzonego wcześniej osobnego pliku, umieszczane są także położenia określające kilkukrotne użycie narzędzia obróbkowego. Podobnie jak w przypadku koła, również w celu uniknięcia koncentracji błędu powstałego na skutek iteracyjnego (wielokrotnego) obrotu narzędzia obróbkowego jest wykonywana modyfikacja. Polega ona na tym, że narzędzie jest obracane ze swojego stałego, wzorcowego położenia. W przygotowanym pliku mogą być zawarte dane związane z m.in. różnymi współczynnikami korekcji. Następne położenia obwiedniowe są otrzymywane poprzez kopiowanie istniejącego złożenia i modyfikowanie parametru odpowiedzialnego za początkowe położenie. Jest to powtarzane do momentu osiągnięcia zaplanowanej liczby położeń. Na tej podstawie uzyskuje się pełną geometrię wrębu w postaci bryły. Ostatnim etapem jest odjęcie bryły narzędzia od bryły otoczki we wszystkich założonych położeniach obwiedniowych. Następnie wykonywany jest szyk kołowy w celu powielenia wykonanego wrębu koła. W tej metodzie przemieszczenie narzędzia względem wyznaczonej ścieżki jest realizowane ze zmiennym krokiem, który wzrasta względem ścieżki, i od niego zależy dokładność odwzorowania.

- Druga metoda polega na przeciągnięciu narzędzia po ścieżce w celu zamodelowania wrębu międzyzębnego. W początkowym etapie wyznaczana jest ewolwenta odwinięta z okręgu podziałowego koła zębatego. Stanowi ona tor ruchu reprezentatywnego punktu narzędzia podczas obróbki, który porusza się względem koła zębatego. Koło jest unieruchomione. Narzędzie ma zachowaną orientację względem stycznej do wyznaczonego toru ewolwentowego. Ewolwentę można wyznaczyć jedną z wcześniej opisanych metod. Następnie opracowany jest szkic (w wybranych systemach CAD szkic parametryczny) z uwzględnieniem m.in. kąta przyporu, wysokości stopy i głowy zęba, szerokości narzędzia obróbkowego na średnicy podziałowej i luzu obwodowego. Na podstawie szkicu wykonywana jest bryła narzędzia obróbkowego. Kolejno rozmieszcza się ją w sposób dyskretny w dopasowanym szkicu poprzez użycie narzędzia szyk prostokątny lub szyk wzdłuż ścieżki. W nim kierunek/ ścieżkę stanowi tor wcześniej wyznaczonego punktu charakterystycznego narzędzia (evolwenta). Odległość między poszczególnymi wystąpieniami szyku

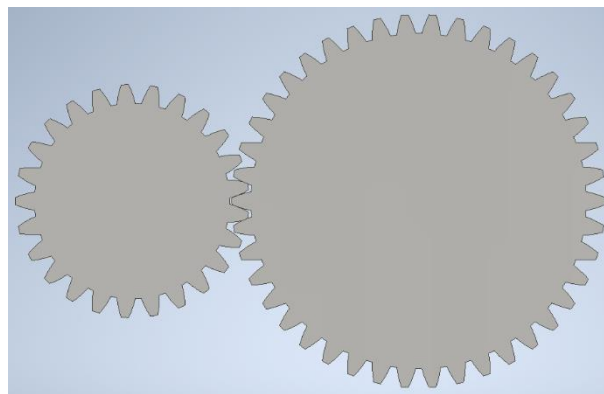
oraz orientacja narzędzia są zdefiniowane względem krzywej. W ten sposób wyznaczone jest „wyjście” narzędzia ze środkowego położenia. W przypadku kół zębatych o zębach śrubowych, w celu zdefiniowania drugiego położenia narzędzia obróbkowego („wejście” narzędzia), opisane wyżej operacje można powtórzyć w przeciwnym kierunku odtaczania ewolwenty. Dla kół o zębach prostych wykonuje się odbicie lustrzane względem płaszczyzny symetrii wrębu. Następnie poprzez odjęcie bryły od modelu koła i użycie polecenia związanego z utworzeniem szyku kołowego otrzymywany jest gotowy model koła zębatego. Uzyskany zarys wrębu jest zdyskretyzowanym odwzorowaniem przy założonej liczbie kroków.

Metody związane z kształtowaniem uzębienia poprzez symulacje obróbki charakteryzują się uzyskiwaniem pełnej geometrii wrębu oraz możliwością parametryzacji, przez co możliwe jest opracowywanie modeli bryłowych kół zębatych dla różnych danych wejściowych bez konieczności tworzenia każdorazowo nowej geometrii [131]. Zestawiając metodę symulacji obróbki uwzględniającą kinematykę odtaczania z przeciągnięciem narzędzia wzdłuż ścieżki, zarysy dna utworzonego wrębu nie są jednakowe. Wynika to z przyjęcia stałego kroku dyskretyzacji w drugiej z wymienionych metod symulacji. Jest on zbyt duży w początkowym etapie [130]. Wadą tych metod jest także powstanie graniastości powierzchni roboczych zębów. Przy generowaniu plików np. w formacie .stl wprowadzone są błędy, powodujące m.in. nieprawidłowe lub uniemożliwiające działanie maszyny prototypującej.

Ostatnią metodą stosowaną przy modelowaniu uzębienia koła jest wykorzystanie narzędzi programowych umożliwiających wygenerowanie modeli kół zębatych. Są one dostępne w większości zaawansowanych systemów CAD np. w programie Autodesk Inventor. W wymienionym systemie utworzenie koła zaczyna się od rozpoczęcia pracy w pliku złożeniowym, w których uruchomiony zostaje kreator komponentów przekładni walcowej (rys. 5.6). W nim wprowadzone zostają dane wejściowe dotyczące projektowanej pary współpracujących kół. Po uruchomieniu obliczeń, w zależności od wcześniej wybranych opcji, tworzone są modele kół zestawione w przekładnie zębatą (rys. 5.7) [81, 131].

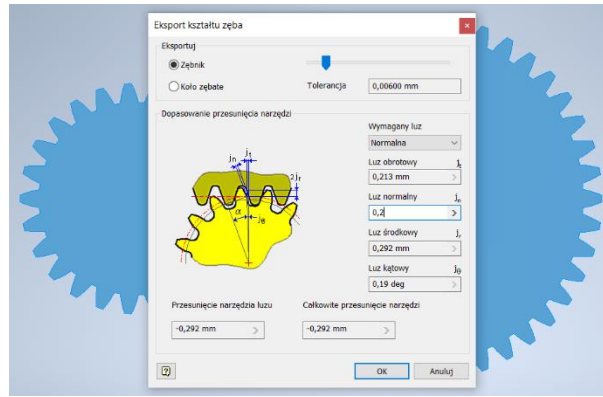


Rys. 5.6. Okno polecenia związanego z generowaniem przekładni zębatach w programie Autodesk Inventor



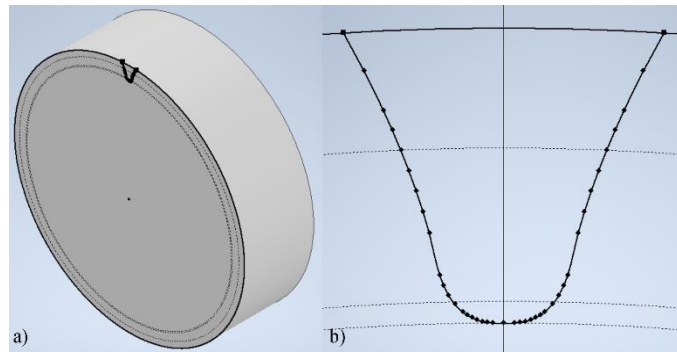
Rys. 5.7. Wygenerowana para współpracujących kół zębatach

Geometria wrębów wygenerowanych kół zębatach jest uproszczona. Powoduje to, że nie są one zdadne do ich bezpośredniego zastosowania w wytwarzaniu, symulacjach i pomiarach. Z tego względu należy wykonać eksport kształtu zęba. Operacja ta generuje koło zębata z wysoką dokładnością z uwzględnieniem m.in. wprowadzonej wartości luzu obwodowego (rys. 5.8).



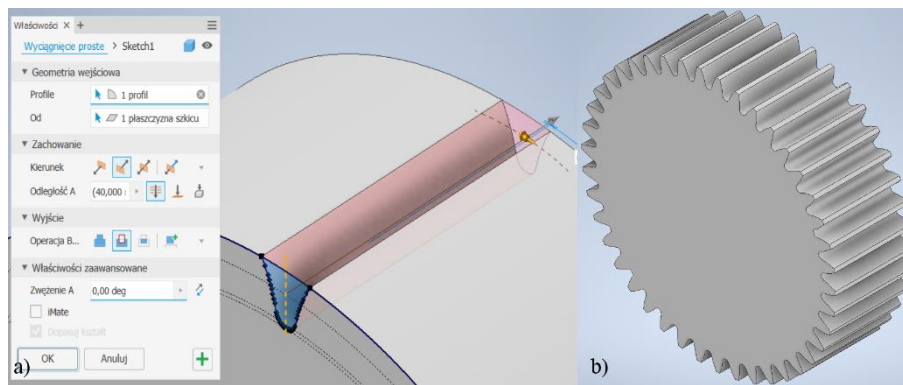
Rys. 5.8. Eksport kształtu zęba przykładowego koła zębatego przekładni

W wyniku eksportu kształtu zęba otrzymywana jest otoczka koła ze szkicem pojedynczego wrębu (rys. 5.9). Zarys wrębu jest oparty o zależności matematyczne. Generowane są punkty, które są łączone krzywymi [81, 131].



Rys. 5.9. Otrzymany model koła po eksporcie kształtu zęba: (a) widok izometryczny, (b) szkic pojedynczego wrębu

W celu wykonania kompletnego modelu bryłowego koła zębatego wykonywana jest operacja odjęcia eksportowanego wrębu zęba z użyciem np. wyciągnięcia prostego dla koła zębatego walcowego o zębach prostych. Następnie utworzony wręb jest powielany poprzez użycie polecenia szyk kołowy (rys. 5.10). W tak opracowanym modelu koła wykonuje się kolejne operacje związane z modelowaniem bryłowym polegające na ukształtowaniu piasty i modyfikacjach tarczy [81, 131].



Rys. 5.10. Operacja wyciągnięcia prostego pojedynczego wrębu (a) wraz z finalnym modelem bryłowym pojedynczego koła zębatego (b)

Generatory związane z kształtowaniem pary współpracujących kół zębatych są połączeniem metod związanych z tworzeniem ewolwenty (z równań matematycznych, z zależności wynikających z odtaczania prostej po okręgu zasadniczym bez poślizgu i w wyniku przecięcia płaszczyzną prostopadłą powierzchni ewolwentowo-śrubowej) i metod dotyczących symulacji obróbki. W generatorach możliwe jest wprowadzenie zmian związanych z m.in. luzem obwodowym, modyfikacją kształtu narzędzia obróbczego. Mimo swoich zalet generatory mają wadę. Podczas eksportu kształtu zarysu zęba szkic nie jest parametryczny. Powoduje to, że w razie konieczności zmiany parametrów całą procedurę należy wykonać na nowo [81, 131].

Istnieją także dedykowane oprogramowania służące do szczegółowego i zaawansowanego utworzenia, a także analizy napędów mechanicznych i ich składowych. Do nich należy m.in. program KISSsoft. Umożliwia on pełne projektowanie m.in. kół zębatych oraz całego mechanizmu na podstawie wprowadzonych danych wejściowych z uwzględnieniem wszystkich czynników (np. widma obciążeń, parametrów środków smarnych). W tym oprogramowaniu możliwe jest także wykonanie analiz związanych z m.in. wytrzymałością, uzębieniem i zazębieniem kół zębatych, błędami montażowymi, tolerancjami wykonania i zastosowanie tych wyników do optymalizacji parametrów kół zębatych dla określonych celów [21, 89].

Podsumowując, przedstawione metody umożliwiają utworzenie kół zębatych zgodnie z zadanymi parametrami. Połączenie tworzenia kół zębatych z użyciem metody symulacji obróbki lub poprzez konstrukcje ewolwenty wraz z narzędziami programowymi dostępnymi w programach CAD umożliwiają tworzenie modeli parametrycznych o zadanych parametrach. Pozwala to na wprowadzanie modyfikacji związanych z konstrukcją krzywą przejścia, czy też użyciem zmodyfikowanych narzędzi obróbkowych [129 - 132]. Do modelowania kół zębatych

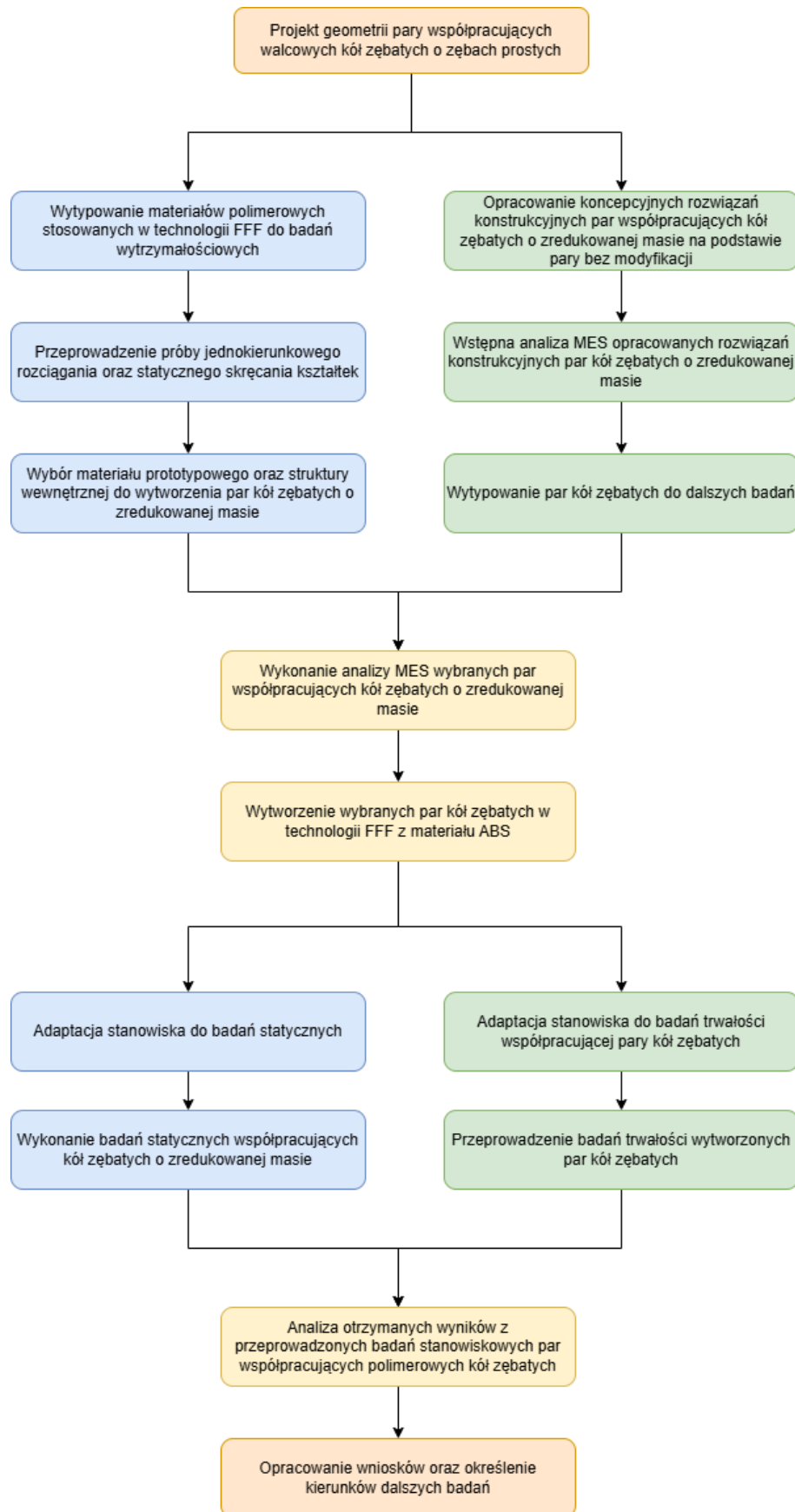


walcowych również często używane są generatory do kół zębatach, dostępne m.in. w Autodesk Inventor. Na podstawie wprowadzonych danych wejściowych związanych z danymi charakterystycznymi uzębienia i eksportu kształtu zęba generowany jest model koła zębatego [81, 131]. Są dostępne także zaawansowane narzędzia umożliwiające pełną modyfikację i generowanie kół zębatach z uwzględnieniem zadanych parametrów i wyników analiz przeprowadzonych w ich środowisku [21, 89]. Na podstawie przedstawionych metod stosowanych do modelowania kół, do kształtowania uzębienia walcowych kół o zębach prostych, będących tematyką niniejszej pracy doktorskiej, przyjęto generator kół zębatach programu Autodesk Inventor. Otrzymywana z jego użyciem pełna geometria jest gładka i pozbawiona graniastości. Geometria ta jest właściwa do dalszych etapów pracy.

## 6. Plan badawczy

Technologie przyrostowe są coraz częściej stosowane w przemyśle, m.in. w lotnictwie, w branży motoryzacyjnej i w medycynie. Umożliwiają one wytwarzanie elementów maszyn i urządzeń (np. kół zębatych), wyłącznie na podstawie pliku zawierającego geometrię wyrobu, z zastosowaniem dostępnych urządzeń i materiałów przy uwzględnieniu ich ograniczeń. Ciągły rozwój materiałów prototypowych, przede wszystkim termoplastycznych, pozwala na uzyskanie tworzyw o określonych właściwościach mechanicznych, materiałowych, wytrzymałościowych i wizualnych. Z tego powodu coraz częściej próbuje się zastąpić elementy wykonane ze stopów metali elementami wytworzonymi z materiałów polimerowych z użyciem technologii klasycznych oraz AM. Technologie te umożliwiają utworzenie konstrukcji lekkich, ażurowych i skorupowych, których wytrzymałość jest niekiedy zbliżona do wytrzymałości elementów litych. Przyczynia się to do redukcji masy i kosztów wytworzenia elementów przy zmaksymalizowaniu wykorzystania materiału. Przeszkodę stanowią elementy maszyn poddane średnim i wysokim obciążeniom, takie jak koła zębate. W ich przypadku istotną rolę odgrywają procesy związane z zazębieniem przekładni oraz z tarciami i pojawiającą się w związku z nim zwiększoną temperaturą.

Uwzględniając m.in. powyższe powody, jako cel pracy doktorskiej założono wykonanie analiz i badań stanowiskowych związanych trwałością zmodyfikowanej konstrukcji pary współpracujących kół zębatych wytworzonych z wybranego materiału polimerowego w technologii FFF. Na podstawie przyjętego celu pracy opracowano plan badawczy (rys. 6.1).



Rys. 6.1. Plan badawczy pracy doktorskiej

W pierwszej części rozprawy przeprowadzono analizę literatury. W niej skupiono się na rozwoju systemów CAD umożliwiających utworzenie skomplikowanej geometrii (w tym kół zębatych). Podkreślono także wzrost znaczenia oraz zastosowania materiałów polimerowych w przemyśle, w produkcji elementów maszyn i rozwoju technologii addytywnych. W analizie literatury uwzględniono również rozwój materiałów polimerowych w zakresie wytwarzania materiałów kompozytowych o coraz to lepszych parametrach mechanicznych. Zaakcentowano także potrzebę redukcji zużycia materiału w procesach wytwórczych elementów maszyn, ze względu na m.in. konieczność redukcji CO<sub>2</sub> i ochrony środowiska, które coraz częściej stają się przedmiotem dyskusji wśród rządów i opinii publicznej, także na poziomie europejskim i światowym.

W kolejnej części pracy doktorskiej przedstawiono przykładowy podział przekładni zębatych. Skupiono się również na podstawowych parametrach i ogólnej budowie koła zębatego na przykładzie walcowego koła o zębach prostych. Omówiono również stosowane konstrukcje w odniesieniu do tarczy i piasty koła zębatego. Przedstawiono metody stosowane przy wytwarzaniu kół zębatych (metody bezwiórowe, kształtowe i obwiedniowe) z dodatkowym uwzględnieniem technologii addytywnych. W ostatnim podrozdziale części teoretycznej przedstawiono i omówiono metody modelowania uzębienia kół zębatych.

Mając na uwadze, że w literaturze dostępne są informacje dotyczące badań polimerowych kół zębatych o module 1 [mm] lub mniejszym, postanowiono opracować parę współpracujących kół zębatych, których moduł wyniósł 2,5 [mm]. Na ich podstawie wykonano wstępne konstrukcje kół skupiające się na modyfikacji tarczy celem redukcji masy. Na podstawie przeprowadzonych wstępnych badań w środowisku Inventor Nastran 2021 wybrano następujące pary współpracujących kół do dalszych badań eksperymentalnych i numerycznych: cztery konstrukcje konwencjonalne (z wybraniem walcowym, z symetryczną tarczą bez wybrań, z symetryczną tarczą z wybraniem w postaci otworów walcowych i łukowych), jedną konstrukcję skorupową (z symetrycznymi tarczami i z wybraniem walcowym) oraz pięć konstrukcji ażurowych (z licznymi wybraniem walcowymi oraz z wybraniem w postaci trójkątów o różnej wysokości i otworami w postaci plastra miodu).

Na podstawie zebranych danych związanych z technologiami przyrostowymi i wpływem wybranych parametrów na właściwości wytworzonych detali, wybrano grupę sześciu materiałów prototypowych o odmiennych właściwościach, stosowanych w technologii FFF: dwa materiały powszechnie stosowane bez domieszek (ABS i PLA), dwa materiały kompozytowe na osnowie ABS (HABS (ang. Hard Acrylonitrile-butadiene-styrene Copolymer

- utwardzony terpolimer akrylonitrylo-butadieno-styrenowy) i PC/ABS (ang. ABS with PC - ABS z domieszką PC)) oraz dwa materiały z grupy elastomerów (UniHIPS (ang. High Impact Polystyrene - polistyren wysokoudarowy) i kompozyt o eksperymentalnym składzie: S&S (ang. Strong and Soft - wytrzymały i miękki)). Próbki umieszczono równolegle względem platformy roboczej urządzenia prototypującego, ponieważ jak pokazały badania przedstawione w pracy takie ułożenie zapewnia największą wytrzymałość. Wykonano próbę jednokierunkowego rozciągania i statycznego skręcania próbek z analizowanych materiałów prototypowych, w których zastosowano strukturę wewnętrzną typu kratka. Co więcej, zbadano wpływ gęstości zastosowanej struktury (13 [%], 15 [%], 20 [%], 65 [%], 80 [%] i pełne) na badane parametry wytrzymałościowe. Na podstawie przeprowadzonej analizy, jak i właściwości materiałowych, wytypowano materiał ABS do wytworzenia zaprojektowanych badawczych par kół zębatach. Prototypy wytworzono w technologii FFF na urządzeniu marki Prusa i3 MK3 (Prusa Research a.s, Praga, Czechy), przyjmując wypełnienie pełne.

Na podstawie danych otrzymanych po przeprowadzeniu prób wytrzymałościowych obliczono moduł Kirchoff'a i moduł Young'a dla próbek wytworzonych z materiału ABS. Następnie w oparciu o pozyskane dane, w Autodesk Inventor Nastran 2021 przeprowadzono analizę metodą elementów skończonych wszystkich wariantów konstrukcyjnych kół. Dane otrzymane doświadczalnie uzupełniono o dane zawarte na kartach materiałowych otrzymanych od producenta filamentu. W pracy przedstawiono wyniki uzyskane dla zębniaków. W analizie skupiono się na maksymalnych wartościach naprężenia von Mises i przemieszczenia całkowitego.

Po przeprowadzeniu analizy MES, wytworzono zaprojektowane pary współpracujących kół zębatach z materiału ABS. Wytworzone pary kół posłużyły do przeprowadzenia badań statycznych i prób trwałościowych na zaadaptowanych stanowiskach znajdujących się w Katedrze Konstrukcji Maszyn na Politechnice Rzeszowskiej. Podczas prób statycznych rejestrowano moment obciążający i kąt obrotu. Natomiast program cykli badania trwałościowego par współpracujących kół zębatach opracowano eksperymentalnie. Podczas omawianego badania rejestrowano prędkość, moment obrotowy, ciśnienie akustyczne występujące podczas pracy, zmianę temperatury w miejscu zazębienia oraz wykonywano zdjęcia termowizyjne. Próby stanowiskowe prowadzono aż do momentu uszkodzenia badanej pary. Pomędzy poszczególnymi cyklami badania trwałościowego kontrolowano wizualnie powierzchnie kół zębatach, w szczególności współpracujące powierzchnie zębów.

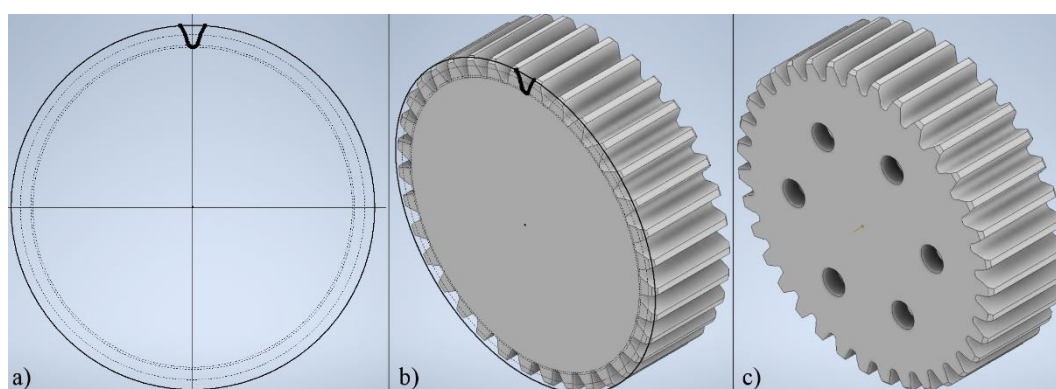
Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych opracowano wyniki i sformułowano wnioski. Zweryfikowano i porównano badania wykonane w oprogramowaniu Nastran 2021 do prób statycznych polimerowych par współpracujących kół zębatach o zredukowanej masie.

## 7. Opracowanie geometrii prototypów badawczych

Przedmiot badań stanowi współpracująca para walcowych kół zębatach o zarysie ewolwentowym o zębach prostych, której parametry przedstawiono w tabeli 7.1. Zaprojektowano ją w programie Autodesk Inventor Professional 2021 z użyciem generatora przekładni walcowych z uwzględnieniem luzu międzyzębego, który przyjęto na poziomie 0,25 [mm]. Wielkość tę założono ze względu na m.in. właściwości materiałów polimerowych, zastosowany proces wytwarzania i związaną z tym dokładność wykonania [44, 60, 122] (rys. 7.1). Parametry projektowanej pary współpracujących kół zębatach wynikały też z geometrii stanowisk badawczych zaadaptowanych do przeprowadzenia badań (statycznego i trwałościowego) zaprojektowanych kół.

Tabela 7.1. Wybrane parametry projektowanej pary współpracujących kół zębatach

Element przekładni (1)	Parametr	Zębniak (2)	Koło zębate (3)
Liczba zębów		35 ( $z_1$ )	46 ( $z_2$ )
Moduł [mm]		2,5 ( $m_n$ )	
Średnica podziałowa [mm]		87,5 ( $d_1$ )	115 ( $d_2$ )
Kąt zarysu [°]		20 ( $\alpha$ )	
Odległość osi [mm]		101,25 ( $a_w$ )	
Szerokość wieńca zębatego [mm]		27,5 ( $b_1$ )	25 ( $b_2$ )



Rys. 7.1. Wybrane etapy modelowania koła zębatego w programie Autodesk Inventor Professional 2021:  
 (a) eksportowany kształt zarysu zęba, (b) zamodelowanie koła z wykorzystaniem polecenia szysk kołowy  
 i (c) przykładowe koło ze zmodyfikowaną geometrią tarczy

Tarczę i piastę współpracującej pary zaprojektowano również w programie Autodesk Inventor Professional 2021 z zastosowaniem poleceń związanych z modelowaniem bryłowym.

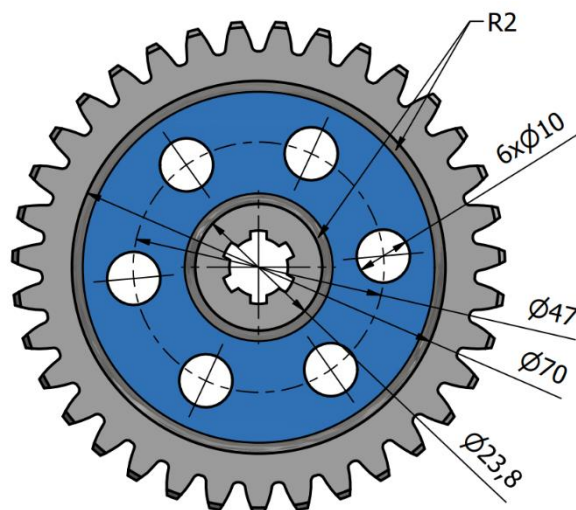
Na podstawie danych literaturowych założono, że szerokość tarczy koła zębatego powinna wynosić co najmniej 0,35 szerokości wieńca zębatego (do obu kół zastosowano tarczę o szerokości 10 [mm]) [32, 69, 72, 103]. Założono również symetryczną tarczę [69, 103]. Przy określeniu grubości wieńca zębatego (od podstawy zęba do tarczy) zastosowano typowe stosowane rozwiązania konstrukcyjne [32, 69, 72]. Otwory z wielowypustem w piastach projektowanych kół wykonano zgodnie z normą PN-ISO 14:1994 [113]. Przyjęto również, że szerokość piasty dla zębniaka i koła zębatego jest taka sama jak ich wieńców.

W tabeli 7.2 umieszczono stałe parametry zastosowane przy projektowaniu współpracującej pary kół zębatych o zmodyfikowanej geometrii tarczy. Na przykładzie jednego z zaprojektowanych zębniaków zaprezentowano wybrane parametry (rys. 7.2).

Tabela 7.2. Stałe parametry zastosowane przy projektowaniu współpracującej pary kół o zredukowanej masie

Element przekładni Parametr (1)	Zębniak (2)	Koło zębate (3)
Granice modyfikacji geometrii tarczy	między walcami o wymiarach $\varnothing 23,8$ [mm] i $\varnothing 70$ [mm]	między walcami o wymiarach $\varnothing 34,6$ [mm] i $\varnothing 95$ [mm]
Szerokość tarczy	symetryczna o szerokości 10 [mm] (dla konstrukcji skorupowej sumaryczna szerokość tarczy wynosi 10 [mm])	
Otwory walcowe	6x $\varnothing 10$ [mm] rozmieszczone na okręgu $\varnothing 47$ [mm] w pełnym szyku kołowym	6x $\varnothing 12$ [mm] rozmieszczone na okręgu $\varnothing 70$ [mm] w pełnym szyku kołowym
Otwory łukowe	3 otwory o promieniu 5 [mm] rozmieszczone na okręgu $\varnothing 47$ [mm] w pełnym szyku kołowym, kąt między środkami promieni 70 [°]	3 otwory o promieniu 6 [mm] rozmieszczone na okręgu $\varnothing 70$ [mm] w pełnym szyku kołowym, kąt między środkami promieni 70 [°]
Promień zaokrąglenia krawędzi między tarczą, a piastą i wieńcem zębatym	2 [mm]	





Rys. 7.2. Wybrane stałe parametry zastosowane przy projektowaniu par kół o zredukowanej masie na przykładzie jednego z zębików

W tabeli 7.3 przedstawiono na przykładzie zębika opracowane konstrukcje dla współpracującej pary kół zębatych o zredukowanej masie. Dodatkowo wykonano przekroje zaprezentowanych konstrukcji celem pokazania struktury wewnętrznej. Dokonano ogólnego podziału zaprojektowanych konstrukcji na konstrukcje klasyczne (K) i alternatywne (A), którym to w wykonanym zestawieniu w tabeli 7.3 nadano kolejne numery, rozpoczynając od liczby 1. Zastosowano również dodatkowe oznaczenie przed symbolem rodzaju konstrukcji oznaczające zębnik (Z), koło zębate (K) oraz parę współpracujących kół (P). Zastosowane oznaczenia będą używane również w kolejnych rozdziałach pracy.

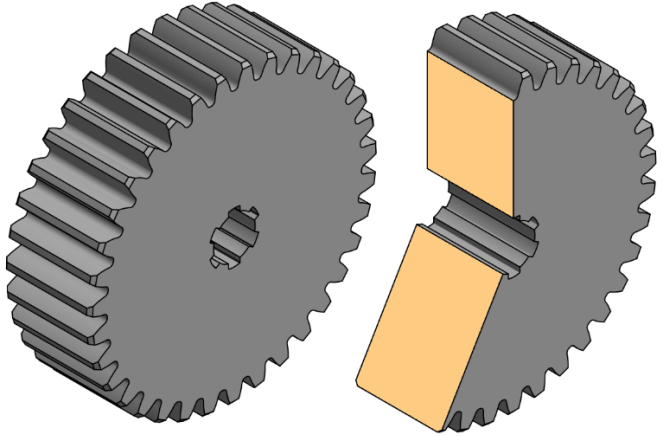
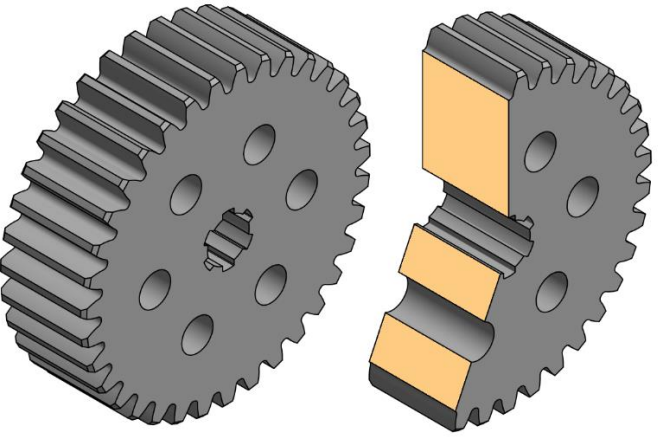
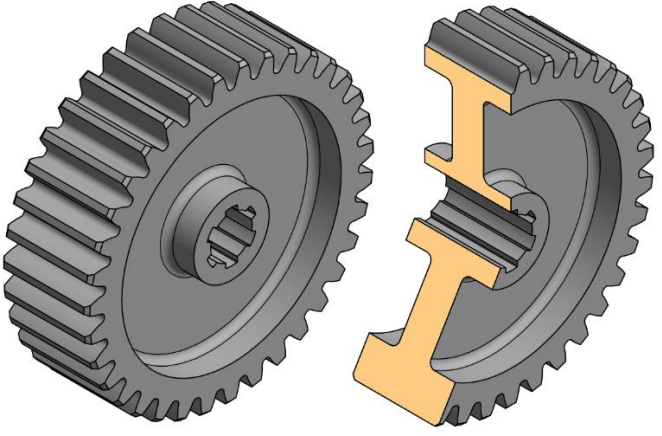
Wykonane zestawienie zawarto w tabeli 7.3, geometrię wykonano zgodnie z danymi zamieszczonymi w tabeli 7.2:

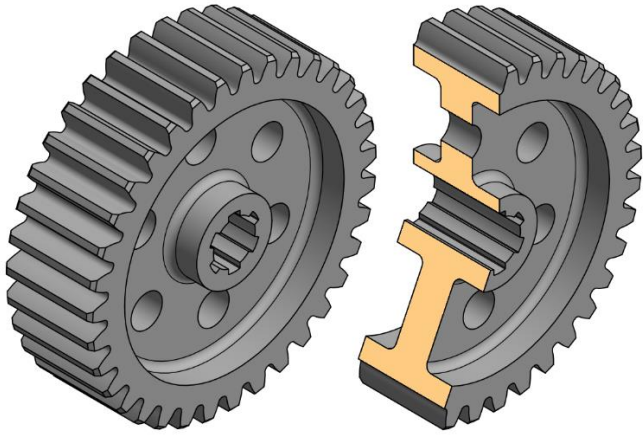
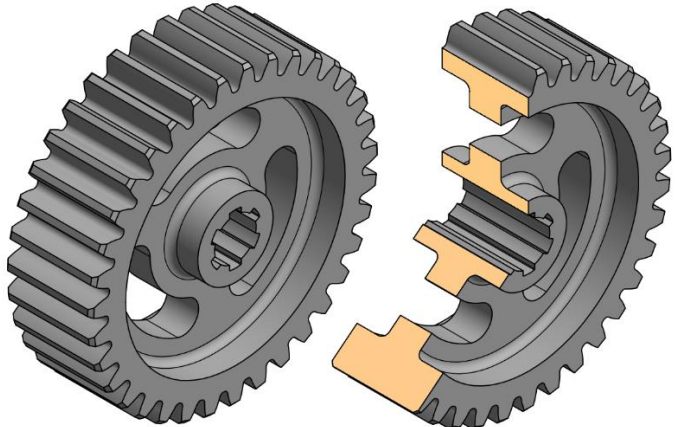
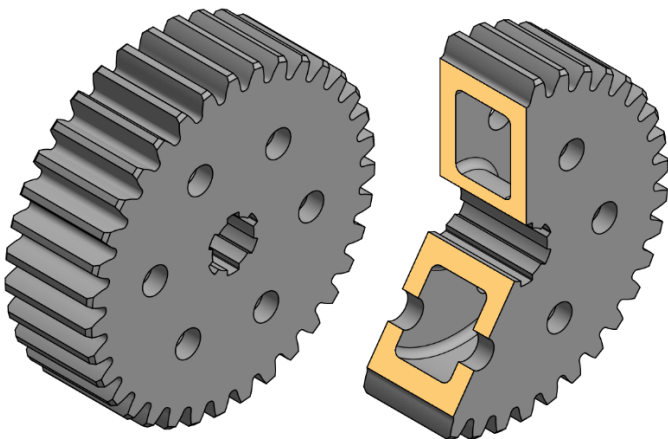
- Zębnik ZK1 stanowi walcowe koło zębate o zębach prostych, bez modyfikacji, które jest zarówno odniesieniem, jak i bazą do utworzenia pozostałych wariantów kół o zredukowanej masie.
- Zębnik ZK2 to koło z otworami walcowymi.
- Zębnik ZK3 stanowi walcowe koło zębate z symetryczną tarczą.
- Zębnik ZK4 to połączenie zębika ZK3 wraz z otworami walcowymi występującymi w zębniku ZK2.
- Zębnik ZK5 to koło z symetryczną tarczą z trzema łukowymi otworami.
- Zębnik ZA1 to koło skorupowe z symetrycznie utworzonymi tarczami, w których dodano otwory technologiczne ułatwiające usunięcie wewnętrznych struktur podporowych. Ich rozmieszczenie i rozmiar jest zgodny z otworami walcowymi utworzonymi w zębniku ZK2.

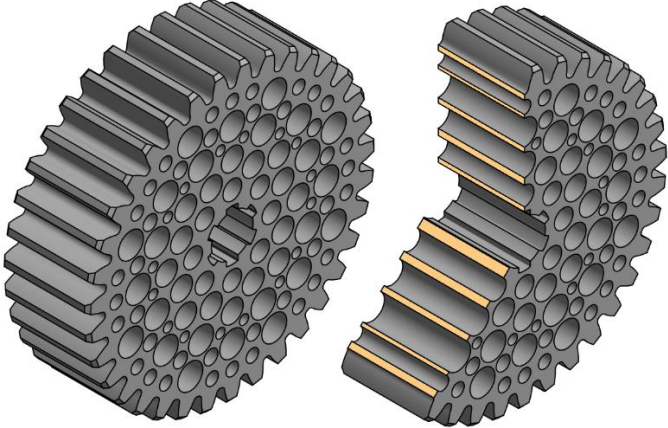
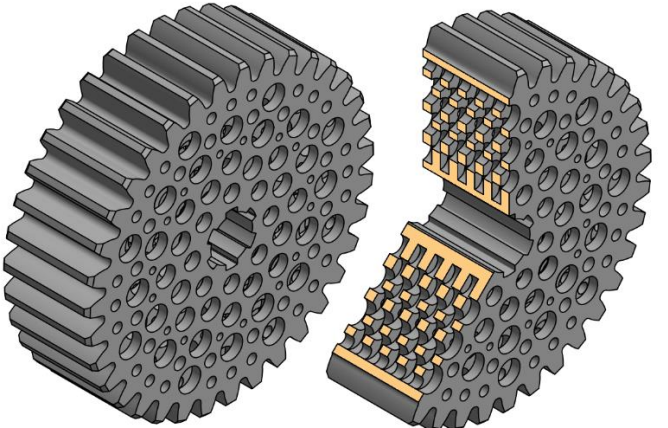
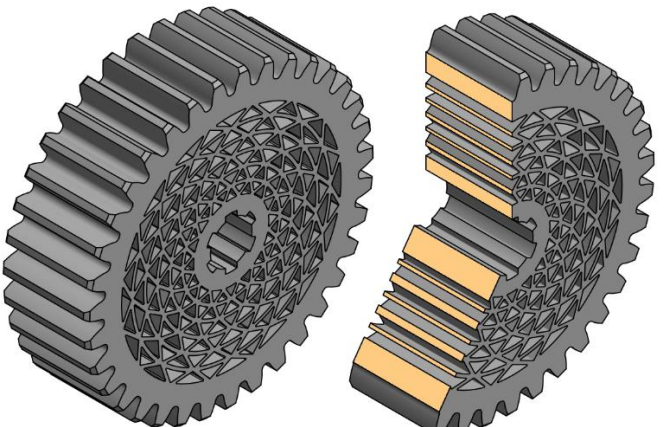
- Zębnik ZA2 stanowi koło o konstrukcji ażurowej z licznymi otworami walcowymi przelotowymi (o średnicach od  $\varnothing 2$  [mm] do  $\varnothing 7$  [mm]) wykonanymi celem maksymalnej redukcji masy.
- Zębnik ZA3 to koło wykonane na bazie zębniaka ZA2. Zębnik ZA3 podzielono na tarcze o grubości 2,75 [mm]. W poszczególnych tarczach względem osi obrotu zębniaka zmieniano położenie zastosowanych otworów o 20 [°]. W przypadku koła zębatego grubość pojedynczej tarczy podziałowej wyniosła 2,5 [mm]. Objętość zębniaków ZA2 i ZA3 jest taka sama (dotyczy to również kół zębatych).
- Zębnik ZA4 stanowi koło o konstrukcji ażurowej, w której utworzono liczne przelotowe wybrania w postaci trójkątów równoramiennych w obszarze tarczy. Grubość ścianek w utworzonej konstrukcji wynosi 1 [mm]. Krawędzie występujące między zastosowaną strukturą ażurową, a tarczą zębniaka zaokrąglono promieniem 0,2 [mm].
- Zębnik ZA5 utworzono na podobnej zasadzie, co zębnik ZA4, jedynie zwiększono grubość ścianki konstrukcji ażurowej tarczy do 3 [mm]. Spowodowało to zmniejszenie liczby zastosowanych wybrań umieszczonych osiowo-symetrycznie względem osi obrotu zębniaka.
- Zębnik ZA6 stanowi koło ażurowe o strukturze plastra miodu o grubości ścianek 1 [mm], którą rozmieszono w pełnym szyku kołowym względem osi obrotu. Krawędzie zaokrąglono promieniem 0,5 [mm]. Strukturę wykonano w obrębie tarczy.

W parach współpracujących kół PK1 - PK5 i PA1 - PA6 w podobny sposób co opisane zębniaki utworzono współpracujące koła zębate. Oznaczono je odpowiednio KK1 - KK5 i KA1 - KA6.

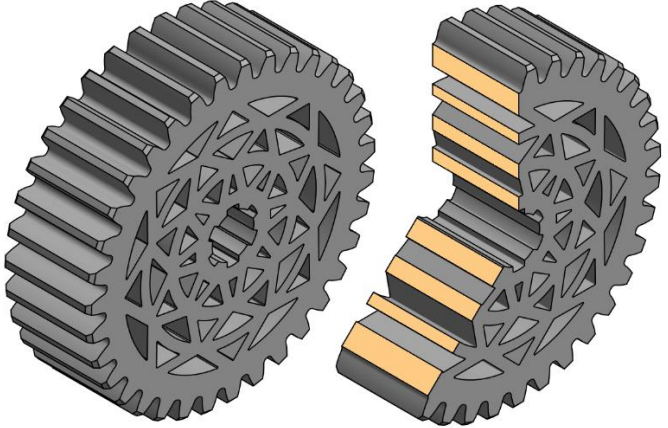
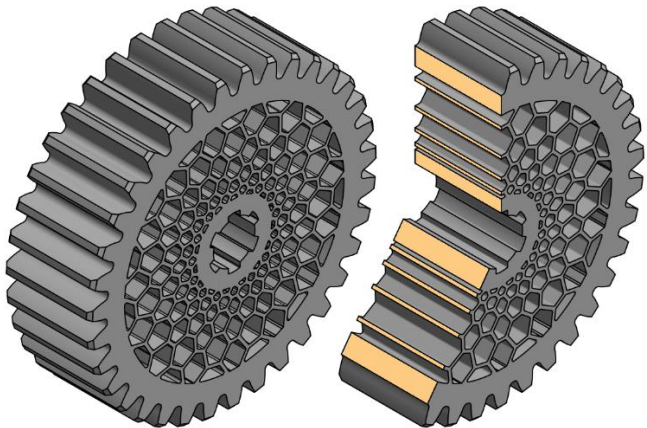
Tabela 7.3. Rodzaje i oznaczenia zastosowanych zębniaków o obniżonej masie wraz z modelem bazowym

Lp. (1)	Opis (2)	Oznaczenie (3)	Widok (model 3D) (4)
1	Zębnik pełny (baza)	ZK1	
2	Zębnik z otworami walcowymi	ZK2	
3	Zębnik z tarczą	ZK3	

Lp. (1)	Opis (2)	Oznaczenie (3)	Widok (model 3D) (4)
4	Zębnik z tarczą z otworami walcowymi	ZK4	
5	Zębnik z tarczą z łukowymi otworami	ZK5	
6	Zębnik o konstrukcji skorupowej z otworami walcowymi	ZA1	

Lp. (1)	Opis (2)	Oznaczenie (3)	Widok (model 3D) (4)
7	Zębnik o konstrukcji ażurowej z licznymi otworami walcowymi o nieregularnym rozmieszczeniu	ZA2	
8	Zębnik utworzony na bazie zębnika ZA2, w którym zmieniono położenie otworów walcowych	ZA3	
9	Zębnik o konstrukcji ażurowej z licznymi wybraniami w kształcie trójkątów, w którym grubość ścianki między wybraniami wynosi 1 [mm]	ZA4	



Lp. (1)	Opis (2)	Oznaczenie (3)	Widok (model 3D) (4)
10	Zębnik utworzony na bazie zębnika ZA4, w którym grubość ścianki między wybraniem wynosi 3 [mm]	ZA5	
11	Zębnik o konstrukcji ażurowej z wybraniem w kształcie plastra miodu	ZA6	

Utworzone konstrukcje klasyczne współpracujących kół zębatych (tab. 7.3) mają na celu zbadanie, jak stosowane powszechnie wybrania w kołach wykonanych ze stopów metali wpływają m.in. na trwałość w odniesieniu do współpracujących kół polimerowych. Zamysłem wykonanych konstrukcji alternatywnych par kół o zredukowanej masie, niemożliwych lub trudnych do wykonania konwencjonalnymi metodami stosowanymi przy wytwarzaniu kół polimerowych (m.in. formowanie wtryskowe i obróbka skrawaniem), była maksymalizacja redukcji zużycia materiału przy zastosowaniu zróżnicowanej geometrii tarczy. Zbadano także wpływ zastosowania konstrukcji skorupowej koła w zestawieniu do geometrii z symetryczną tarczą przy zachowaniu stałej objętości. Z powodu wielu opracowanych konstrukcji współpracujących kół zębatych o zredukowanej masie zdecydowano, że do ich wytworzenia spośród technologii addytywnych zostanie zastosowana metoda FFF. W związku z wybraną technologią, w której używane są różnorodne materiały polimerowe, postanowiono o przeprowadzeniu badań z zakresu wytrzymałości na rozciąganie i na skręcanie wytypowanych materiałów prototypowych.

## 8. Badania materiałów prototypowych

### 8.1. Materiały użyte do badań mechanicznych

Przed wyborem materiału polimerowego użytego do wytworzenia zaprojektowanych kół wykonano badania właściwości mechanicznych. Bazując na próbkach znormalizowanych, przeprowadzono badania określające rzeczywiste wybrane parametry wytrzymałościowe próbek wykonanych z użyciem technologii FFF. Do tych badań (do próby jednokierunkowego rozciągania i statycznego skręcania) wybrano sześć materiałów polimerowych: ABS, PLA, HABS, PC/ABS, UniHIPS i S&S. W tabeli 8.1 zamieszczono właściwości mechaniczne badanych materiałów prototypowych pozyskane z danych kart materiałowych lub ze stron internetowych producentów filamentów.

Tabela 8.1. Wybrane właściwości mechaniczne badanych materiałów polimerowych pozyskane z danych kart materiałowych i ze stron internetowych producentów filamentu [55, 57]

Material Parametr (1)	ABS <sup>1</sup> (2)	HABS <sup>2</sup> (3)	PC/ABS <sup>2</sup> (4)	PLA <sup>1</sup> (5)	UniHIPS <sup>2</sup> (6)	S&S <sup>2</sup> (7)
Gęstość [g/cm <sup>3</sup> ]	1,04	1,05-1,15	<i>brak danych</i>	1,24	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	50,99	44,13	<i>brak danych</i>	53	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>
Wytrzymałość na zginanie [MPa]	78,45	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>	83	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>
Wydłuż. przy zerwaniu [%]	30	do 60	<i>brak danych</i>	6	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>
Udarność	Izoda, z karbem: 20 [kg·cm/cm]	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>	Izoda, z karbem: 16 [J/m]	120 [kJ/m <sup>2</sup> ]	<i>brak danych</i>
Moduł Young'a [MPa]	2216,3	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>
Moduł Kirchoff'a [MPa]	2745,86	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>	<i>brak danych</i>

Material Parametr (1)	ABS <sup>1</sup> (2)	HABS <sup>2</sup> (3)	PC/ABS <sup>2</sup> (4)	PLA <sup>1</sup> (5)	UniHIPS <sup>2</sup> (6)	S&S <sup>2</sup> (7)
Inne	» skurcz liniowy 0,4-0,7 [%] » twardość 100 [HRC] » temp. ugięcia pod naciskiem: a) 4,6 [kg] - 90 [°C] b) 18,6 [kg] - 86 [°C] » temp. miękni. VICAT 94 [°C]	» większa temp. pracy o ok. 10 [°C] względem czystego ABS » zastos. w zakresie od -15 do 105 [°C] » niska odporność na działanie UV i niektórych kwasów » wysoka sztywność i udarność » odporność na ścieranie	» wysoka udarność » odporność do 125 [°C] » wysoka sztywność » niski skurcz » duża dokładność wymiarowa » bardzo wysoka odporność elektryczna	» temp. ugięcia pod naciskiem 0,45 [MPa] - 55 [°C] » temp. rozkładu 250 [°C] » temp. topnienia 150 - 180 [°C] » temp. zeszklenia 55 - 60 [°C] » temp. samozapł. 388 [°C]	» skurcz przetwórczy 0,3 - 0,6 [%] » temp. mięknięcia 120 [°C] » wskaźnik płynięcia 10	» skurcz materiałowy 0,1 - 0,2 [%] » neutralność chemiczna » odporność na uderzenia mechaniczne » wysoka wytrzymałość » miękka powłoka drukowanych detali » wysokie zszycie poszczególnych warstw detali

**Uwaga:** <sup>1</sup> - producent: Finnotech Sp. z o.o. (Katowice, Polska), <sup>2</sup> - producent: 3D Universal (Jasło, Polska)

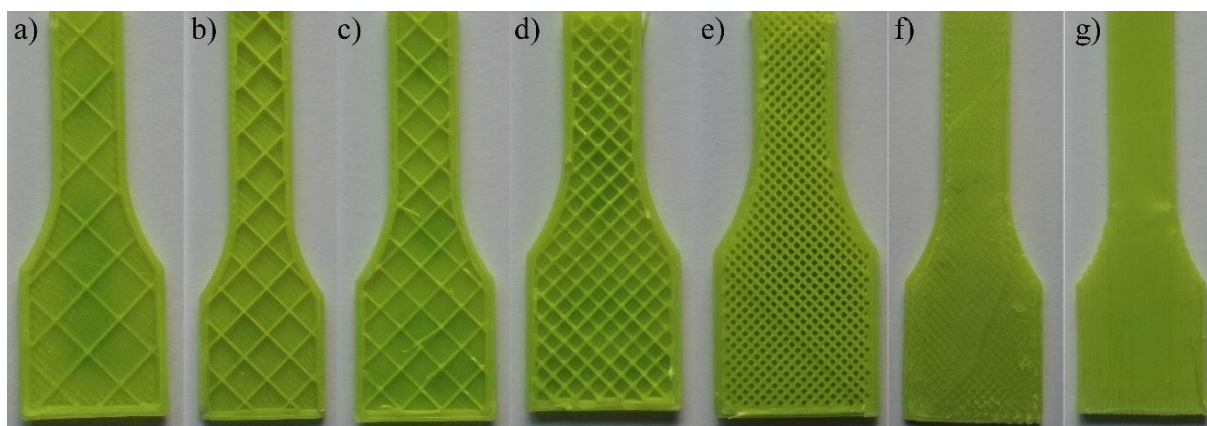
Na podstawie tabeli 8.1 stwierdzono, że w przeważającej większości wybranych do badań mechanicznych materiałów prototypowych brak jest danych definiujących parametry wytrzymałościowe lub opisane właściwości są zbyt ogólne by można było je zastosować np. do analiz numerycznych. Należy również dodać, że niekiedy dane zawarte na kartach materiałowych lub stronach internetowych producentów filamentów opierają się na badaniach wykonanych dla próbek otrzymanych metodami wtrysku, których wytrzymałość jest większa niż próbek wytworzonych z zastosowaniem technologii AM. Z tego też powodu istotne było wykonywanie badań mechanicznych materiałów prototypowych zwłaszcza nowych lub o nieznanym składzie. Uwzględniając powyższe przyczyny oraz przyjęty temat rozprawy doktorskiej wykonano badania wybranych materiałów i opisano je w niniejszej pracy.

## 8.2. Otrzymywanie kształtek do badań właściwości mechanicznych

Poza zbadaniem wpływu zastosowanego materiału prototypowego na wybrane właściwości wytrzymałościowe próbek wytworzonych z użyciem technologii FFF, postanowiono również określić wpływ zastosowanej struktury wewnętrznej typu kratka i jej gęstości. Zdecydowano się na zbadanie struktury wewnętrznej ze względu na określenie jej rzeczywistego wpływu na wytrzymałość na rozciąganie i skręcanie. W kształtkach wykonanych do próby skręcania i rozciągania jako strukturę wewnętrzną zastosowano najczęściej stosowaną i powszechnie dostępną w wielu programach obsługujących urządzenia



prototypujące wykorzystujące technologię FFF, strukturę typu kratka z różnymi gęstościami wypełnień (13 [%], 15 [%], 20 [%], 65 [%], 80 [%] i pełna). Zastosowane gęstości wypełnienia wynikają z użytego urządzenia prototypującego UP BOX+ (Beijin Tiertime Technology Co. Ltd, Beijin, China) i dedykowanego do niego oprogramowania przygotowującego próbki do wytworzenia z badanych materiałów prototypowych (UP Studio). Jedynie próbki z materiału PLA wykonano na urządzeniu Prusa i3 MK3 z tego względu, iż materiał ten, odnosząc się do jego właściwości mechanicznych, wymaga zastosowania urządzenia prototypującego bez komory grzewczej z powodu konieczności intensywnego chłodzenia bezpośrednio po nałożeniu pojedynczej warstwy materiału. Na rysunku 8.1a - f przedstawiono zastosowane gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej na przykładzie próbek wytworzonych do próby jednokierunkowego rozciągania z materiału PC/ABS. Podczas tej próby dostrzeżono, że ich ścianki nie ulegają całkowitemu zerwaniu. Z tego powodu postanowiono o modyfikacji ułożenia włókien w próbkach z materiału PC/ABS o całkowitej gęstości wypełnienia tak, by włókna były ułożone zgodnie z kierunkiem działania siły rozciągającej (rys. 8.1g). Podczas próby statycznego skręcania próbek (PC/ABS) o gęstości struktury wewnętrznej od 13 [%] do pełnej nie zaobserwowano wyżej opisanego zjawiska, dlatego też nie zastosowano tej struktury w tych badaniach. Opisy badanych materiałów wraz z oznaczeniem, zastosowanymi gęstościami wypełnienia struktury wewnętrznej oraz temperaturami głowicy i stołu podano w tabeli 8.2.

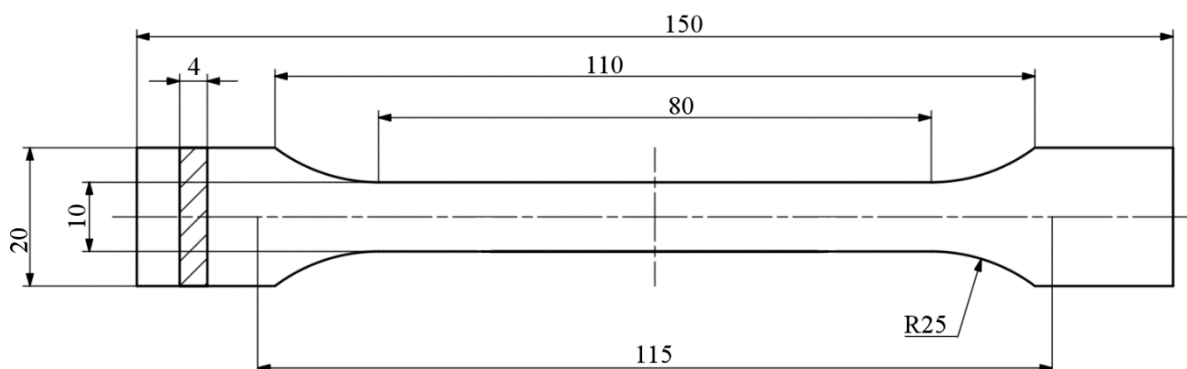


Rys. 8.1. Wypełnienie na przykładzie próbek wykonanych z PC/ABS: (a) 13 [%], (b) 15 [%], (c) 20 [%], (d) 65 [%], (e) 80 [%], (f) pełne, (g) pełne jedn. (tylko dla PC/ABS)

Tabela 8.2. Badane materiały polimerowe wraz z zastosowanymi parametrami [55, 57]

Oznaczenie (1)	Materiał (2)	Gęstość wypełnienia wewn. (3)	Temp. głowicy [°C] (4)	Temp. platformy roboczej [°C] (5)
A13	ABS	13 [%]	250	100
A15		15 [%]		
A20		20 [%]		
A65		65 [%]		
A80		80 [%]		
A100		pełne		
L13	PLA	13 [%]	210	50
L15		15 [%]		
L20		20 [%]		
L65		65 [%]		
L80		80 [%]		
L100		pełne		
HA13	HABS	13 [%]	240	100
HA15		15 [%]		
HA20		20 [%]		
HA65		65 [%]		
HA80		80 [%]		
HA100		pełne		
CA13	PC/ABS	13 [%]	260	100
CA15		15 [%]		
CA20		20 [%]		
CA65		65 [%]		
CA80		80 [%]		
CA100		pełne		
CA100J		pełne jedn.		
UH13	UniHIPS	13 [%]	235	90
UH15		15 [%]		
UH20		20 [%]		
UH65		65 [%]		
UH80		80 [%]		
UH100		pełne		
S13	S&S	13 [%]	250	80
S15		15 [%]		
S20		20 [%]		
S65		65 [%]		
S80		80 [%]		
S100		pełne		

Kształtkę dla próby jednokierunkowego rozciągania przygotowano według normy PN-EN ISO 527-2:2012 [112]. Próbkę i jej wymiary przedstawiono na rysunku 8.2.



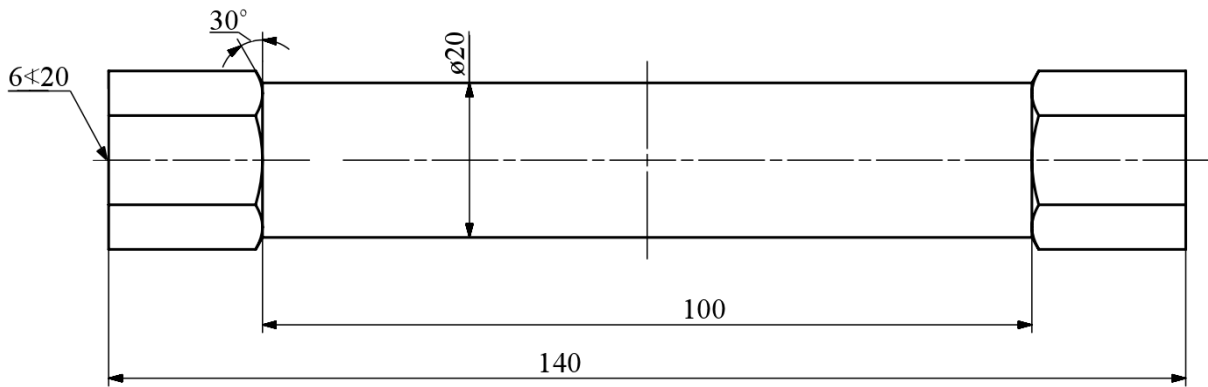
Rys. 8.2. Kształtka do próby wytrzymałościowej według normy PN-EN ISO 527-2:2012 [112]

Do próby jednokierunkowego rozciągania dla każdej gęstości struktury wewnętrznej i dla każdego z materiałów wykonano po pięć kształtek. Grubość pojedynczej warstwy ustawiono na 0,2 [mm]. Na rysunku 8.3 przedstawiono przykładowe wykonane kształtki.



Rys. 8.3. Fragment widoku wytworzonych kształtek CA20

Modele do próby statycznego skręcania wykonano z taką samą strukturą wewnętrzną i gęstością, co dla próbek do jednokierunkowego rozciągania (rys. 8.1 - z wyjątkiem wypełnienia pełnego jednokierunkowego, które zastosowano jedynie do próbek wytworzonych z PC/ABS do próby jednokierunkowego rozciągania). Próbkę wykonano bazując na normie PN-ISO 7800:1996 [114] (rys. 8.4). Długość odcinka pomiarowego ( $L_0$ ) wyniosła 100 [mm], a średnica próbki ( $d_{sps}$ ) - 20 [mm].

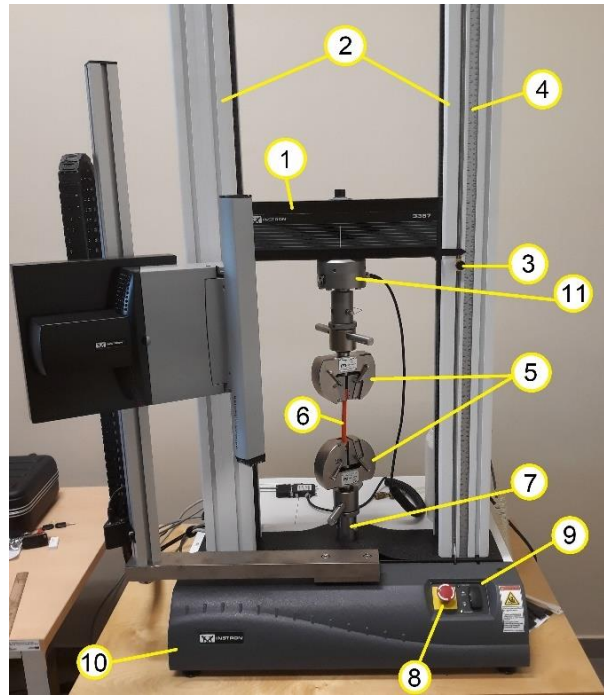


Rys. 8.4. Próbką o przekroju kołowym zastosowana do próby statycznego skręcania [114]

Wytworzone detale wybranych materiałów prototypowych w technologii FFF do prób jednokierunkowego rozciągania i statycznego skręcania zapakowano w szczelne worki strunowe z żelem krzemionkowym i zabezpieczono je przed działaniem czynników zewnętrznych, takich jak światło, temperatura i wilgoć. Następnie przystąpiono do przeprowadzenia badań mechanicznych. Opisano je w kolejnym podrozdziale.

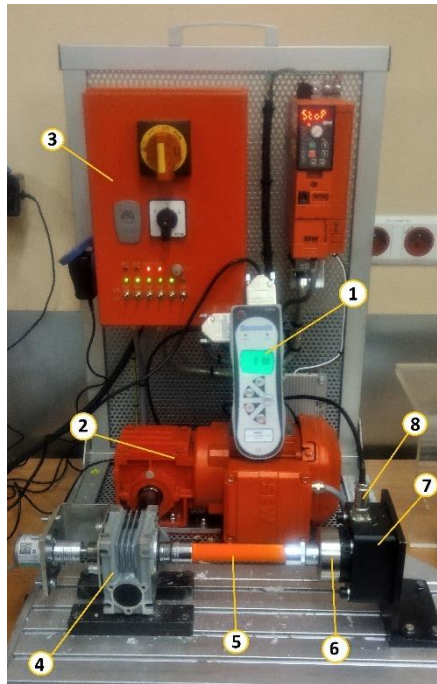
### 8.3. Wyznaczenie cech wytrzymałościowych podczas badań mechanicznych

Znajomość właściwości mechanicznych materiałów jest niezbędna do projektowania elementów urządzeń i maszyn tak, by zadane obciążenia w czasie ich eksploatacji nie powodowały nadmiernych odkształceń lub uszkodzeń [61, 67, 93]. Jednym z parametrów, który jest najczęściej badany, jest wytrzymałość na rozciąganie. Określa ona wytrzymałość materiału, i po części dzięki określeniu wydłużeniu przy zerwaniu jego plastyczność [17, 22]. Oznaczenie właściwości wytrzymałościowych podczas przeprowadzenia jednokierunkowej próby rozciągania wykonano na maszynie wytrzymałościowej INSTRON 3367 (Instron Polska, Opole, Polska) (rys. 8.5) w temperaturze pokojowej. Badanie podzielono na poszczególne serie, w których w ramach jednego cyklu rozciągano po pięć próbek wykonanych z tego samego materiału o tym samym wypełnieniu. Prędkość rozciągania wyniosła 5 [mm/min]. Kształtki mocowano w szczękach maszyny jednoosiowo. Podczas badań rejestrowano dane związane z przemieszczeniem próbek, a także naprężeniami rozciągającymi i obciążeniami, które następnie eksportowano do pliku w formacie .csv.



Rys. 8.5. Maszyna wytrzymałościowa INSTRON 3367: (1) poprzeczka, (2) pokrywa kolumny wraz z prowadnicą, (3) ogranicznik dolny, (4) skala pomiaru, (5) uchwyty, w których umieszczona jest próbka, (6) badana próbka, (7) adapter podstawowy, (8) wyłącznik awaryjny, (9) panel sterowania, (10) podstawa ramy, (11) ogniwo obciążnikowe

Oznaczenie właściwości wytrzymałościowych podczas wykonania próby statycznego skręcania wykonano na stanowisku opracowanym i wykonanym w Katedrze Konstrukcji Maszyn na Politechnice Rzeszowskiej (rys. 8.6). Próba statycznego skręcania pozwala na określenie wytrzymałości materiału na skręcanie, a tym samym odporności na deformacje plastyczną poprzez określenie wynikowego momentu skręcającego przy obciążeniu przekrojów poprzecznych, jak i wzdłużnych, które to są istotne przy elementach wytwarzanych przyrostowo ze względu na ich anizotropię [7, 17, 22]. Podczas tej próby wymiary przekroju i długość próbki pozostają niezmiennie, co umożliwia określenie wartości naprężeń w przekroju poprzecznym kształtki [30]. Wykonana próba statycznego skręcania polegała na skręcaniu próbek o przekroju kołowym w części pomiarowej umieszczonych w uchwytach maszyny wytrzymałościowej wokół ich osi w jednym kierunku.



Rys. 8.6. Stanowisko badawcze do próby statycznego skręcania: (1) rejestrator momentu skręcającego, (2) silnik elektryczny, (3) panel sterowania, (4) przekładnia, (5) badana próbka, (6) czujnik przemieszczenia kąowego próbki, (7) układ pomiarowy, (8) czujnik momentu skręcającego

W maszynie wytrzymałościowej (rys. 8.6) moment skręcający pochodził od silnika trójfazowego sterowanego falownikiem (rys. 8.6 - 2), który następnie poprzez dwie przekładnie ślimakowe (rys. 8.6 - 4) był przekazywany do uchwytu próbki (rys. 8.6 - 6, 7, 8). Moment obrotowy i kąt skręcenia rejestrowano w czasie rzeczywistym za pomocą czujnika momentu skręcającego, który podłączono do rejestratora momentu skręcającego Mecmesin typ AFTI 17-0135-1 (ITA Sp. z o. o., Poznań, Polska) (rys. 8.6 - 1). Prędkość obrotowa, z jaką wykonywano próbę wyniosła 0,5 [obr./min]. Po przeprowadzeniu badań dane eksportowano do pliku w formacie .csv.

Po wykonaniu badań wytrzymałościowych (próbie jednokierunkowego rozciągania i statycznego skręcania) wybranych materiałów prototypowych przystąpiono do opracowania i analizy uzyskanych wyników w odniesieniu do materiału oraz zastosowanej gęstości struktury wewnętrznej.

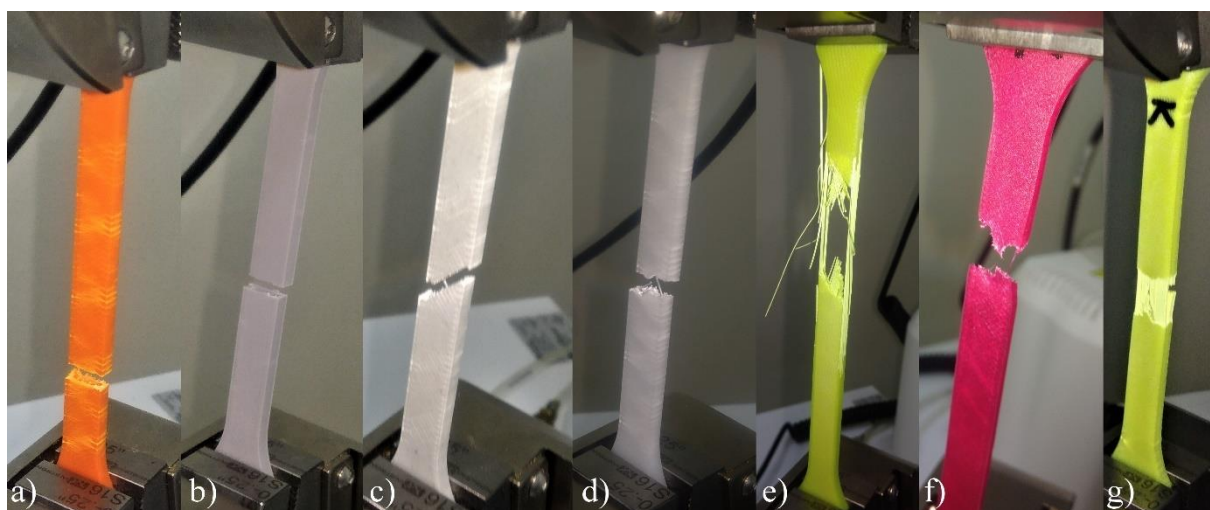
## 8.4. Omówienie wyników

### 8.4.1. Jednokierunkowa próba rozciągania

Na rysunku 8.7a - f przedstawiono próbki o wypełnieniu 13 [%] wykonane z sześciu badanych materiałów prototypowych po przeprowadzonej próbie jednokierunkowego rozciągania. Podczas początkowych prób rozciągania kształtek wykonanych z PC/ABS (rys. 8.1e) spostrzeżono, że ścianki próbek nie uległy zerwaniu. Stwierdzono, że w próbkach



wykonanych z materiału PC/ABS przenoszenie zadanego obciążenia jest realizowane przez zewnętrzne obrysy ułożone zgodnie z kierunkiem siły rozciągającej, a nie przez wypełnienie wewnętrzne. Z tego powodu postanowiono zmienić geometrię próbek o pełnej strukturze wewnętrznej, tak by ścieżki w procesie wydruku były ułożone zgodnie z kierunkiem działania siły rozciągającej. W związku z niewielkimi możliwościami zmiany parametrów procesu wytworzenia oferowanych przez UP Studio model wygenerowano w programie Ultimaker CURA 3.6.0 (UltiMaker B.V., Geldermalsen, Holandia) i wykonano go na drukarce Prusa i3 MK3. Podczas wytworzenia próbek o zmienionym położeniu włókien z materiału PC/ABS na urządzeniu Prusa i3 MK3 zakładano komorę termoizolacyjną w celu zapewnienia zbliżonych warunków do procesu wytworzenia na urządzeniu UP BOX Plus. Po wykonaniu próbek ponownie przeprowadzono próbę jednokierunkowego rozciągania. Na rysunku 8.7g przedstawiono wybraną próbkę CA100J (tab. 8.2) po wykonanej próbie. Stwierdzono, że mimo zmiany ułożenia włókien w próbce zgodnie z kierunkiem działania siły rozciągającej nie doszło do ich całkowitego zerwania.

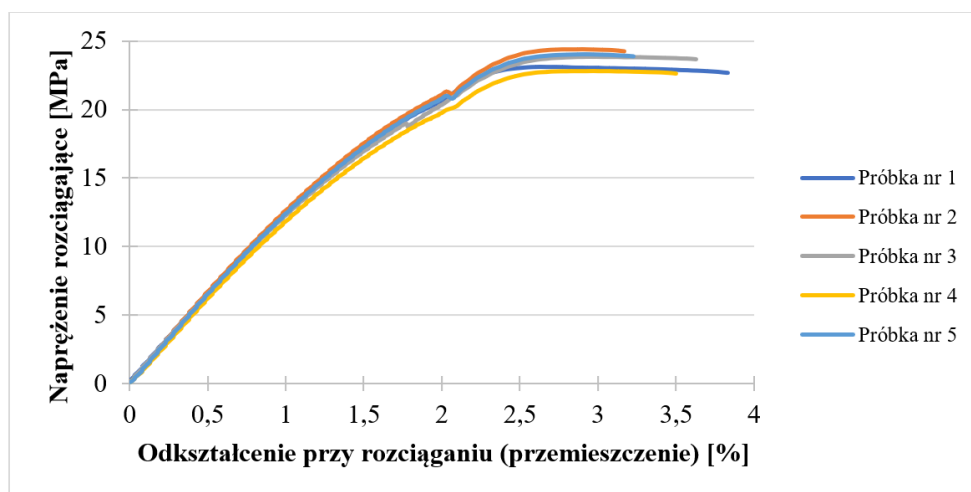


Rys. 8.7. Próbki: A13 (a), L13 (b), HA13 (c), UH13 (d), CA13 (e), S13 (f) i CA100J (g) po próbie jednokierunkowego rozciągania na maszynie wytrzymałościowej INSTRON 3367

Po wykonaniu próby jednokierunkowego rozciągania na podstawie uzyskanych danych sporządzono wykresy krzywych umocnienia dla każdej gęstości wypełnienia w zależności od zastosowanego materiału prototypowego. Na rysunkach 8.8 - 8.13 przedstawiono wybrane wykresy uwzględniające krzywe umocnienia dla badanych materiałów dla jednej serii pięciu próbek o wypełnieniu 13 [%].

Na podstawie analizy danych przedstawionych na wykresie (rys. 8.8) stwierdzono, że ABS jest tworzywem kruchym wykazującym granicę plastyczności, po której osiągnięciu zachodzi umocnienie materiału aż do czasu wzrostu gęstości dyslokacji.

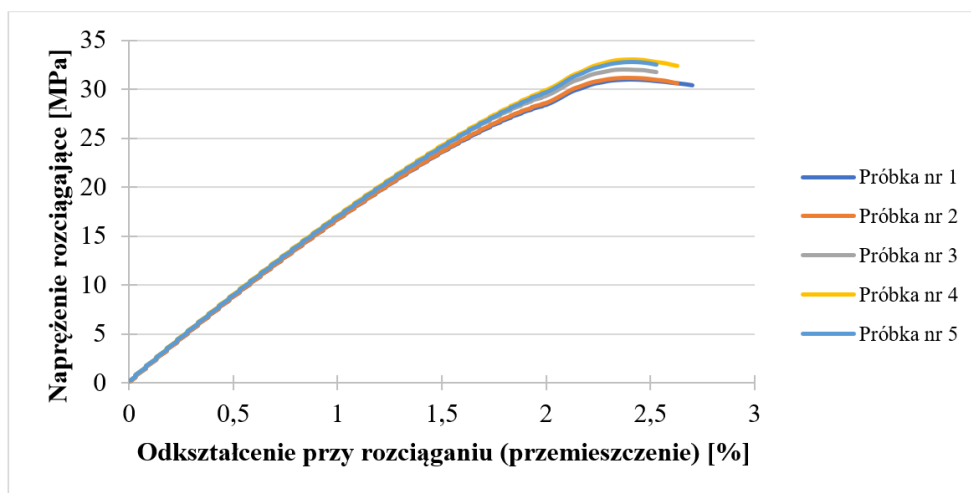
Powoduje to utrudnienie powstawania szczelin, a tym samym sprzyja przemianie sieci dyslokacji w nowe granice ziaren. Prowadzi to do spadku zarówno naprężeń rozciągających, jak i gęstości dyslokacji na powierzchni nowej granicy, gdzie naprężenia te są nadal wysokie, ponieważ granice ziaren stanowią przeszkodę do ruchów dyslokacyjnych. Następnie przy wzroście obciążenia dochodzi do uszkodzenia materiału i zerwania. Podobne zjawisko zaobserwowano przy pozostałych rozpatrywanych gęstościach wypełnienia dla materiału ABS.



Rys. 8.8. Wykres krzywych umocnienia dla serii próbek A13

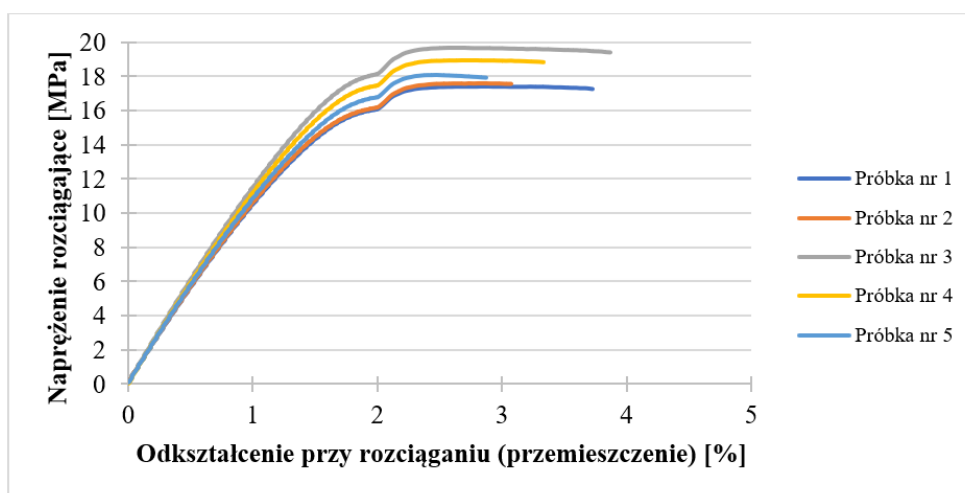
Podobną zależność jak przy rozciąganiu próbek wytworzonych z ABS, zarejestrowano również dla próby jednokierunkowego rozciągania kształtek wykonanych z materiału PLA (L13) (rys. 8.9). Na przykładzie wykresu (rys. 8.9) dostrzeżono granicę plastyczności, po której doszło do umocnienia i zerwania materiału. Charakterystyka otrzymanych krzywych umocnienia dla próbek wytworzonych z materiału PLA jest zbliżona do charakterystyk krzywych dla materiału plastyczno-kruchego.





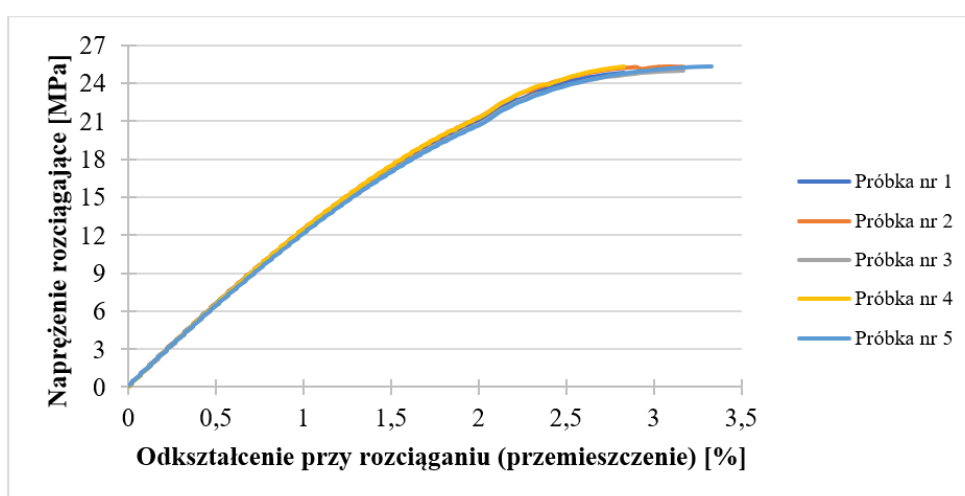
Rys. 8.9. Krzywe umocnienia dla kształtek L13

Na podstawie uzyskanych wyników po próbie jednokierunkowego rozciągania kształtek HA13 wykonano wykres (rys. 8.10). Takie same zjawisko jak przy próbie jednokierunkowego rozciągania próbek wytworzonych z ABS i PLA (rys. 8.8, 8.9), stwierdzono także dla próbek wykonanych z HABS (rys. 8.10) związane z granicą plastyczności. Porównując dane zaprezentowane na wykresie otrzymanym dla próbek HA13 (rys. 8.10) z wykresem opracowanym dla A13 (rys. 8.8) zaobserwowano wyraźny spadek wytrzymałości na rozciąganie (jest to zgodne z danymi podanymi przez producenta filamentu) natomiast wydłużenie przy zerwaniu przy obu materiałach jest zbliżone (ten parametr odbiega od podanych danych - tab. 8.1). Spostrzeżono, że podane rozbieżności między otrzymanymi danymi wytrzymałościowymi, a danymi określonymi przez producenta dla materiału HABS wynikają np. ze szczelin występujących między ściankami próbek, a wypełnieniem wewnętrznym. Opisywana wada ma bezpośredni wpływ na wartości naprężeń rozciągających, obciążeń i przemieszczeń uzyskiwanych w trakcie jednokierunkowej próby rozciągania. Podane rozbieżności wskazują, że dane podane przez producenta w karcie materiałowej lub na stronie internetowej dla materiału HABS są określone na podstawie badań przeprowadzonych na podstawie próbki otrzymanej za pomocą formowania wtryskowego.



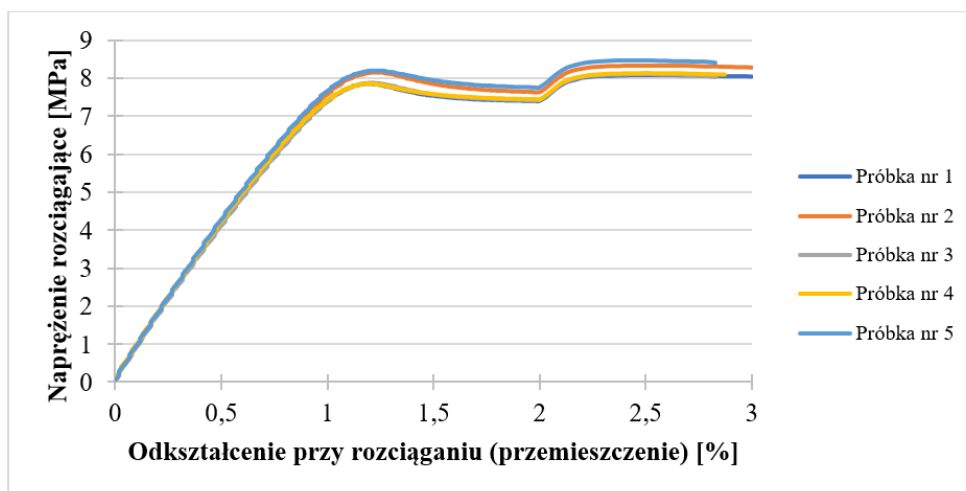
Rys. 8.10. Wykres krzywych umocnienia dla kształtek HA13

Na podstawie wykonanej analizy danych po próbie jednokierunkowego rozciągania serii próbek CA13 (rys. 8.11) stwierdzono, że granica plastyczności jest trudno dostrzegalna oraz wykresy w początkowej fazie są strome (tak jak krzywe umocnienia dla materiałów kruchych, np. dla A13 (rys. 8.8) i dla HA13 (rys. 8.9)).



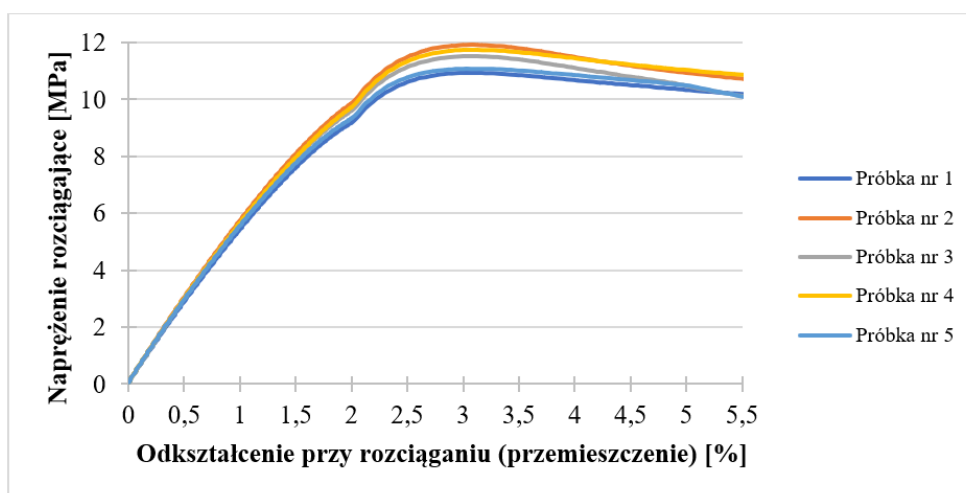
Rys. 8.11. Wykres krzywych umocnienia po próbie rozciągania próbek CA13

Na wykresach opracowanych na podstawie danych otrzymanych po wykonaniu próby jednokierunkowego rozciągania próbek UH13 dostrzeżono skokowo zmienną prędkość odkształcenia, która była spowodowana przesuwaniem się uchwytu maszyny wytrzymałościowej (rys. 8.12). Było to związane z dwuetapowością przeprowadzonej próby. W jednym z jej etapów ze względu na właściwości zastosowanego materiału prototypowego nastąpiło zerwanie zewnętrznych ścianek próbki, a w drugim zerwanie środkowej części kształtki wraz z wypełnieniem.



Rys. 8.12. Krzywe umocnienia po przeprowadzonej próbie rozciągania próbek UH13

Opierając się na otrzymanych wynikach po przeprowadzeniu próby jednokierunkowego rozciągania serii próbek S13 sporządzono wykres (rys. 8.13). Biorąc pod uwagę pozostałe wykonane wykresy dla różnych rozpatrywanych gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej próbek wykonanych z materiału S&S stwierdzono, że w miarę jej wzrostu granica plastyczności jest coraz wyraźniejsza, a wydłużenie próbki przy zerwaniu jest coraz większe. Te cechy łącznie z charakterystyką krzywej umocnienia dowodzą, że materiał S&S należy do materiałów plastycznych o wysokim stopniu płynięcia.



Rys. 8.13. Krzywe umocnienia dla próbek S13

Na podstawie wyników zarejestrowanych podczas próby jednokierunkowego rozciągania próbek o różnej gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej wytworzonych z sześciu różnych materiałów sporządzono tabelę 8.3 zestawiającą następujące parametry: maksymalne naprężenie rozciągające, maksymalne obciążenie i przemieszczenie

przy maksymalnym obciążeniu. Kolorem niebieskim zaznaczono wartości minimalne, a kolorem czerwonym wartości maksymalne w obrębie jednego parametru.

Tabela 8.3. Zestawienie parametrów uzyskanych po przeprowadzeniu próby jednokierunkowego rozciągania próbek o różnej gęstości struktury wewnętrznej wytworzonych z sześciu materiałów prototypowych

Oznaczenie (zgodne z tab. 8.2) (1)	Maks. naprężenie rozciągające [MPa] (2)	Maks. obciążenie [N] (3)	Przemieszczenie przy maks. obciążeniu [mm] (4)
A13	23,64	945,56	2,87
A15	23,47	938,71	2,69
A20	24,71	988,88	2,73
A65	24,98	998,99	2,85
A80	27,67	1106,72	2,87
A100	34,28	1317,06	2,72
L13	32,00	1280,13	<b>2,39</b>
L15	33,69	1347,68	2,53
L20	33,24	1329,76	2,51
L65	37,14	1485,66	2,47
L80	42,76	1710,53	2,54
L100	<b>49,71</b>	<b>1988,41</b>	2,65
HA13	18,34	733,69	2,69
HA15	18,75	750,23	2,86
HA20	19,50	779,82	2,87
HA65	15,50	739,87	3,29
HA80	19,74	789,72	3,24
HA100	27,08	1083,47	2,68
CA13	25,21	1008,20	3,16
CA15	25,07	1002,72	3,21
CA20	22,93	917,18	3,08
CA65	24,56	982,25	3,15
CA80	27,56	1102,52	3,39
CA100	31,73	1269,36	3,33

Oznaczenie (zgodne z tab. 8.2) (1)	Maks. naprężenie rozciągające [MPa] (2)	Maks. obciążenie [N] (3)	Przemieszczenie przy maks. obciążeniu [mm] (4)
CA100J	46,18	1846,94	<b>3,42</b>
UH13	<b>8,22</b>	329,02	2,50
UH15	8,84	353,42	2,40
UH20	<b>8,22</b>	<b>328,79</b>	2,51
UH65	9,87	394,79	2,42
UH80	9,90	395,89	2,53
UH100	9,98	399,22	2,59
S13	11,43	457,20	3,12
S15	11,95	478,24	3,24
S20	12,52	500,89	3,29
S65	12,60	503,85	3,34
S80	12,83	513,31	3,34
S100	16,57	662,79	3,36

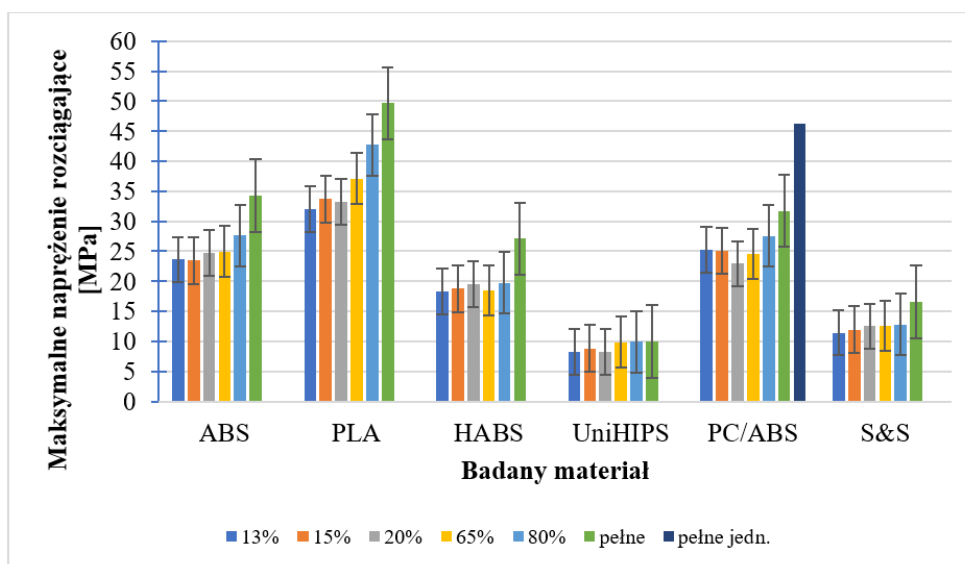
Zgodnie z wynikami zaprezentowanymi w tabeli 8.3 wykonano wykresy porównawcze wybranych paramentów w celu zobrazowania uzyskanych rezultatów i przedstawienia wpływu zastosowanej gęstości wypełnienia na badane parametry (rys. 8.14 - 8.16).

Na podstawie analizy danych przedstawionych na wykresach (rys. 8.14, 8.15) stwierdzono, że uzyskane wartości maksymalnego naprężenia rozciągającego i maksymalnego obciążenia dla wszystkich badanych materiałów prototypowych w obrębie jednego filamentu w zakresie gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej od 13 do 65 [%] osiągają zbliżone wartości. Świadczy to, że w odniesieniu do gęstości wypełnienia 13 - 65 [%] przy zastosowaniu struktury wewnętrznej typu kratka dla każdego z rozpatrywanych materiałów, wytrzymałość na rozciąganie jest bardzo zbliżona. Powoduje to możliwość zastosowania niskich gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej w celu otrzymania elementu o takiej samej wytrzymałości na rozciąganie co element z wyższą gęstością wypełnienia w rozpatrywanym zakresie. Skutkuje to skróceniem czasu wytworzenia oraz redukcją zużycia materiału.

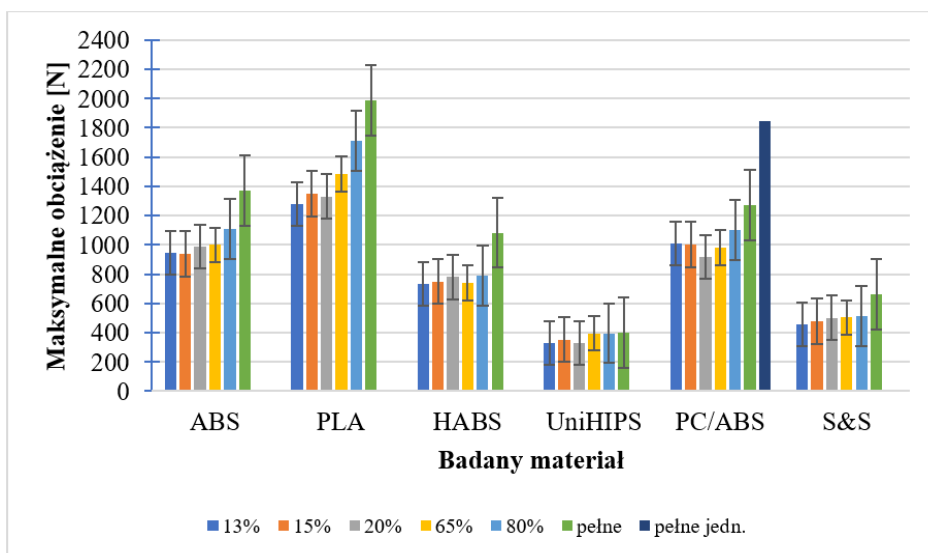
W przypadku kształtek wytworzonych z materiału UniHIPS wartości maksymalnego naprężenia rozciągającego i obciążenia dla wszystkich rozpatrywanych gęstości wypełnienia

struktury wewnętrznej są zbliżone do siebie (rys. 8.14, 8.15). Podobną zależność stwierdzono przy próbkach wytworzonych z materiałów HABS i S&S w zakresie gęstości wypełnienia od 13 [%] do 80 [%]. Natomiast próbki wykonane z materiałów ABS, PLA i PC/ABS w zakresie gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej 80 [%] i pełnej uzyskują znacznie wyższe wartości maksymalnego obciążenia i naprężenia rozciągającego niż przy niższych gęstościach.

Największe różnice między uzyskanymi wartościami analizowanych parametrów (maksymalnego naprężenia rozciągającego i maksymalnego obciążenia) występują między próbkami o gęstości wypełnienia 80 [%] i pełnej wytworzone ze wszystkich badanych materiałów (z wyjątkiem próbek wytworzonych z materiału UniHIPS - rys. 8.14, 8.15). Ta właściwość wskazuje, by wykonywać detale o najwyższej możliwej gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej typu kratka, ponieważ przejawiają one największą wytrzymałość na rozciąganie. Także uzyskane różnice wyników są najbardziej zauważalne w odniesieniu do pozostałych gęstości wypełnień w obrębie jednego materiału. Największe wartości maksymalnego obciążenia i maksymalnego naprężenia rozciągającego w próbie jednokierunkowego rozciągania uzyskały kształtki wytworzone z materiału PLA, w których gęstość struktury wewnętrznej była pełna, a najniższe - kształtki wytworzone z materiału UniHIPS we wszystkich rozpatrywanych gęstościach struktury wewnętrznej.

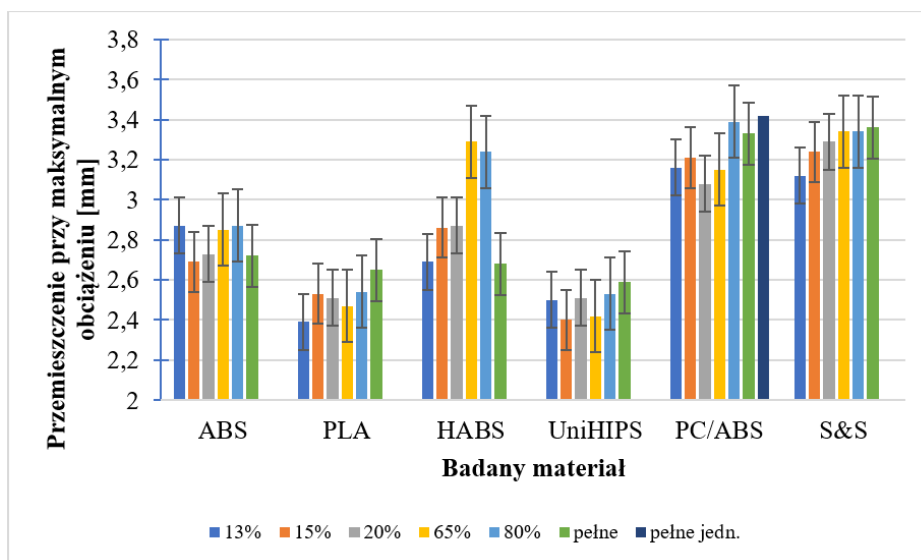


Rys. 8.14. Wykres przedstawiający maksymalne naprężenie rozciągające w zależności od stopnia wypełnienia wewnętrznego próbki i od badanego materiału



Rys. 8.15. Wykres zestawiający maksymalne obciążenie w zależności od gęstości struktury wewnętrznej i od zastosowanego materiału

Zestawiając wartości przemieszczenia przy maksymalnym obciążeniu uzyskane po przeprowadzeniu próby jednokierunkowego rozciągania dla próbek wykonanych z badanych materiałów (rys. 8.16), spostrzeżono, że w próbkach wykonanych ze wszystkich materiałów (z wyjątkiem próbek wytworzonych z materiału HABS) analizowane wartości są zbliżone do siebie niezależnie od gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej w obrębie jednego rozpatrywanego materiału. Wyjątek stanowią kształtki o gęstości wypełnienia 65 [%] i 80 [%] wykonane z HABS, w których różnice mogą wynikać z występowania szczelin między wypełnieniem próbki, a zewnętrznym obrysem.

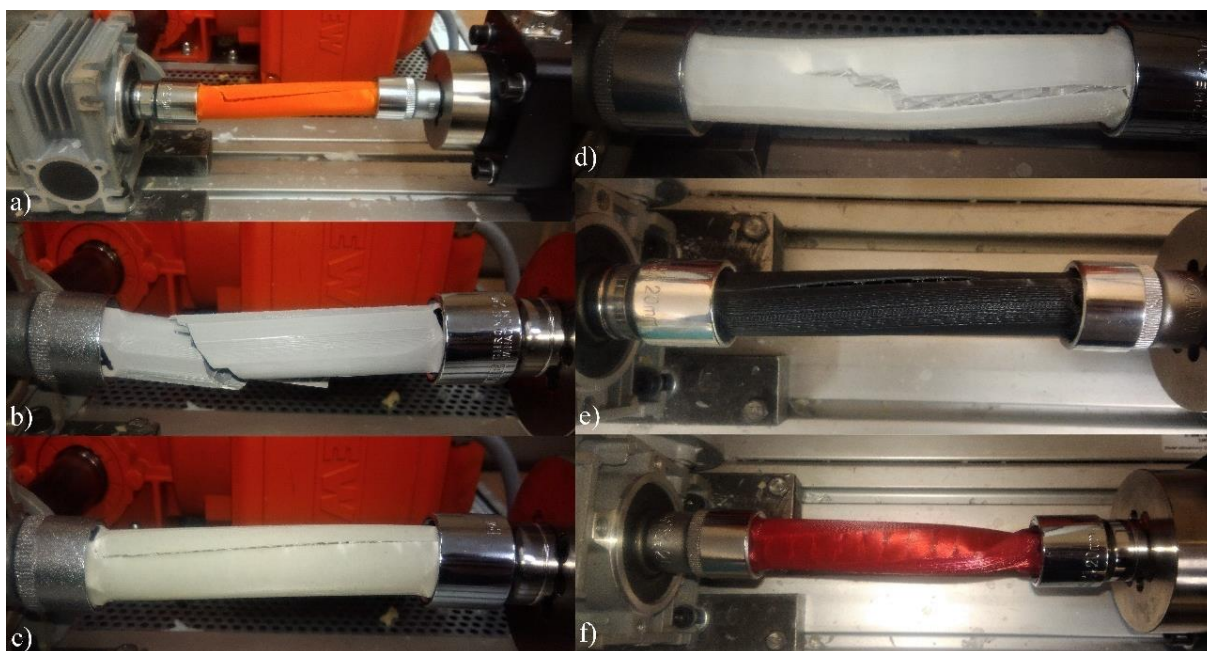


Rys. 8.16. Wykres zestawiający wartości przemieszczenia przy maksymalnym obciążeniu dla próbek o zróżnicowanej strukturze wewnętrznej w zależności od zastosowanego materiału prototypowego

Po wykonaniu próby jednokierunkowego rozciągania próbek wykonanych z rozpatrywanych materiałów prototypowych wykorzystywanych w technologii FFF wykonano ich statyczne próby skręcania. W nich także pod uwagę wzięto wpływ zastosowanej gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej na badane parametry wytrzymałościowe.

#### 8.4.2. Statyczna próba skręcania

Na rysunku 8.17 przedstawiono wybrane próbki o gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej 13 [%] po przeprowadzonej próbie statycznego skręcania wytworzone z sześciu badanych materiałów prototypowych.



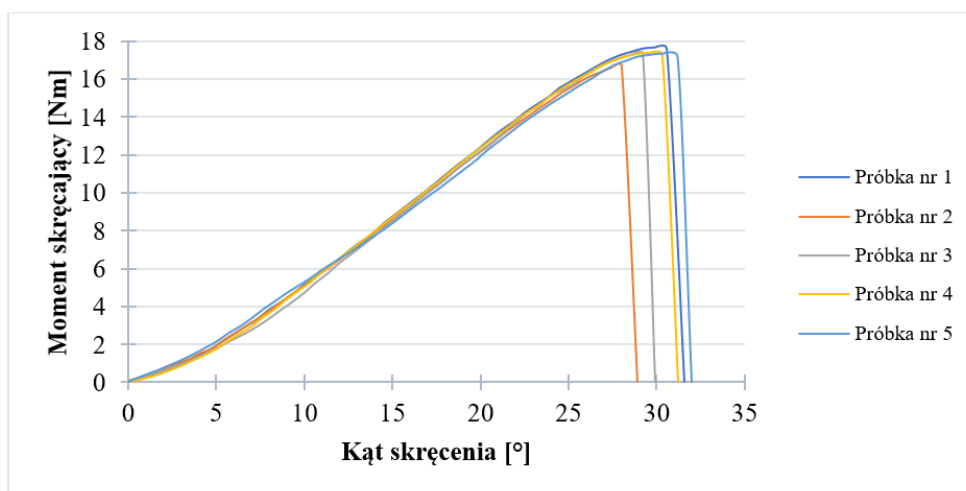
Rys. 8.17. Zdjęcia wybranych próbek po przeprowadzonej próbie statycznego skręcania: A13 (a), L13 (b), HA13 (c), UH13 (d), CA13 (e), S13 (f)

Podczas wykonywania próby statycznego skręcania próbek wykonanych z wybranych materiałów prototypowych stwierdzono, że we wszystkich rozpatrywanych próbkach (z wyjątkiem próbki wytworzonej z materiału S&S (rys. 8.17f)) pojawiały się pęknięcia na powierzchni zewnętrznej. Wyjątek stanowi już wspomniana próbka S13, w której w jednym z uchwytów maszyny doszło do znacznego skręcenia próbki i jej odkształcenia.

Po przeprowadzonej próbie statycznego skręcania próbek otrzymano wyniki zależności kąta skręcenia od momentu skręcającego. W oparciu o nie opracowano wykresy, które przedstawiono na przykładzie kształtek o gęstości struktury wewnętrznej 13 [%] z każdego badanego materiału. Na podstawie analizy danych wykonano wykres dla próbek A13 (rys. 8.18). Na nim dostrzeżono, że moment skręcający wzrastał proporcjonalnie do kąta skręcenia do momentu osiągnięcia granicy wytrzymałości na skręcanie i uszkodzenia próbki.

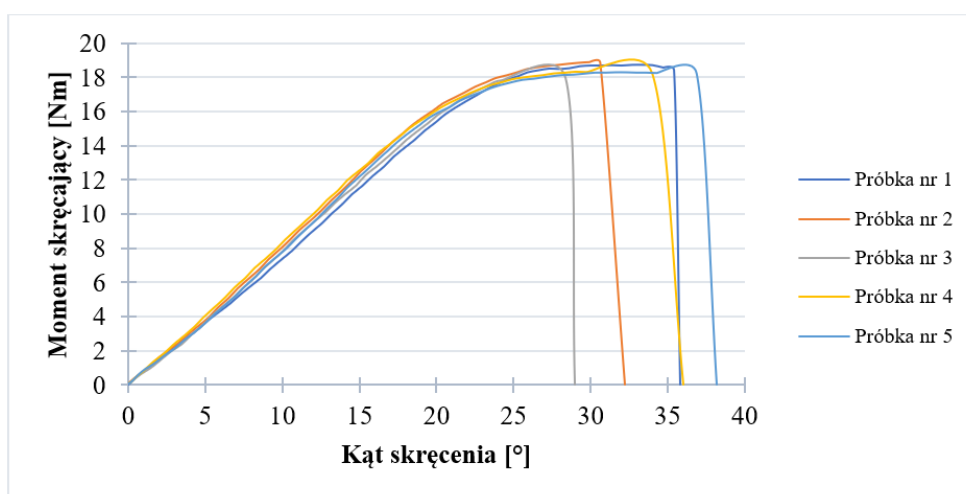


Podobne zależności były dostrzegalne w pozostałych rozważanych wariantach kształtek z wyłączeniem próbek A80 i A100. Podczas próby statycznego skręcania próbek A80 i A100 po osiągnięciu granicy wytrzymałości moment skręcający nie wzrastał w odniesieniu do rosnącego kąta skręcenia aż do chwili zerwania próbki.



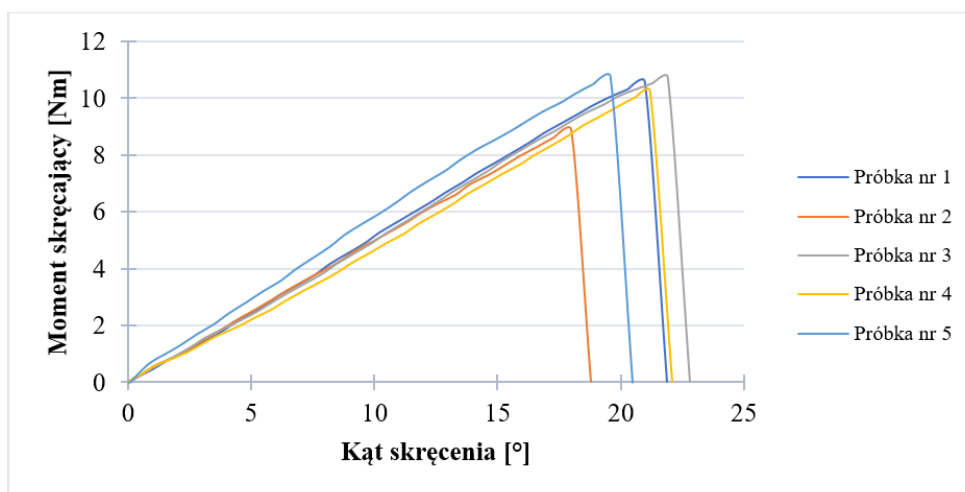
Rys. 8.18. Wykres zależności momentu skręcającego od kąta skręcenia dla próbek A13

Na podstawie przeprowadzonej analizy po statycznym skręcaniu próbek L13 wykonano wykres (rys. 8.19). Na jego podstawie stwierdzono, że w końcowej fazie badania próbek L13 moment skręcający znacznie wzrósł. Następnie doszło do umocnienia się materiału i do zerwania próbki. Ta zależność była dostrzegalna we wszystkich analizowanych próbkach wykonanych z materiału PLA z wyjątkiem próbek L65 i L80. Podczas skręcania próbek wykonanych z PLA o gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej 65 [%] i 80 [%] w końcowej fazie kąt skręcenia wzrastał przy zachowaniu stałego momentu skręcającego. Warto dodać, że wszystkie badane próbki w próbie ich skręcania uległy zerwaniu.



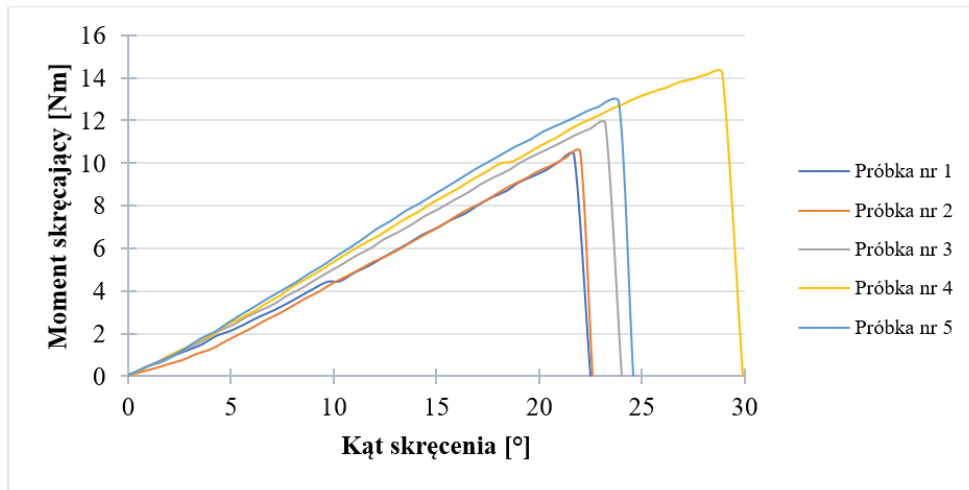
Rys. 8.19. Wykres zależności momentu skręcającego od kąta skręcenia dla próbek L13

Na podstawie danych uwzględnionych na wykresie (rys. 8.20), po wykonanej próbie statycznego skręcania próbek HA13 stwierdzono, że w końcowej fazie doszło do osiągnięcia granicy wytrzymałości, umocnienia materiału i uszkodzenia próbek. Podobną właściwość zaobserwowano podczas skręcania pozostałych próbek o różnej gęstości struktury wewnętrznej z materiału HABS, w których w miarę wzrostu jej gęstości kąt skręcenia zwiększał się przy zachowaniu stałego momentu skręcającego po osiągnięciu granicy wytrzymałości.



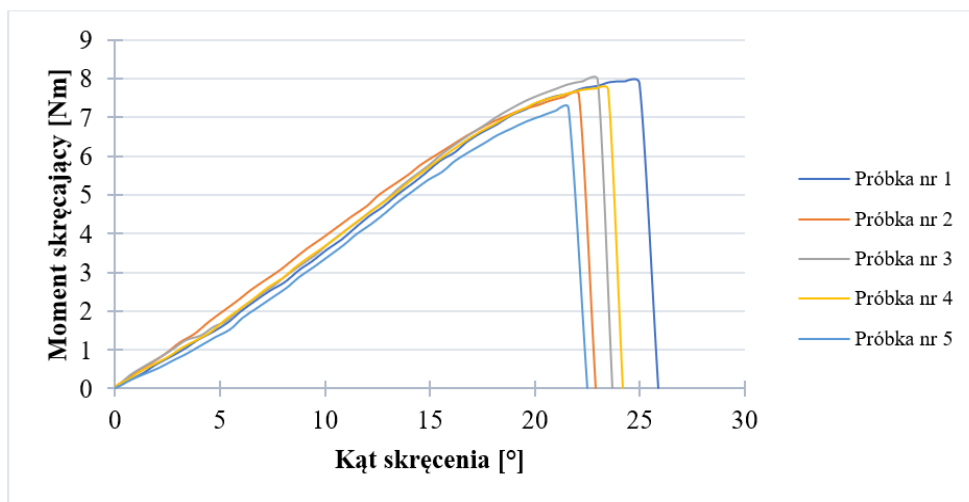
Rys. 8.20. Wykres opracowany po przeprowadzonej próbie skręcania dla próbek HA13

Podczas statycznego skręcania próbek CA13 (rys 8.21), podobnie jak dla kształtek wytworzonych z ABS (rys. 8.18), moment skręcający wzrastał proporcjonalnie do kąta skręcenia. Przy końcowym etapie skręcania rozpatrywanych próbek materiał umocnił się, po czym próbki uległy uszkodzeniu. Podobne zależności dostrzeżono również przy pozostałych rozpatrywanych gęstościach struktury wewnętrznej próbek. Należy dodać, że po osiągnięciu granicy wytrzymałości próbek wytworzonych z materiału PC/ABS kształtki natychmiast ulegały zniszczeniu.



Rys. 8.21. Wykres opracowany na podstawie danych uzyskanych po przeprowadzeniu statycznej próby skręcenia kształtek CA13

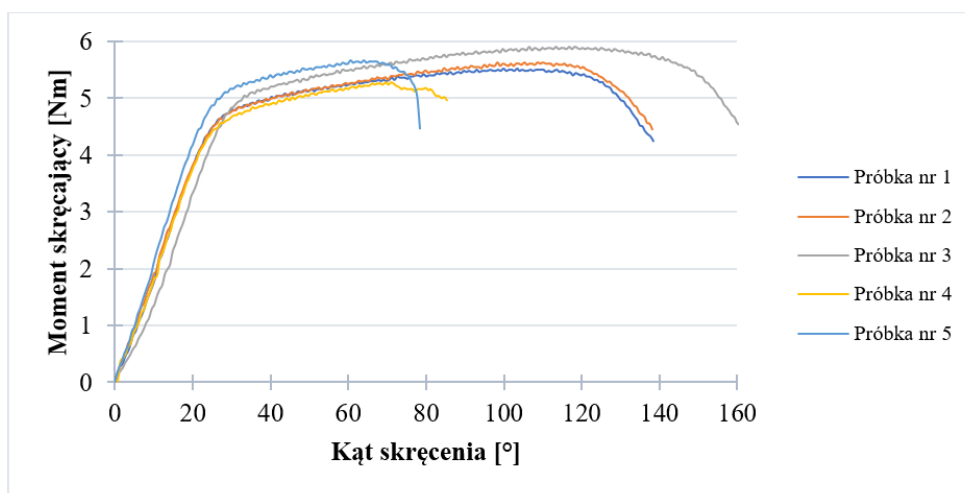
Uwzględniając dane otrzymane po wykonaniu statycznej próby skręcenia próbek UH13, sporządzono wykres (rys. 8.22). Na jego podstawie stwierdzono, że w końcowym etapie próby doszło do zwiększenia momentu skręcającego w wyniku umocnienia materiału, a następnie do uszkodzenia próbki. Podobne charakterystyki zaobserwowano przy pozostałych analizowanych gęstościach wypełnienia struktury wewnętrznej wytworzonych z materiału UniHIPS, z tym że wraz ze wzrostem gęstości zwiększał się kąt skręcenia bez zmiany wartości momentu skręcającego. Próba skręcenia próbek wytworzonych z UniHIPS przebiegała płynnie. Podczas badań zniszczeniu ulegała głównie ich ścianka.



Rys. 8.22. Wykres zależności momentu skręcającego od kąta skręcenia dla próbek UH13

Biorąc pod uwagę wyniki uzyskane po przeprowadzeniu statycznej próby skręcenia próbek S13 wykonano wykres (rys. 8.23). Na jego podstawie stwierdzono, że materiał S&S jest materiałem ciągliwym. Było to szczególnie dostrzegalne podczas skręcenia próbek S100.

Nieregularne zmiany wartości momentu skręcającego były spowodowane zrywaniem się pojedynczych włókien kształtki. Zrywanie włókien było także widoczne podczas skręcania próbek wykonanych z S&S z pozostałymi rozpatrywanymi gęstościami wypełnienia struktury wewnętrznej.



Rys. 8.23. Wykres dla próbek S13 opracowany na podstawie danych po statycznej próbie skręcania

Po przeprowadzeniu próby statycznego skręcania kształtek na podstawie uzyskanych danych obliczono średni maksymalny moment skręcający i średni kąt skręcenia przy maksymalnym momencie skręcającym w zależności od zastosowanego materiału prototypowego i od gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej. Dane te zebrano i przedstawiono w tabelach 8.4 i 8.5. Kolorem czerwonym zaznaczono wartości maksymalne, a niebieskim minimalne danego parametru dla określonej gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej.

Tabela 8.4. Wyniki obliczeń średniego maksymalnego momentu skręcającego [Nm] dla próbek wytworzonych z badanych materiałów

Gęstość struktury wewn. Materiał (1)	ABS (2)	PLA (3)	HABS (4)	UniHIPS (5)	PC/ABS (6)	S&S (7)
13 [%]	17,30	<b>18,46</b>	10,24	7,70	11,97	<b>5,60</b>
15 [%]	<b>17,41</b>	17,38	11,90	6,55	13,64	<b>5,45</b>
20 [%]	17,43	<b>21,94</b>	12,14	6,55	14,15	<b>6,01</b>
65 [%]	19,21	<b>37,77</b>	14,96	<b>7,06</b>	16,72	7,28
80 [%]	26,96	<b>50,21</b>	19,72	12,16	22,81	<b>10,18</b>
pełne	<b>60,71</b>	53,58	45,50	31,25	56,68	<b>20,94</b>

Tabela 8.5. Wyniki obliczeń średniego kąta skręcenia [°] przy maksymalnym momencie skręcającym [Nm] dla badanych materiałów

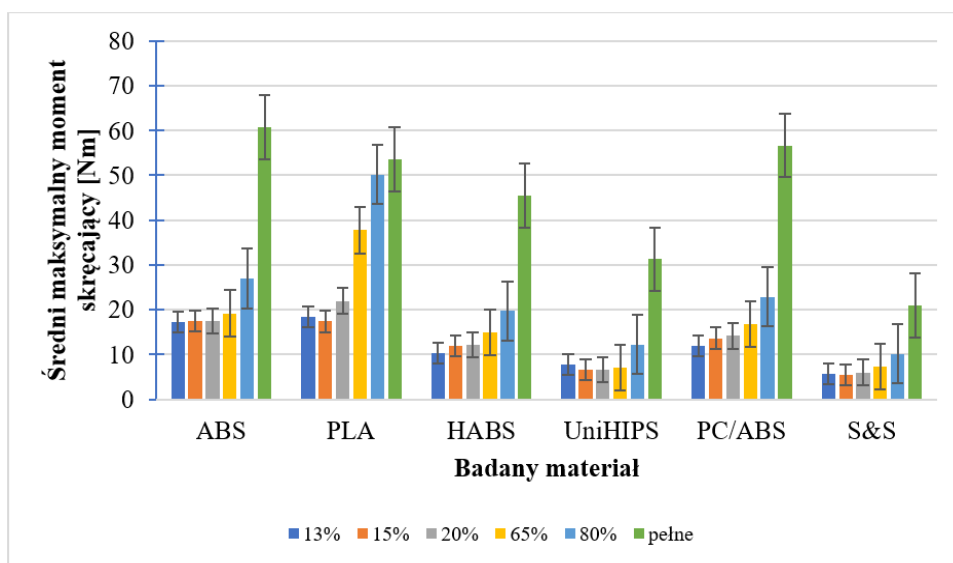
Gęstość struktury wewn. Materiał (1)	ABS (2)	PLA (3)	HABS (4)	UniHIPS (5)	PC/ABS (6)	S&S (7)
13 [%]	29,40	30,60	<b>20,34</b>	22,78	23,94	<b>87,66</b>
15 [%]	29,16	25,82	24,20	<b>21,02</b>	24,08	<b>99,50</b>
20 [%]	31,82	34,06	25,36	<b>19,98</b>	26,32	<b>185,12</b>
65 [%]	33,34	44,90	31,82	<b>20,02</b>	31,82	<b>365,82</b>
80 [%]	58,82	44,16	35,50	37,84	<b>34,66</b>	<b>509,79</b>
pełne	58,42	<b>40,82</b>	48,60	67,78	58,48	<b>876,90</b>

Uwzględniając dane w tabelach 8.4 i 8.5, opracowano wykresy słupkowe zestawiające uzyskane wartości w zależności od materiału i gęstości zastosowanej struktury wewnętrznej (rys. 8.24, 8.25). Na wykresie przedstawionym na rysunku 8.25 pominięto wartość kąta skręcenia przy maksymalnym momencie skręcającym dla próbek wykonanych z materiału S&S, ponieważ uzyskane wartości w porównaniu z wartościami dla innych badanych materiałów są ok. 150-krotnie większe i ich uwzględnienie znacznie zmniejszyłoby czytelność przedstawionych danych.

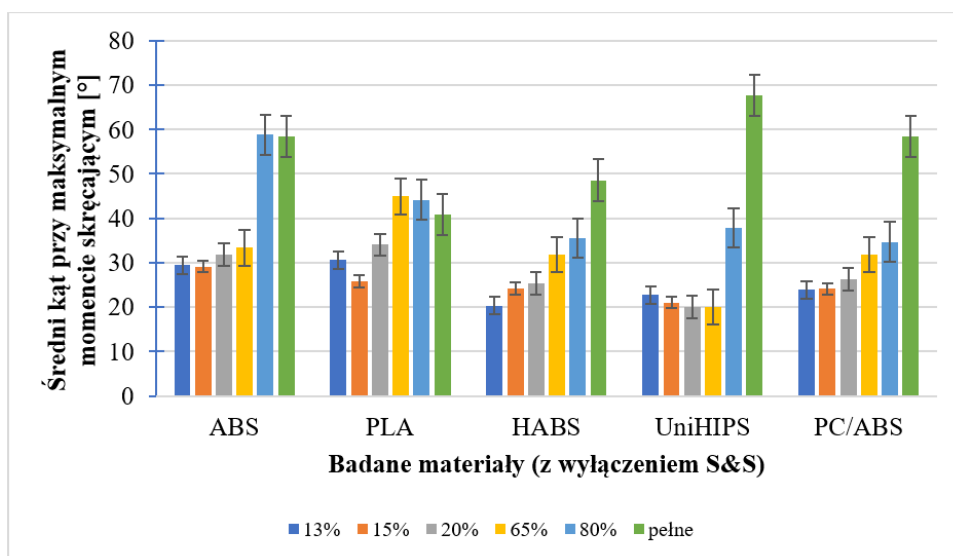
Porównując dane przedstawione na wykresie (rys. 8.24) stwierdzono, że dla badanych materiałów w zakresie gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej od 13 [%] do 65 [%] średni maksymalny kąt skręcający w obrębie jednego materiału przyjmuje zbliżone wartości. Wyjątek stanowią kształtki wykonane z materiału PLA, w których to od gęstości struktury wewnętrznej 65 [%] wraz ze wzrostem gęstości wzrasta maksymalny moment skręcający. We wszystkich analizowanych materiałach największe różnice między maksymalnym momentem skręcającym są widoczne w próbkach o gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej 80 [%] i pełne (wyjątek stanowią próbki wykonane z PLA).

Zestawiając dane zaprezentowane na opracowanym wykresie (rys. 8.25) spostrzeżono, że dla próbek wytworzonych z materiału HABS i PC/ABS w zakresie gęstości struktury wewnętrznej od 13 [%] do 80 [%] kąt skręcenia przy maksymalnym momencie skręcającym zwiększa się liniowo wraz ze wzrostem gęstości wypełnienia. Dla próbek wykonanych z materiału ABS stwierdzono, że w zakresie gęstości struktury wewnętrznej od 13 [%] do 65 [%] wartości kąta skręcenia są do siebie zbliżone. Podobną zależność spostrzeżono dla próbek z materiału UniHIPS w rozważanym zakresie gęstości wypełnienia struktury

wewnętrznej, z tym że w miarę wzrostu jej gęstości, wartość średniego kąta skręcenia przy maksymalnym momencie skręcającym maleje (również było to odnotowane dla średniego maksymalnego kąta skręcenia - rys. 8.24). Największe rozbieżności między uzyskanymi średnimi wynikami kąta skręcenia zaobserwowano dla próbek wytworzonych z PLA (rys. 8.25). Także podobnie jak w przypadku maksymalnego momentu skręcającego (rys. 8.24), i dla średniego kąta skręcenia przy maksymalnym momencie skręcającym dla wszystkich rozpatrywanych materiałów stwierdzono, że największe różnice występują między 80 [%], a pełną gęstością wypełnienia struktury wewnętrznej (wyjątek stanowią wyniki uzyskane dla próbek wytworzonych z materiału PLA) (rys. 8.25).



Rys. 8.24. Zestawienie wartości średniego maksymalnego momentu skręcającego dla badanych materiałów w zależności od gęstości struktury wewnętrznej



Rys. 8.25. Zestawienie wartości średniego kąta skręcenia przy maksymalnym momencie skręcającym w zależności od badanego materiału (z wyłączeniem S&S) i od gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej

Po wykonaniu próby jednokierunkowego rozciągania i statycznego skręcania próbek wykonanych z sześciu materiałów prototypowych stosowanych w technologii FFF opracowano podsumowanie i wnioski końcowe, mając na uwadze zastosowane różne gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej. Przedstawiono je w kolejnym podrozdziale.

## **8.5. Podsumowanie wyników badań wybranych właściwości mechanicznych wytypowanych materiałów polimerowych**

Podsumowując wyniki wykonanych badań kształtek wykonanych w technologii FFF stwierdzono, że w próbkach o gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej od 13 [%] do 65 [%] wykonanych ze wszystkich badanych materiałów w obrębie jednego materiału przyjmowały zbliżone wartości maksymalnego naprężenia rozciągającego, maksymalnego obciążenia, maksymalnego momentu skręcającego oraz kąta skręcenia przy maksymalnym momencie skręcającym. Dowodzi to, iż ze względów ekonomicznych uzasadnione jest wykonywanie modeli o najniższym stopniu wypełnienia w rozpatrywanej gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej typu kratka.

We wszystkich rozpatrywanych materiałach największe różnice między wartościami maksymalnego naprężenia rozciągającego, maksymalnego obciążenia, maksymalnego momentu skręcającego i kąta skręcenia przy maksymalnym momencie skręcającym zaobserwowano między kształtkami o wypełnieniach 80 [%] i pełnym. Ta właściwość nie dotyczy próbek wykonanych z materiału UniHIPS, gdzie analizowane wielkości przyjmują przybliżone wartości bez względu na zastosowaną gęstość wypełnienia struktury wewnętrznej. Wskazuje to, że przy wykonaniu modeli o wysokiej wytrzymałości należy wybierać maksymalny stopień wypełnienia struktury wewnętrznej typu kratka w celu otrzymania detali o wysokiej wytrzymałości. Porównując wartości uzyskane podczas prób dla kształtek o największym stopniu wypełnienia z rozpatrywanego zakresu stwierdzono, że największe maksymalne wartości naprężenia rozciągającego i maksymalnego obciążenia zaobserwowano kolejno przy detalach wykonanych z PLA, z ABS i HABS, z PC/ABS oraz z UniHIPS i z S&S. W przypadku próby statycznego skręcania spostrzeżono prawidłowość: im próbka wykonana z danego materiału osiągała wyższe wartości średnie maksymalnego momentu skręcającego, tym średni kąt skręcenia był niższy. Wynika to z gęstości wypełnienia wewnętrznego próbki: im jest ona niższa, tym więcej przestrzeni mają poszczególne włókna by zmienić swoje położenie na skutek zadanego obciążenia statycznego. Największy moment skręcający uzyskały próbki wykonane z ABS, następnie z PC/ABS, PLA, HABS, UniHIPS i S&S. Najwyższe wartości kąta skręcenia przy maksymalnym momencie skręcającym

zaobserwowano przy S&S (co świadczy o wysokiej ciągliwości materiału), a najmniejsze przy kształtkach wykonanych z PLA.

Znaczące różnice w uzyskanych wynikach zarejestrowano między kształtkami wytwarzanymi do próby jednokierunkowego rozciągania wykonanymi z PC/ABS o wypełnieniu pełnym i pełnym z jednokierunkowym ułożeniem włókien, zgodnym z kierunkiem działania siły rozciągającej. Te wyniki świadczą o tym, że oprócz zastosowanej gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej, istotny wpływ na wytrzymałość detali ma również położenie poszczególnych włókien wykonywanego detalu względem kierunku działania siły.

Materiał S&S według producenta jest określany jako materiał o wysokiej wytrzymałości. Porównując to stwierdzenie z wynikami uzyskanymi z przeprowadzonych dwóch badań właściwości mechanicznych (próby jednokierunkowego rozciągania i próby statycznego skręcania) kształtek wytworzonych w technologii FFF z różnymi gęstościami wypełnień stwierdzono, że producent określił wytrzymałość materiału biorąc pod uwagę miarę wydłużenia próbki aż do jej uszkodzenia i zerwania. Prawdopodobnie nie wziął pod uwagę jego maksymalnego naprężenia rozciągającego. W przypadku określenia wytrzymałości materiałów istotne jest ustalenie ich granicy wytrzymałości materiałów, czyli granicy plastyczności, lub nawet - granicy proporcjonalności, ponieważ do tej granicy nie zachodzą w materiale trwałe i nieodwracalne przemiany (zakres stosowalności prawa Hooke'a dla danego materiału). Z tego powodu uzasadnione jest wykonywanie badań materiałów prototypowych o nieznanym bądź zmodyfikowanym składzie chemicznym w przypadku wykonywania modeli, zwłaszcza w produkcji seryjnej.

We wszystkich rozpatrywanych materiałach wraz ze wzrostem gęstości wypełnienia zmienia się zarówno charakterystyka krzywych umocnienia, jak i krzywych obrazujących zależności przemieszczenia od obciążenia oraz zależności między momentem skręcającym, a kątem skręcenia. Wraz ze wzrostem stopnia wypełnienia próbek charakterystyka krzywych umocnienia jest zbliżona do charakterystyk określonych w normie PN-EN ISO 527-2:2012 [112], która to odpowiada ogólnym właściwościom materiału. Z tego powodu przy badaniu materiałów prototypowych o nowym, bądź o modyfikowanym składzie chemicznym uzasadnione jest, by do prób wykonywać kształtki o całkowitym stopniu wypełnienia, ponieważ dzięki temu w sposób jednoznaczny, zgodnie z wytycznymi normy, będzie można określić właściwości badanego materiału.

Reasumując, na podstawie uzyskanych wyników po wykonanych badaniach właściwości mechanicznych, jako materiał prototypowy do wytworzenia zaprojektowanych



konstrukcji kół zębatach o zredukowanej masie w technologii FFF wybrano ABS. Przyjęto pełną gęstość wypełnienia struktury wewnętrznej typu kratka. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że materiał ten charakteryzuje się wysoką wytrzymałością na skręcanie w odniesieniu do maksymalnego momentu skręcającego (rys. 8.24) i dobrą wytrzymałością na rozciąganie (rys. 8.14). Kolejnym czynnikiem decydującym o wyborze materiału prototypowego do wytworzenia analizowanych przekładni były właściwości materiału ABS związane z jego wyraźną granicą plastyczności i odkształceniem w zakresie stosowalności prawa Hooke'a. Dzięki temu możliwe jest pozyskanie danych na podstawie przeprowadzonych badań mechanicznych oraz w konsekwencji możliwość przeprowadzenia analizy statycznej metodą elementów skończonych [15, 67, 71]. Materiał ABS wybrano również ze względu na jego ogólną dostępność na rynku i częste modyfikacje jego składu w celu poprawy właściwości mechanicznych [1, 15, 34, 147]. W kolejnym rozdziale przedstawiono sposób uzyskania danych związanych z modułem Kirchoff'a ( $G$ ) i modułem Young'a ( $E$ ) na podstawie przeprowadzonych badań właściwości mechanicznych znormalizowanych kształtek wraz z przeprowadzoną analizą numeryczną zaprojektowanych konstrukcji współpracujących kół zębatach o zredukowanej masie.

## 9. Analiza MES opracowanych rozwiązań konstrukcyjnych współpracujących par kół zębatach o zredukowanej masie

### 9.1. Właściwości mechaniczne wybranego materiału prototypowego

Analizę statyczną nieliniową opracowanych konstrukcji współpracujących par kół zębatach wykonano w środowisku programu Autodesk Inventor Nastran 2021. Przygotowanie i wyniki analizy przedstawiono na przykładzie zębniaka ze względu na m.in. większą liczbę cykli w porównaniu do koła zębatego podczas pracy, i związane z tym większe obciążenie. Obciążono go siłą wypadkową wynikającą z zazębienia. W analizowanej geometrii wielowypust zastąpiono otworem walcowym  $\varnothing 14$  [mm], ponieważ po wstępnych analizach statycznych w miejscu wielowypustu występowały osobliwości w postaci karbów numerycznych. Pozostawały one mimo lokalnego zagęszczenia siatki i zakłócały ostateczne wyniki przeprowadzonej analizy. Ze względu na m.in. odkształcenie w zakresie stosowności prawa Hooke'a, wybrano materiał ABS do wytworzenia wszystkich analizowanych wariantów współpracujących par kół zębatach. Właściwość ta na podstawie przeprowadzonych prób jednokierunkowego rozciągania i statycznego skręcania próbek o całkowitej gęstości wypełnienia (rozdz. 8) umożliwia pozyskanie danych związanych z modułem Young'a (E) i modułem Kirchoff'a (G). Materiał ABS wybrano także z powodu wartości uzyskanych wybranych parametrów w wykonanych badaniach próbek znormalizowanych. Do dalszych analiz wybrano próbki z materiału ABS o pełnej gęstości struktury wewnętrznej. Obliczenia związane z modułem Kirchoff'a i modułem Young'a przedstawiono poniżej.

Na podstawie wzorów dostępnych w źródłach literaturowych, biorąc pod uwagę próbę statycznego skręcania, obliczono biegunowy moment bezwładności ( $I_o$ ) (wzór 9.1) w celu wyznaczenia modułu Kirchoff'a (G) (wzór 9.2) [38, 39, 101]. Jako średnicę próbki ( $d_{sps}$ ) przyjęto średnicę próbki zastosowanej do statycznej próby skręcania (rys. 8.4) (20 [mm]):

$$I_o = \frac{\pi \cdot d_{sps}^4}{32} [mm^4] \rightarrow I_o = \frac{\pi \cdot 20^4}{32} = \frac{160000\pi}{32} \cong 15700 [mm^4] \quad (9.1)$$

Dla próbek wykonanych z materiału ABS o pełnej gęstości struktury wewnętrznej wartość średniego momentu skręcającego ( $M_{sABS}$ ) w zakresie stosowności prawa Hooke'a wyniosła 18330 [Nmm]. Natomiast średnia wartość kąta skręcania ( $\varphi_{ABS}$ ) przy  $M_{sABS}$  to ok. 10,52 [°] (czyli 0,18 [rad]). Wartości te zostały wyznaczone w sposób doświadczalny, bazując na wiedzy i praktyce. Na podstawie powyższych wartości i wzorów zawartych

w danych literaturowych [38, 39, 101] obliczono moduł Kirchoff'a (wzór 9.2). Jako  $L_o$  przyjęto długość odcinka pomiarowego dla próbki użytej do statycznej próby skręcania, czyli 100 [mm] (rys. 8.4):

$$G = \frac{L_o \cdot M_{sABS}}{I_o \cdot \varphi_{ABS}} \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \rightarrow G = \frac{100 \cdot 18330}{15700 \cdot 0,18} \cong 648,6 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \cong 648,6 [MPa] \quad (9.2)$$

Na podstawie wzoru 9.3 obliczono średni moduł Young'a dla próbek poddanych próbie jednokierunkowego rozciągania wytworzonych z materiału ABS, w których zastosowano pełną gęstość struktury wewnętrznej typu kratka [111]:

$$E = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1} [MPa] \rightarrow 1834 [MPa], \quad (9.3)$$

$\sigma_1$  – naprężenie przy wartości wydłużenia względnego  $\varepsilon_1 = 0,0005 [MPa]$

$\sigma_2$  – naprężenie przy wartości wydłużenia względnego  $\varepsilon_2 = 0,0025 [MPa]$

W tabeli 9.1 zebrano i przedstawiono dane związane z właściwościami mechanicznymi materiału ABS, które zastosowano do przeprowadzenia analizy MES. Uwzględniono informacje pozyskane w sposób doświadczalny, jaki i znajdujące się na kartach materiałowych otrzymanych od producenta filamentu [55].

Tabela 9.1. Podstawowe właściwości mechaniczne zastosowanego materiału

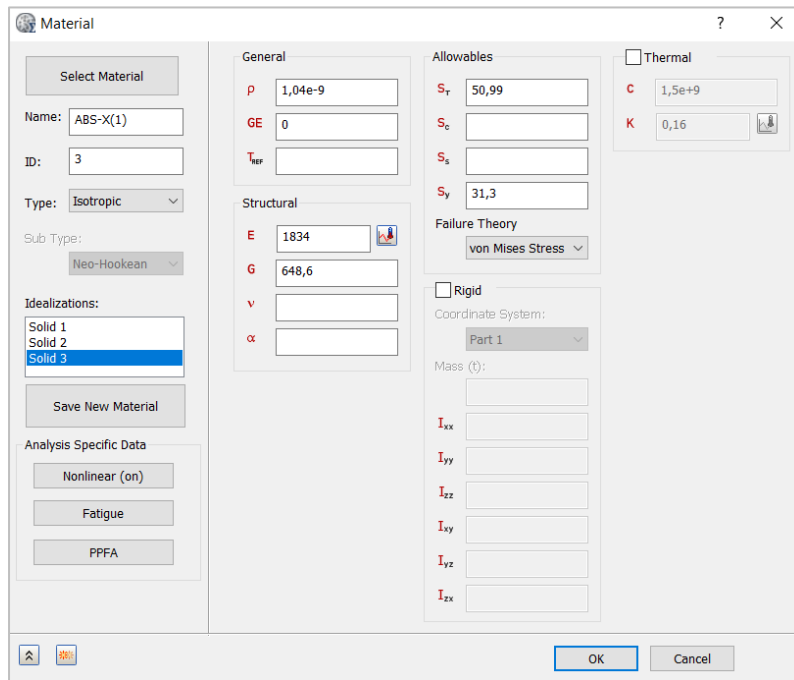
Nazwa materiału	ABS
Gęstość <sup>1</sup> [g/cm <sup>3</sup> ]	1,04
Granica plastyczności [MPa]	31,3
Wytrzymałość na rozciąganie <sup>1</sup> [MPa]	50,99
Moduł Young'a [MPa]	1834
Moduł Kirchoff'a [MPa]	648,6
Współczynnik Poisson'a	0,41

**Uwaga:** <sup>1</sup> - dane pochodzą z karty materiałowej udostępnionej przez producenta filamentu Finnotech Sp. z o.o. [55]

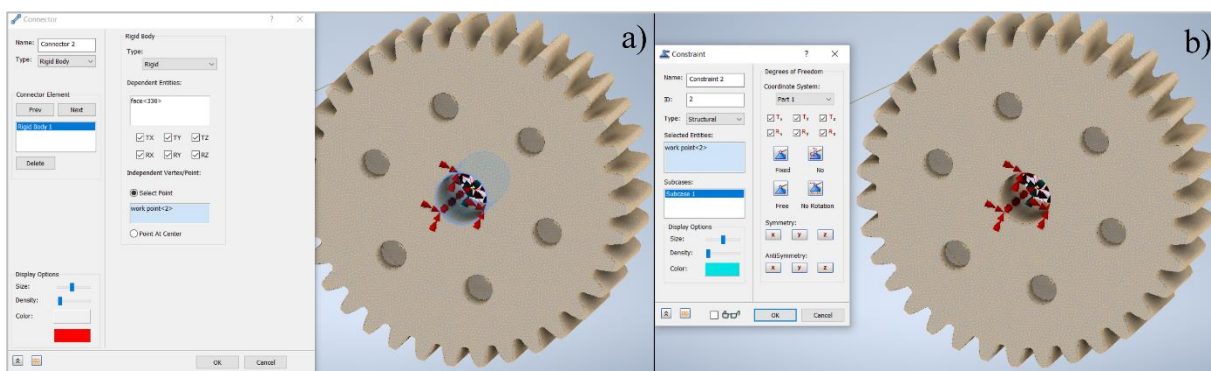
Po określeniu właściwości mechanicznych wybranego materiału ABS do wytworzenia zaprojektowanych współpracujących par walcowych kół zębatych o zębach prostych przystąpiono do przygotowania analizy nieliniowej w programie Autodesk Inventor Nastran 2021. Warunki brzegowe tej analizy przedstawiono w kolejnym podrozdziale.

## 9.2. Określenie warunków brzegowych

Na początku przeprowadzonej analizy MES, dla każdego z zaprojektowanych kół przypisano materiał (rys. 9.1), którego typ określono jako elasto-plastyczny. Jego właściwości zdefiniowano według tabeli 9.1. Następnie nadano wiązanie w postaci unieruchomienia osi obrotu poprzez wcześniejsze zdefiniowanie punktu środkowego (rys. 9.2).



Rys. 9.1. Właściwości przypisanego materiału do badanego zębnika w programie Autodesk Nastran 2021



Rys. 9.2. Ustawienie punktu centralnego (a) i związanie go poleceniem Constrains (b) w Nastran 2021

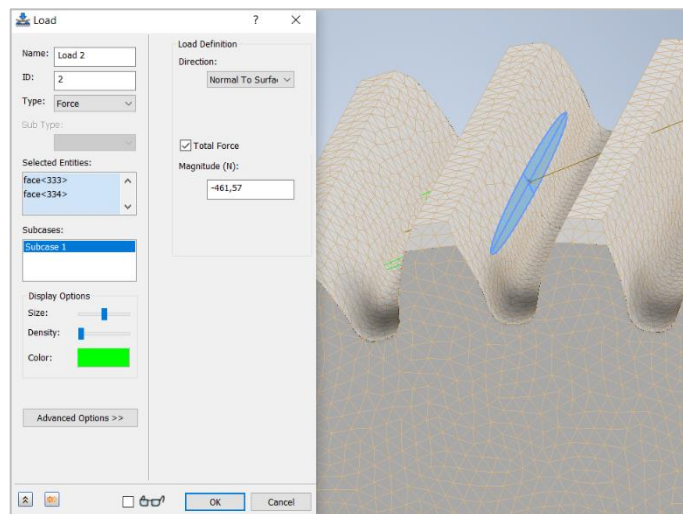
Następnie do jednego zęba zębnika przyłożono siłę wynikającą z obciążenia pary współpracujących walcowych kół o zębach prostych momentem obrotowym zgodnie z kierunkiem działania siły (rys. 9.3). Siła ta została obliczona na podstawie wzorów podanych w literaturze [102]. Obliczono siłę obwodową ( $P_{o1}$ ) oraz siłę promieniową ( $P_{r1}$ ). Następnie obliczono siłę wypadkową ( $P_{n1}$ ), którą przyłożono do zęba (wzory 9.4 - 9.6).

Po przeprowadzeniu wstępnych obliczeń i badań przyjęto wartość momentu (M) wynoszącą 19 [Nm]. Podczas przeprowadzonych obliczeń dążono do nieprzekroczenia granicy plastyczności dla badanego materiału w odniesieniu do naprężenia von Mises. Przekroczenie wartości granicznej powodowałoby nieczytelność i małą wiarygodność uzyskanych wyników związanych z rozkładem naprężeń [73].

$$P_{o_1} = \frac{2M}{d_1} [N] \rightarrow \frac{2 \cdot 19\,000}{87,5} \cong 434,29 [N] \quad (9.4)$$

$$P_{r_1} = P_{o_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha [N] \rightarrow 434,29 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 434,29 \cdot 0,36 \cong 156,34 [N] \quad (9.5)$$

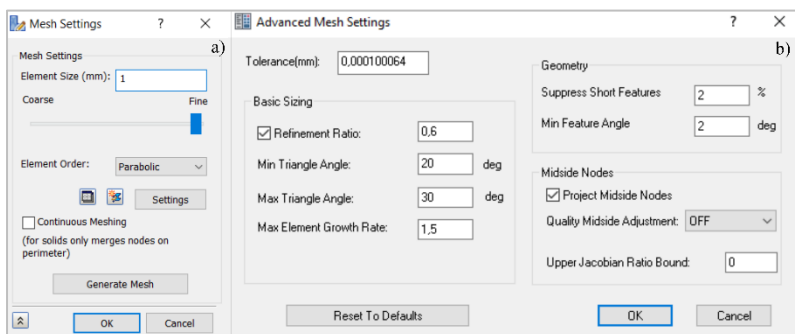
$$P_{n_1} = \sqrt{P_{o_1}^2 + P_{r_1}^2} \rightarrow \sqrt{(434,29)^2 + (156,34)^2} \cong 461,57 [N] \quad (9.6)$$



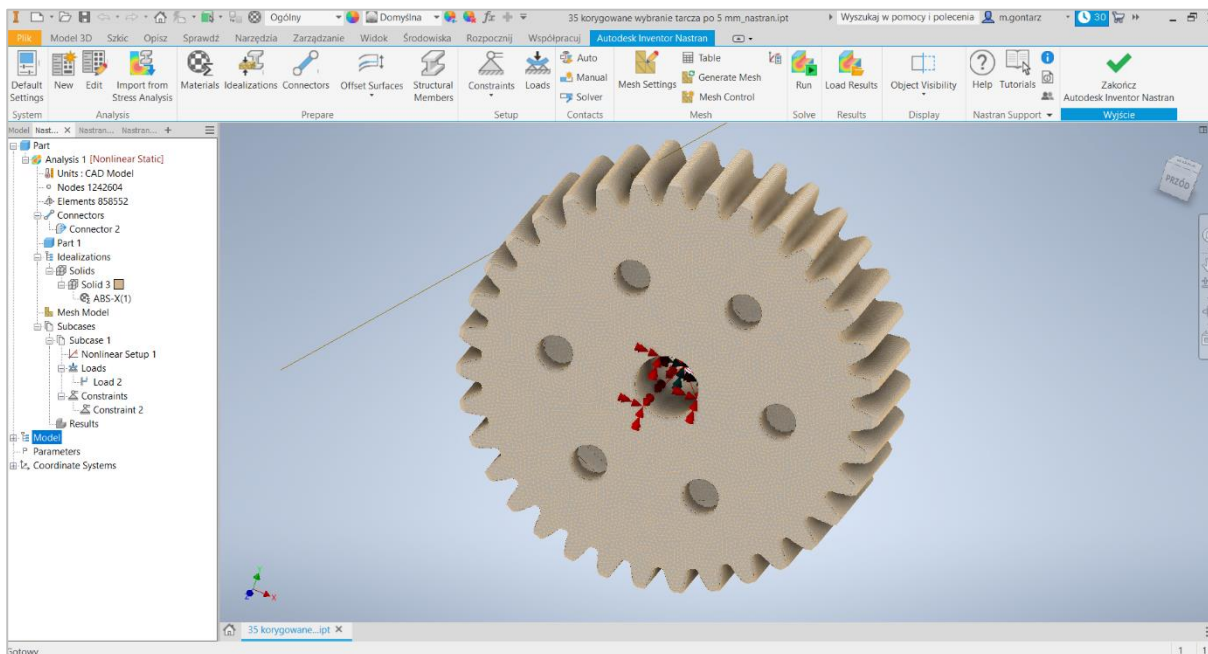
Rys. 9.3. Obciążenie pojedynczego zęba siłą wynikającą z obciążenia pary współpracujących kół momentem 19 [Nm]

W kolejnym kroku określono ustawienia siatki modelu (ang. Mesh Settings). Jej wielkość siatki ustawiono na 1 [mm] (rys. 9.4a). W globalnych ustawieniach zbieżności (ang. Convergence Setting) zdefiniowano maksymalną liczbę cykli obliczeń na 10, gdzie punkt zakończenia przyjęto wartość 2 [%], która to określa różnicę między uzyskanymi wartościami naprężenia von Mises kolejnych cykli obliczeń. Próg błędu określono na 0,95 (rys. 9.4b). Po sprecyzowaniu wyżej wspomnianych parametrów analizy uruchomiono symulację.

Rysunek 9.5 przedstawia przygotowaną analizę statyczną na przykładzie zębnika ZA1 z wygenerowaną siatką modelu, utworzonymi wiązaniami i przyłożoną siłą.



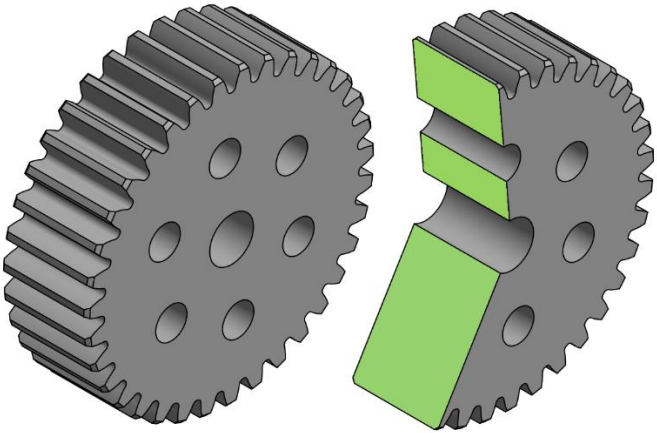
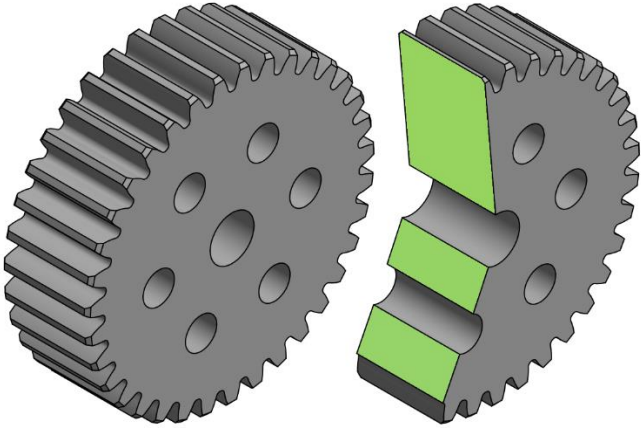
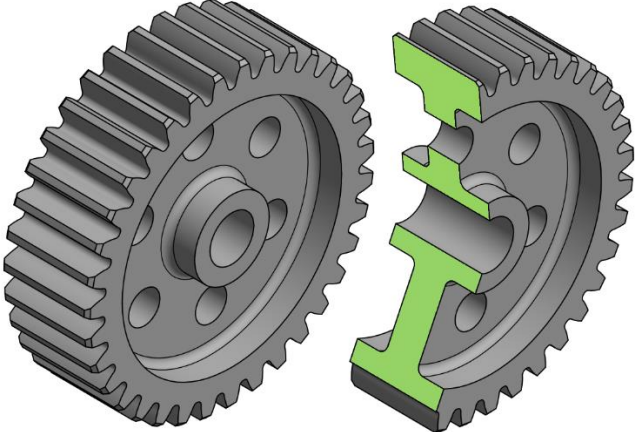
Rys. 9.4. Ustawienia globalne dla siatki (a) i ustawienia zbieżności (b) dla analizowanych rozwiązań konstrukcyjnych zębników w programie Autodesk Nastran 2021



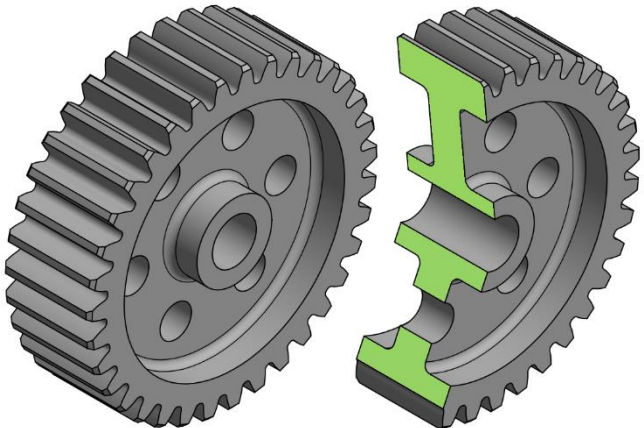
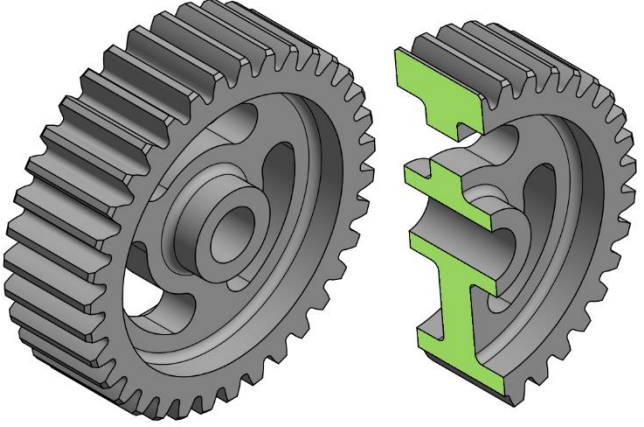
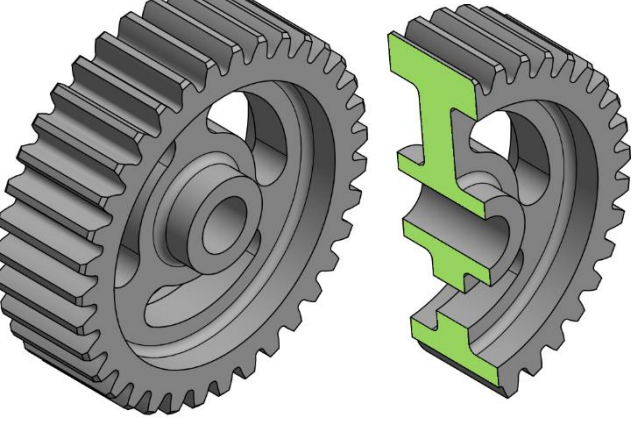
Rys. 9.5. Ustawienia analizy statycznej zębnika ZA1

Dla zębników ZK2, ZK4, ZK5, ZA1 (tab. 7.3) podczas analizy statycznej uwzględniono położenie zastosowanych wybrań w postaci otworów walcowych i łukowych otworów względem obciążonego zęba. W związku z powyższym zastosowano dodatkowe oznaczenia do wymienionych powyżej typów zębników w celu rozróżnienia położenia wybrań (tab. 9.2). Wykonano także widoki przekrojów, w których płaszczyznę przekroju w górnej części widoku poprowadzono przez środek obciążonego zęba. W analizie statycznej pozostałych zębników przedstawionych w tabeli 7.3 nie wzięto pod uwagę położenia zastosowanych wybrań ze względu na ich liczne i często nieregularne rozmieszczenie.

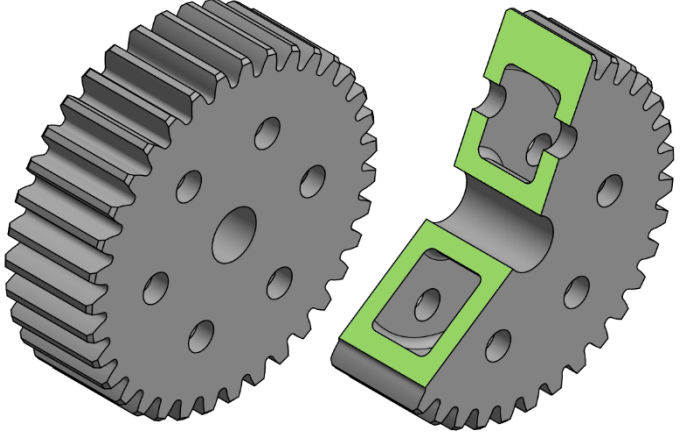
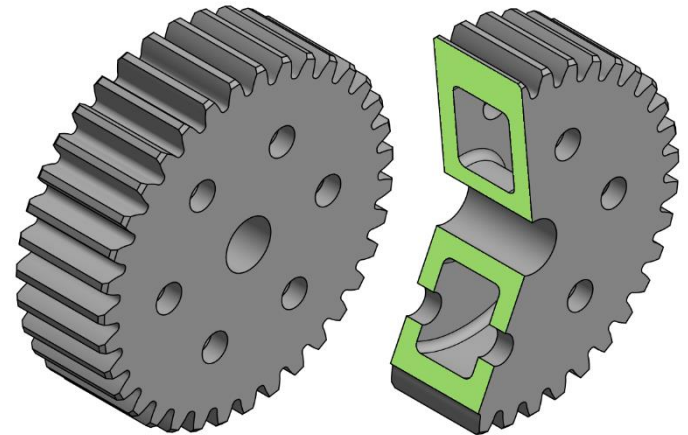
Tabela 9.2. Oznaczenia wybranych zębniaków o zredukowanej masie, w których podczas analizy statycznej wzięto pod uwagę położenie zastosowanych wybrań względem obciążonego zęba (wraz z modelem 3D)

Lp. (1)	Opis (zgodnie z tab. 7.3) (2)	Oznaczenie (zgodnie z tab. 7.3) (3)	Widok (model 3D) (4)
1a	Zębniak ZK2, w którym otwór walcowy jest pod obciążonym zębem	ZK2(P)	
1b	Zębniak ZK2, w którym obciążony ząb jest między otworami walcowymi	ZK2(M)	
2a	Zębniak ZK4, w którym otwór walcowy jest pod obciążonym zębem	ZK4(P)	



Lp. (1)	Opis (zgodnie z tab. 7.3) (2)	Oznaczenie (zgodnie z tab. 7.3) (3)	Widok (model 3D) (4)
2b	Zębnik ZK4, w którym obciążony ząb jest między otworami walcowymi	ZK4(M)	
3a	Zębnik ZK5, w którym środek łukowego otworu jest pod obciążonym zębem	ZK5(P)	
3b	Zębnik ZK5, w którym obciążony ząb jest między łukowymi otworami	ZK5(M)	



Lp. (1)	Opis (zgodnie z tab. 7.3) (2)	Oznaczenie (zgodnie z tab. 7.3) (3)	Widok (model 3D) (4)
4a	Zębnik ZA1, w którym otwór rewizyjny znajduje się pod obciążonym zębem	ZA1(P)	
4b	Zębnik ZA1, w którym obciążony ząb znajduje się między otworami rewizyjnymi	ZA1(M)	

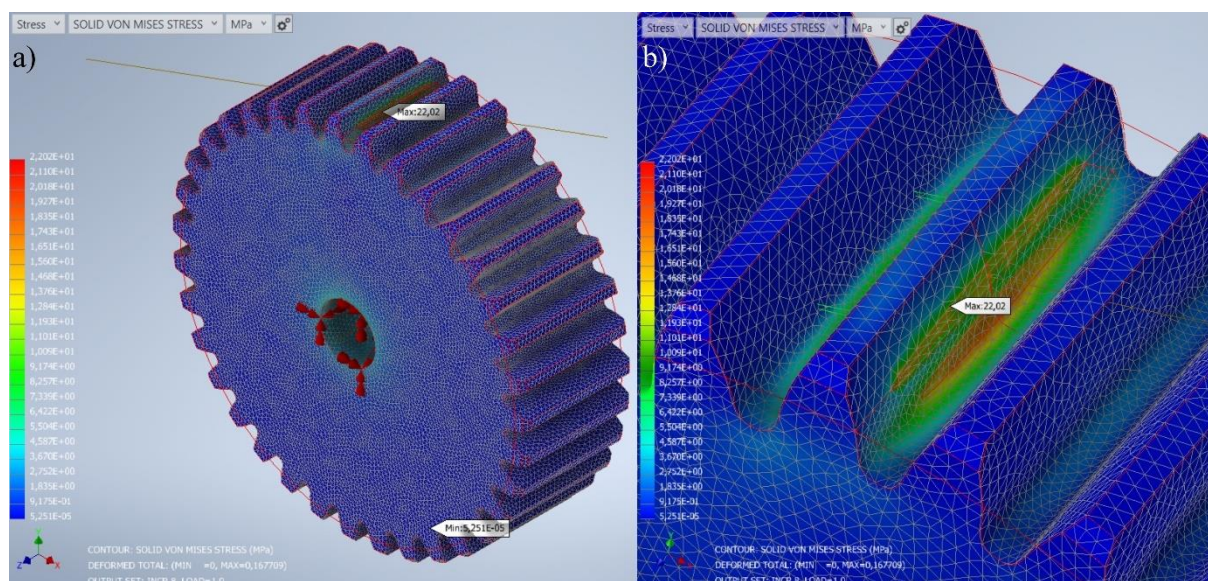
Po przeprowadzeniu analizy MES każdego z wariantów zaprojektowanych zębniaków o zredukowanej masie wraz z zębniakiem bazowym bez modyfikacji, opracowano wyniki i sformułowano wnioski, które przedstawiono w kolejnym podrozdziale.

### 9.3. Wyniki przeprowadzonej analizy MES

Dla zębniaka bazowego ZK1 i dla pozostałych badanych zębniaków o zredukowanej masie (ZK2 - ZK5, ZA1 - ZA6) (tab. 7.3) przedstawiono w sposób szczegółowy rozkłady naprężenia von Mises. Wartości maksymalnego przemieszczenia całkowitego, maksymalnego naprężenia von Mises i objętości kół zestawiono w tabeli 9.3. Pominięto maksymalne przemieszczenie względem osi Z (osi obrotu kół) ze względu na śladowe wartości i różnice. Podczas analizy uwzględniono także położenie zastosowanych wybrań względem obciążonego zęba w zębniakach ZK2, ZK4, ZK5 i ZA1 (tab. 9.2). Wśród nich do rozważań wzięto pod uwagę wyniki, w których wartość maksymalnego naprężenia von Mises była większa.

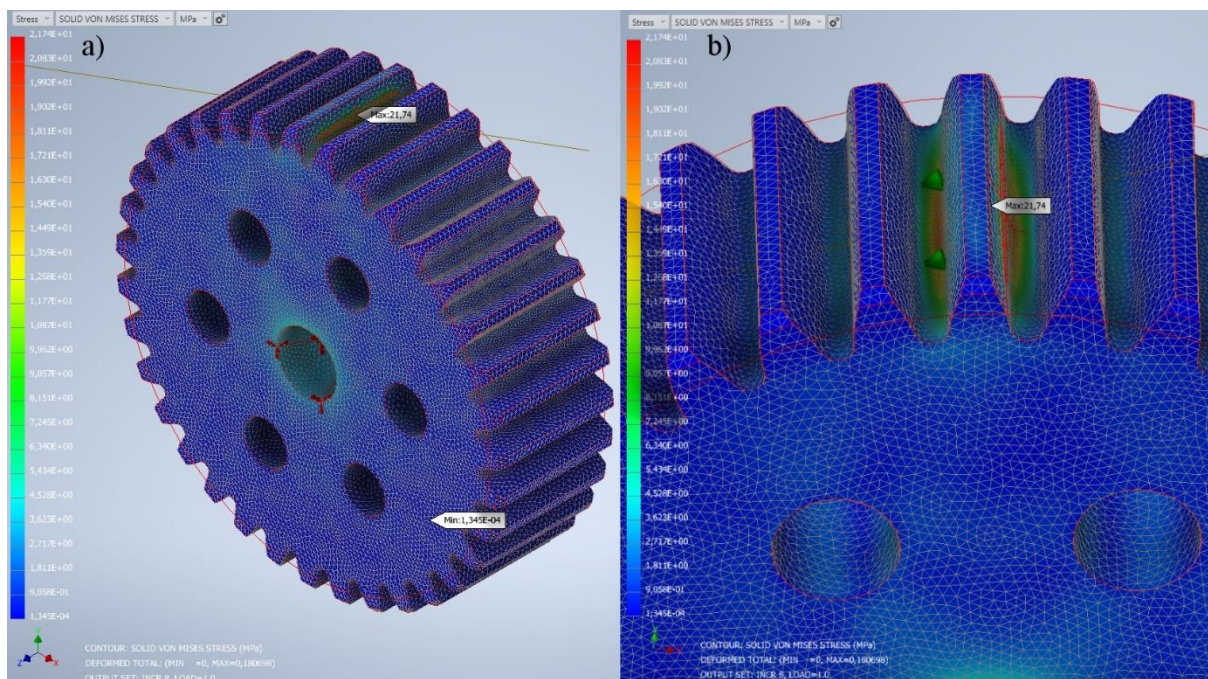
Jest to spowodowane tym, iż podczas pracy współpracującej pary kół zębatych nie jest możliwe zapewnienie stanu minimalnego naprężenia.

Na rysunku 9.6 przedstawiono rozkład naprężenia von Mises dla zębniaka ZK1. Jak spostrzeżono, koncentracja naprężenia zredukowanego w zębniaku ZK1 wystąpiła na powierzchni piasty i w miejscu obciążonego zęba u jego podstawy z obu jego stron. Maksymalne naprężenie von Mises wyniosło ok. 22,02 [MPa]. Na podstawie przedstawionego rozkładu naprężenia w zębniaku ZK1 zidentyfikowano miejsca najbardziej narażone na uszkodzenia podczas statycznego obciążenia.



Rys. 9.6. Rozkład naprężenia von Mises w zębniaku ZK1 po przeprowadzonej analizie statycznej: (a) widok ogólny, (b) widok szczegółowy na obciążony ząb

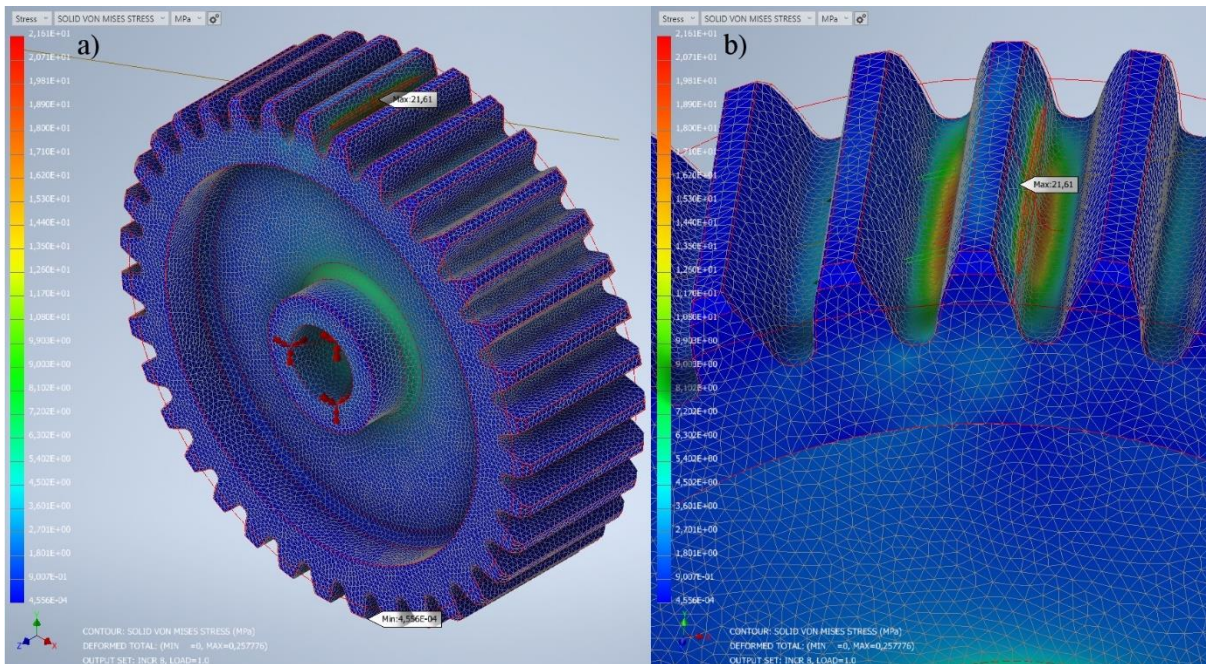
Rysunek 9.7 przedstawia rozkład naprężenia von Mises dla zębniaka ZK2(M). Zestawiając rozkład naprężenia zębniaka ZK1 (rys. 9.6) i zębniaka ZK2(M) (rys. 9.7) stwierdzono, że miejsca koncentracji naprężenia są zbliżone. Dla zębniaka ZK2(M) maksymalne naprężenie von Mises wyniosło ok. 21,74 [MPa] (czyli o ok. 1,27 [%] mniejsze w porównaniu do zębniaka ZK1 - w granicach założonego kryterium zbieżności).



Rys. 9.7. Rozkład naprężenia von Mises dla zębniaka ZK2(M): widok ogólny (a), widok szczegółowy (b)

Rysunek 9.8 prezentuje rozkład naprężenia von Mises dla zębniaka ZK3. Wraz z zastosowaniem symetrycznej tarczy w zębniku ZK3 w okolicach jej łączenia z piastą zaobserwowano zwiększone naprężenie von Mises (rys. 9.8). Odnosząc rozkład naprężenia zębniaka ZK3 do zębniaków ZK1 (rys. 9.6) i ZK2(M) (rys. 9.7) spostrzeżono, że naprężenie w okolicach otworu w piaście uległo redukcji, natomiast w okolicach obciążonego zęba uległo zwiększeniu. Krytycznym obszarem występującym podczas statycznego obciążenia zębniaka ZK3 momentem obciążającym jest miejsce łączenia piasty z tarczą (rys. 9.8). Dla zębniaka ZK3 maksymalna wartość naprężenia von Mises wyniosła ok. 21,61 [MPa] (czyli o ok. 1,86 [%] mniej w porównaniu do zębniaka ZK1 - w granicach założonego kryterium zbieżności).

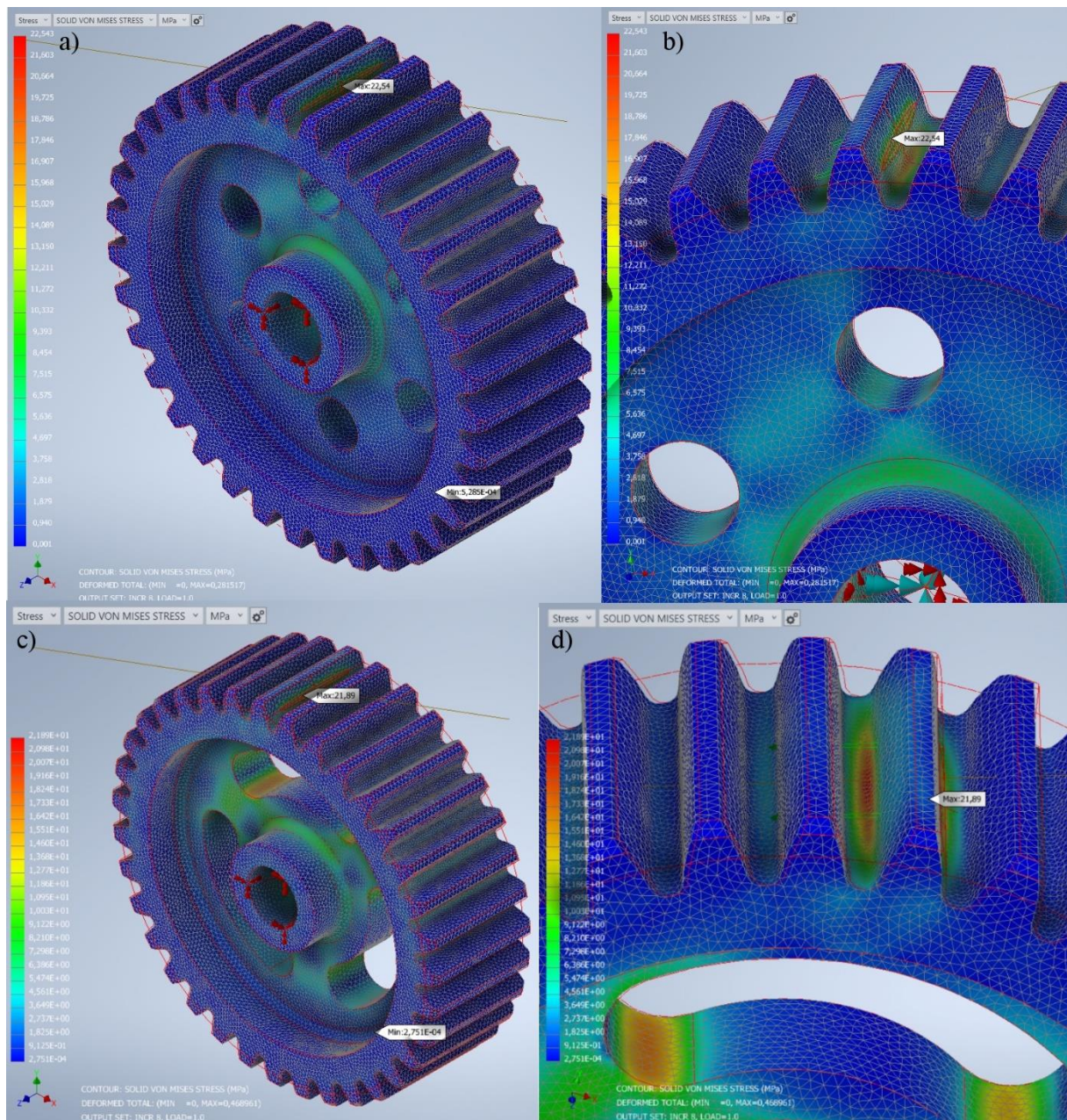




Rys. 9.8. Rozkład naprężenia von Mises dla zębника ZK3: (a) widok ogólny, (b) widok szczegółowy

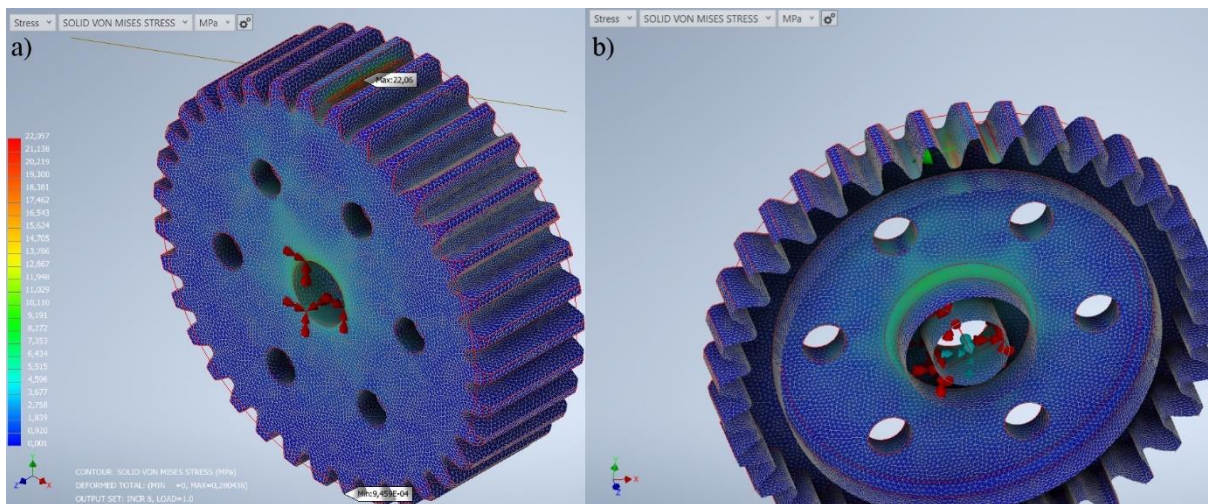
Na rysunku 9.9 zestawiono rozkłady naprężeń von Mises dla zębników ZK4(P) i ZK5(P). Podobnie jak w zębniku ZK3 (rys. 9.8), też w zębnikach ZK4(P) i ZK5(P) stwierdzono koncentrację naprężenia von Mises w okolicach łączenia piasty z tarczą (rys. 9.9). Zwiększone naprężenie spostrzeżono również w miejscu występowania zastosowanych wybrań, zwłaszcza w zębniku ZK5(P) (rys. 9.9c, d). Na podstawie rysunku 9.9 zaobserwowano, że zastosowanie symetrycznej tarczy wraz z wybrańkami spowodowało znaczny spadek sztywności zębника, co przekłada się bezpośrednio na zwiększone odkształcenie i przemieszczenie. Zastosowanie rozpatrywanej konstrukcji dodatkowo skutkuje tym, że oddziaływanie zadanego obciążenia jest zauważalne na większym obszarze, a nie tylko w rejonach obciążonego zęba oraz piasty, tak jak miało to miejsce w zębnikach ZK1 (rys. 9.6) i ZK2 (rys. 9.7). Wartość maksymalnego naprężenia von Mises dla zębника ZK4(P) wyniosła ok. 22,54 [MPa] (czyli o ok. 2,36 [%] więcej w porównaniu do wartości dla zębника ZK1), a dla zębника ZK5(P) ok. 21,89 [MPa] (czyli o ok. 0,59 [%] mniej w porównaniu do zębника ZK1 - w granicach założonego kryterium zbieżności).





Rys. 9.9. Rozkład naprężenia von Mises dla zębniaka ZK4(P) (a, b) i ZK5(P) (c, d)

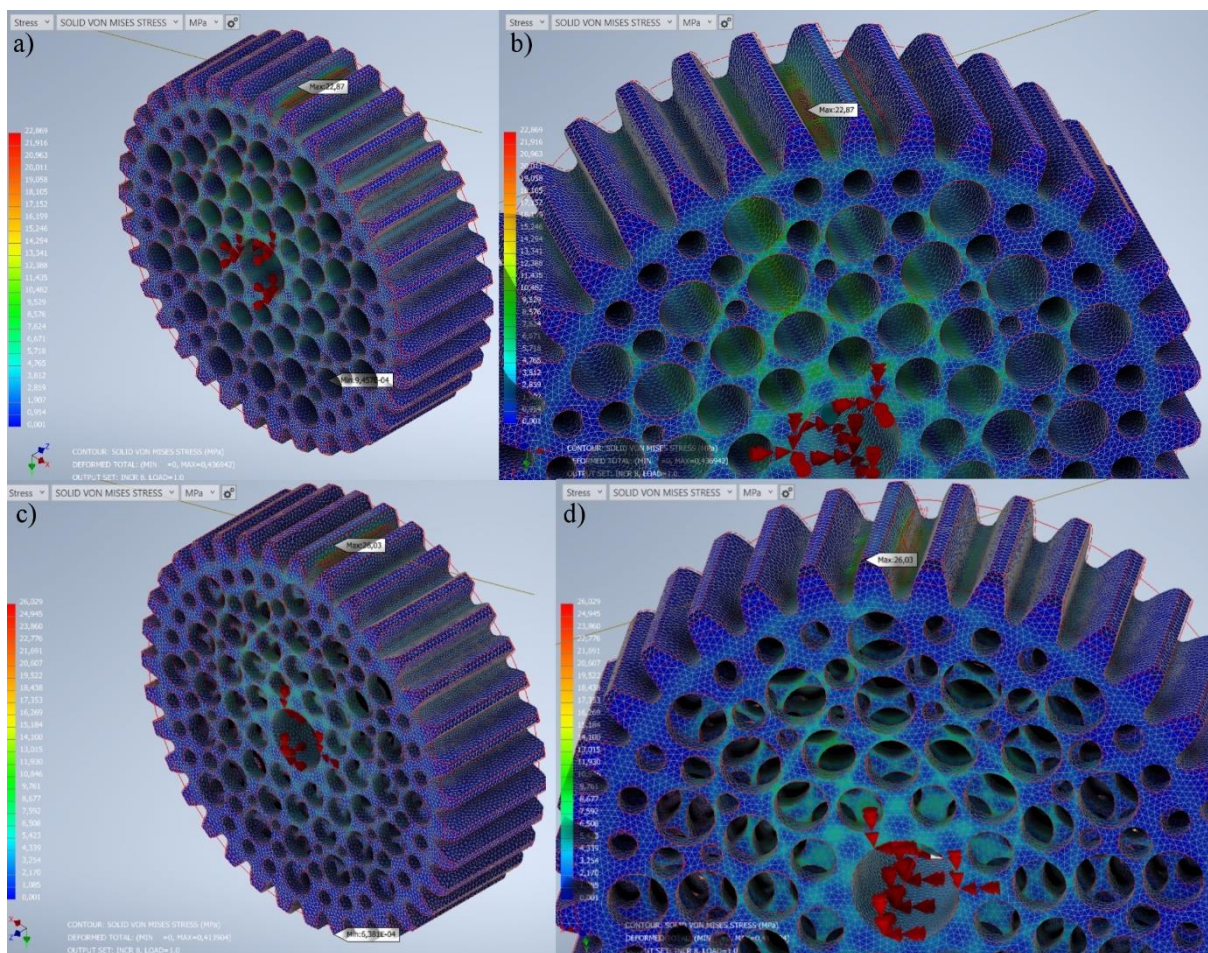
Na rysunku 9.10 przedstawiono rozkład naprężenia von Mises dla zębniaka ZA1(M). Konstrukcja zębniaka ZA1(M) jest zbliżona do konstrukcji zębniaka ZK4(P) (tab. 7.3). Podobnie jak w zębniaku ZK4(P) (rys. 9.9a, b), w zębniaku ZA1(M) (rys. 9.10) także stwierdzono koncentracje naprężenia von Mises w okolicach łączenia piasty z konstrukcją skorupową tarczy, zarówno na zewnątrz jak i wewnątrz konstrukcji, oraz na powierzchni tarczy między wybraniami walcowymi, a piastą. Wartość maksymalnego naprężenia von Mises dla zębniaka ZA1(M) wyniosła ok. 22,06 [MPa] (czyli o ok. 0,18 [%] mniej w porównaniu do zębniaka ZK1 - w granicach założonego kryterium zbieżności), a w porównaniu do zębniaka ZK4 wartość ta była mniejsza o ok. 2,13 [%].



Rys. 9.10. Rozkład naprężenia von Mises dla zębniaka ZA1(M): (a) widok ogólny, (b) widok w przekroju

Na rysunku 9.11 zestawiono otrzymane rozkłady naprężeń von Mises dla zębniaków ZA2 i ZA3, których objętość jest jednakowa. Dla zębniaków ZA2 i ZA3 zaobserwowano zbliżone miejsca koncentracji naprężenia von Mises. Są to: powierzchnia obciążonego zęba i struktury cienkościenne między zastosowanymi licznymi otworami walcowymi (rys. 9.11). Wartość maksymalnego naprężenia von Mises dla zębniaka ZA2 wyniosła ok. 22,87 [MPa] (czyli o ok. 3,86 [%] więcej niż dla zębniaka ZK1), natomiast dla zębniaka ZA3 wyniosła ok. 26,03 [MPa] (czyli o ok. 18,21 [%] więcej w porównaniu do zębniaka ZK1 oraz o ok. 13,82 [%] więcej niż dla zębniaka ZA2). Na podstawie zaprezentowanego rozkładu naprężenia von Mises i uzyskanych maksymalnych wartości naprężenia zębniaków ZA2 i ZA3 (rys. 9.11) stwierdzono, że modyfikacja rozmieszczenia zastosowanych wybrań w poszczególnych warstwach względem szerokości wieńca zębatego przyczynia się do zwiększenia wytrzymałości na obciążenia statyczne wywołane momentem.

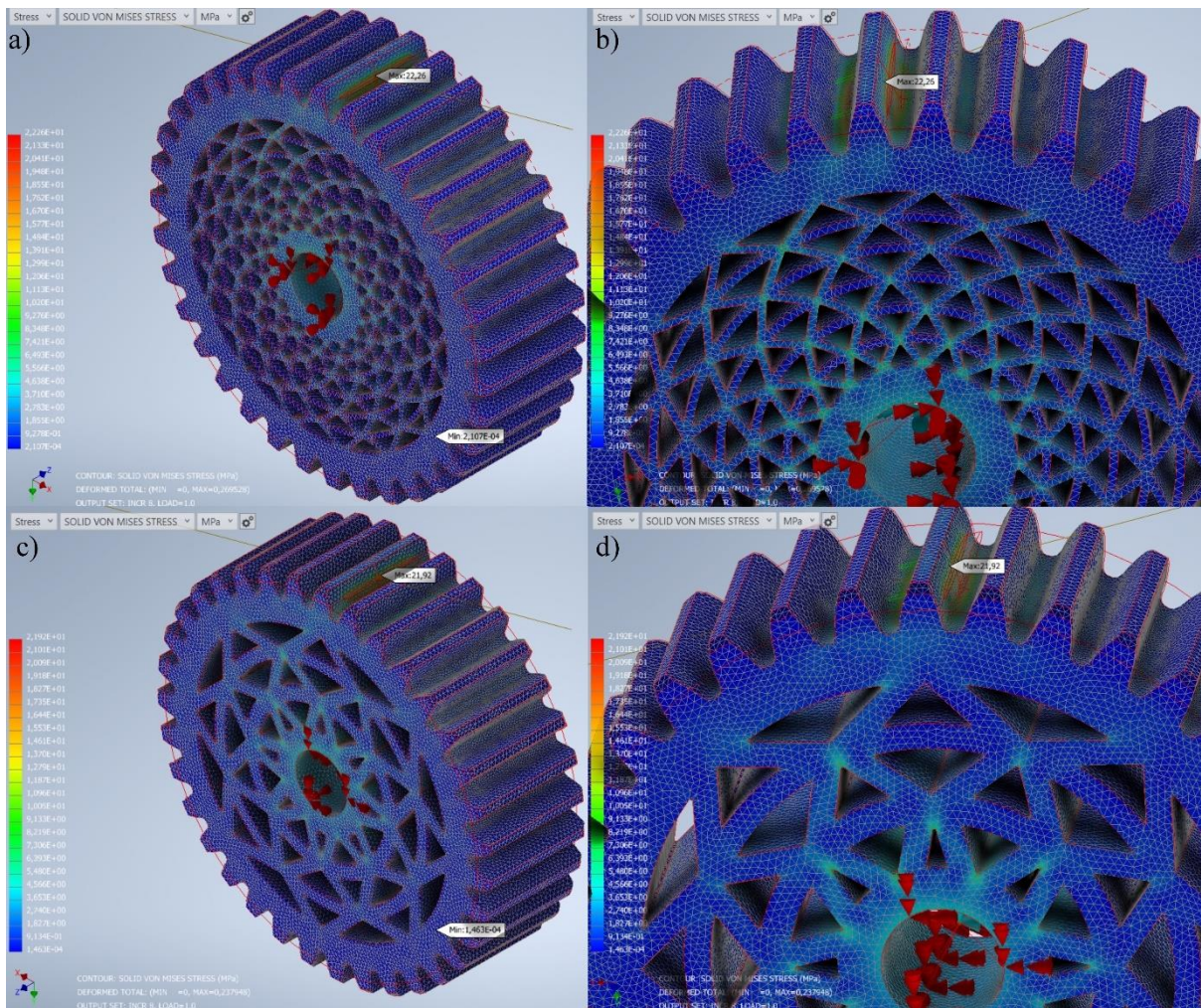




Rys. 9.11. Rozkład naprężenia von Mises dla zębnika ZA2 (a, b) i ZA3 (c, d)

Rysunek 9.12 przedstawia rozkłady naprężeń von Mises dla zębników ZA4 i ZA5 o zbliżonej geometrii zastosowanych wybrań. Podobnie jak w zębnikach ZA2 i ZA3 (rys. 9.11) koncentracja naprężenia von Mises dla zębników ZA4 i ZA5 (rys. 9.12) występuje w miejscach łączenia struktury cienkościennej w tarczy, zwłaszcza w narożach. Analiza naprężenia zredukowanego (rys. 9.12) świadczy o tym, że uszkodzenia zębników ZA4 i ZA5 na skutek działania momentu obciążającego mogą głównie występować w obrębie tarczy. Wartość maksymalnego naprężenia von Mises dla zębnika ZA4 wyniosła ok. 22,06 [MPa] (czyli o ok. 1,09 [%] więcej niż dla zębnika ZK1 - w granicach założonego kryterium zbieżności), natomiast dla zębnika ZA5 ok. 21,92 [MPa] (czyli o 0,45 [%] mniej niż wartość maksymalnego naprężenia dla zębnika ZK1 - także w granicach przyjętego kryterium zbieżności). Wartości maksymalnego naprężenia von Mises zębników ZA4 i ZA5 są zbliżone do siebie. Dowodzi to, że zwiększenie masy zębnika poprzez zastosowanie większej grubości ścianek w tarczy między wybraniem w postaci trójkątów równoramiennych nie skutkuje zwiększeniem odporności na obciążenia statyczne.

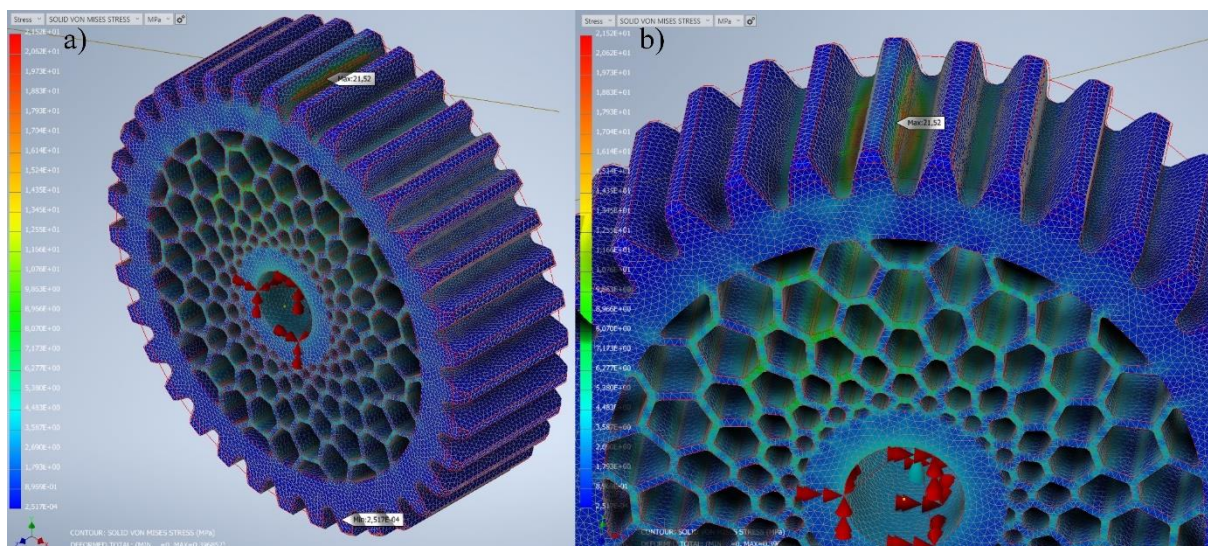




Rys. 9.12. Rozkład naprężenia von Mises dla zębniaka ZA4 (a, b) i zębniaka ZA5 (c, d)

Na rysunku 9.13 przedstawiono rozkład naprężenia von Mises dla zębniaka ZA6 po przeprowadzonej analizie statycznej w programie Nastran 2021. Podobnie jak w innych rozpatrywanych cienkościennych konstrukcjach ażurowych zębniaków (rys. 9.11, 9.12a, b), w zębniaku ZA6 zaobserwowano także liczne koncentracje naprężenia von Mises w miejscu łączenia ażurowej struktury tarczy i w ich pobliżu. Otrzymany rozkład naprężenia dla zębniaka ZA6 świadczy o niskiej sztywności zębniaka, co może wpływać na pogorszenie zdolności przenoszenia obciążeń. Wartość maksymalnego naprężenia von Mises dla zębniaka ZA6 wyniosła ok. 21,52 [MPa] (czyli o ok. 2,27 [%] mniej niż dla zębniaka ZK1).





Rys. 9.13. Rozkład naprężenia von Mises dla zębniaka ZA6: widok ogólny (a), widok szczegółowy (b)

Po wykonaniu analizy nieliniowej w programie Autodesk Inventor 2021 zębniaków o zredukowanej masie, uzyskane wyniki zebrano i poddano syntetycznej analizie porównawczej. Przedstawiono je w dalszej części rozprawy.

#### 9.4. Wnioski z analizy MES

W tabeli 9.3 zebrano maksymalne wartości następujących parametrów dla analizowanych zębniaków o zredukowanej masie po wykonanej analizie statycznej: maksymalne naprężenie von Mises i maksymalne przemieszczenie całkowite. Dodatkowo umieszczono dane związane z biegunowym momentem bezwładności i objętością pozyskane z programu Inventor 2021 po przypisaniu materiału do modeli zębniaków zgodnie z zadanymi właściwościami materiału prototypowego (tab. 9.1). Uzupełniająco, w tabeli 9.3 oprócz wartości liczbowych poszczególnych parametrów dla danych rozwiązań konstrukcyjnych zębniaków, uwzględniono wartość procentową różnicy względem zębniaka bazowego ZK1. W tabeli 9.3 pominięto oznaczenie wskazujące położenie zastosowanego wybrania względem obciążonego zęba. Kolorem niebieskim zaznaczono wartości minimalne, a kolorem czerwonym wartości maksymalne w obrębie jednego rozpatrywanego parametru.

Tabela 9.3. Zebrane wartości wybranych parametrów dla analizowanych zębników o zredukowanej masie po przeprowadzonej analizie statycznej w programie Autodesk Inventor Nastran 2021

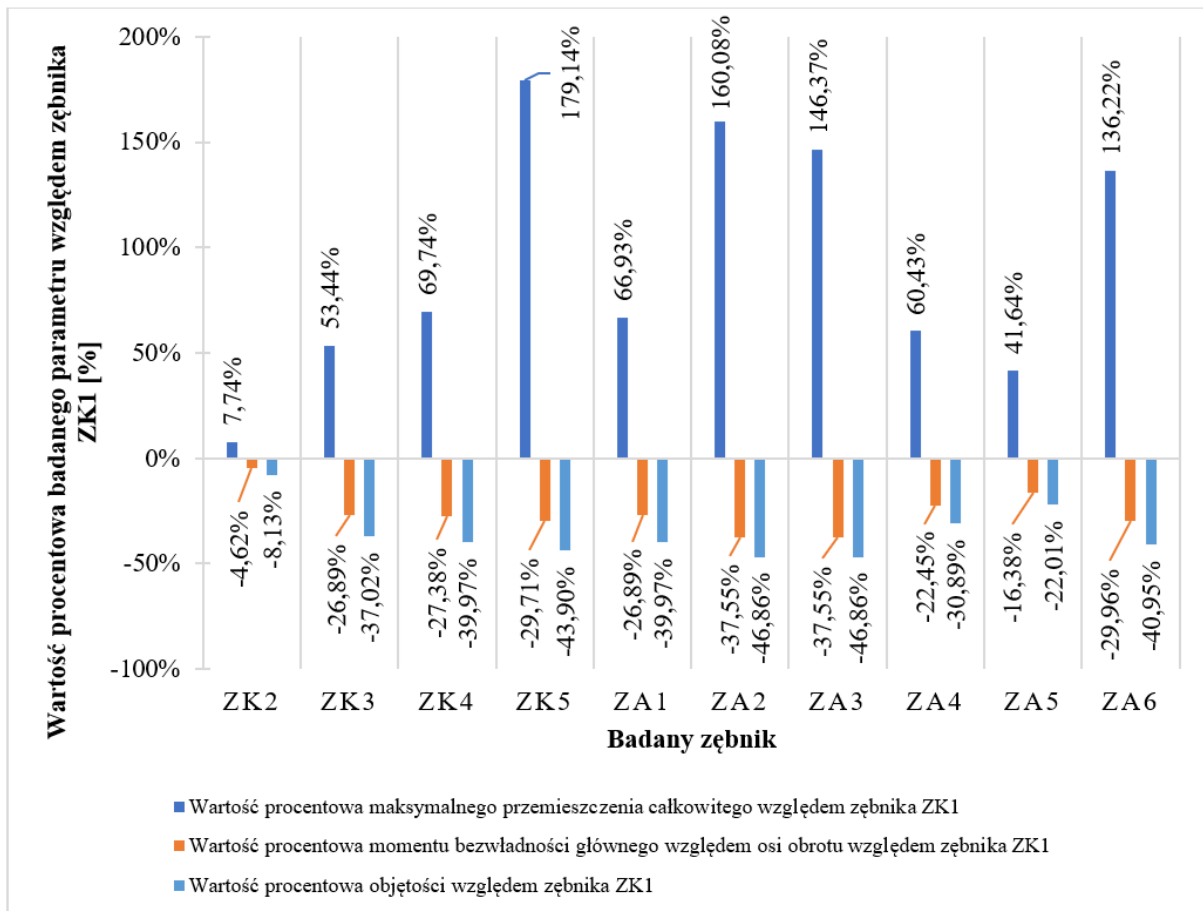
Parametr Zębnik (oznacz. Wg tab. 7.3) (1)	Naprężenie von Mises (max) [MPa] (2)	Przemieszczenie całkowite (max) [mm] (3)	Moment bezwładności główny względem osi obrotu [kg·mm <sup>2</sup> ] (4)	Objętość [mm <sup>3</sup> ] (5)
ZK1	22,02	<b>0,168</b>	<b>165,94</b>	<b>159460,64</b>
ZK2	21,74 ↓-1,27 [%] <sup>1</sup>	0,181 ↑7,74 [%] <sup>1</sup>	158,27 ↓-4,62 [%] <sup>1</sup>	146501,57 ↓-8,13 [%] <sup>1</sup>
ZK3	21,61 ↓-1,86 [%] <sup>1</sup>	0,258 ↑53,44 [%] <sup>1</sup>	123,32 ↓-25,68 [%] <sup>1</sup>	100434,59 ↓-37,02 [%] <sup>1</sup>
ZK4	22,54 ↑2,36 [%] <sup>1</sup>	0,285 ↑69,74 [%] <sup>1</sup>	121,32 ↓-26,89 [%] <sup>1</sup>	95722,20 ↓-39,97 [%] <sup>1</sup>
ZK5	21,89 ↓-0,59 [%] <sup>1</sup>	<b>0,469</b> ↑179,14 [%] <sup>1</sup>	116,64 ↓-29,71 [%] <sup>1</sup>	89465,19 ↓-43,90 [%] <sup>1</sup>
ZA1	22,06 ↑0,18 [%] <sup>1</sup>	0,280 ↑66,93 [%] <sup>1</sup>	121,32 ↓-26,89 [%] <sup>1</sup>	95722,20 ↓-39,97 [%] <sup>1</sup>
ZA2	22,87 ↑3,86 [%] <sup>1</sup>	0,437 ↑160,08 [%] <sup>1</sup>	<b>103,63</b> ↓-37,55 [%] <sup>1</sup>	<b>84741,57</b> ↓-46,86 [%] <sup>1</sup>
ZA3	<b>26,03</b> ↑18,21 [%] <sup>1</sup>	0,414 ↑146,37 [%] <sup>1</sup>	<b>103,63</b> ↓-37,55 [%] <sup>1</sup>	<b>84741,57</b> ↓-46,86 [%] <sup>1</sup>
ZA4	22,26 ↑1,09 [%] <sup>1</sup>	0,270 ↑60,43 [%] <sup>1</sup>	128,69 ↓-22,45 [%] <sup>1</sup>	110207,47 ↓-30,89 [%] <sup>1</sup>
ZA5	21,92 ↓-0,45 [%] <sup>1</sup>	0,238 ↑41,64 [%] <sup>1</sup>	138,76 ↓-16,38 [%] <sup>1</sup>	124360,33 ↓-22,01 [%] <sup>1</sup>
ZA6	<b>21,52</b> ↓-2,27 [%] <sup>1</sup>	0,397 ↑136,22 [%] <sup>1</sup>	116,22 ↓-29,96 [%] <sup>1</sup>	94166,76 ↓-40,95 [%] <sup>1</sup>

**Uwaga:** <sup>1</sup> - wartość procentowa parametru obliczona względem wartości parametru dla zębника ZK1

Na podstawie danych zawartych w kolumnach (3 - 5) w tabeli 9.3 sporządzono wykres (rys. 9.14). Dane związane z wartością maksymalnego naprężenia von Mises pominięto, ponieważ są one zbliżone do siebie dla wszystkich analizowanych rozwiązań konstrukcyjnych (z wyjątkiem wartości dla zębника ZA3, w którym maksymalne naprężenie von Mises jest o ponad 18 [%] większe w porównaniu do zębника ZK1). Ze względu na osiągnięcie zbliżonych wartości maksymalnych naprężeń von Mises dla wszystkich analizowanych przypadków (poza zębnikiem ZA3) uzasadnione było przeprowadzenie dalszych badań stanowiskowych.

Na podstawie analizy danych zaprezentowanych na wykresie (rys. 9.14) stwierdzono, że zębnikiem o zbliżonych wartościach wybranych parametrów do zębника ZK1 jest zębник ZK2. Zastosowano w nim jedynie otwory walcowe w obszarze tarczy. W zębniku ZK4 uwzględnienie otworów walcowych w symetrycznej tarczy nie wpłynęło znacznie na zmianę maksymalnego przemieszczenia całkowitego, momentu bezwładności i objętości

w porównaniu do zębnika ZK3, w którym tych otworów nie zawarto. Zastosowanie łukowych otworów w symetrycznej tarczy w zębniku ZK5, porównując do zębnika ZK4 z otworami walcowymi, ok. dwukrotnie zwiększyło maksymalne przemieszczenie całkowite (czyli o ok. 0,184 [mm]) przy redukcji objętości o ok. 6,5 [%] (czyli o ok. 6257,01 [mm<sup>3</sup>]) i spadku głównego momentu bezwładności o ok. 3,5 [%] (czyli o ok. 3,86 [kg·mm<sup>2</sup>]). Wśród zębników o konstrukcji klasycznej (ZK2 - ZK5) moment bezwładności główny względem osi obrotu wobec zębnika ZK1 spadł o ok. 21,85 [%] (czyli o ok. 36,26 [kg·mm<sup>2</sup>]), a objętość zredukowano o ok. 32,26 [%] (czyli o ok. 51429,75 [mm<sup>3</sup>]). Wśród konstrukcji alternatywnych zębników (ZA1 - ZA6) redukcja dla momentu bezwładności głównego wyniosła ok. 28,46 [%] (czyli o ok. 47,23 [kg·mm<sup>2</sup>]), natomiast dla objętości ok. 37,92 [%] (czyli o ok. 60470,66 [mm<sup>3</sup>]). W zębnikach ZA2 i ZA3 stwierdzono o ok. 41,95 [%] (czyli o ok. 0,125 [mm]) wzrost wartości maksymalnego przemieszczenia całkowitego wobec zębników ZK2 - ZK4. Dla zębników ZA4 - ZA5 w odniesieniu do zębników o konstrukcji klasycznej (ZK2 - ZK4) zaobserwowano mniejsze maksymalne przemieszczenie całkowite o ok. 14,77 [%] (czyli o ok. 0,044 [mm]). Zestawiając zębnik ZA1 z zębniakiem ZK3, których konstrukcja jest zbliżona, stwierdzono, że maksymalne przemieszczenie całkowite jest zbliżone (redukcja przemieszczenia zębnika ZA1 względem zębnika ZK4 o ok. 1,75 [%] (czyli o ok. 0,0005 [mm])).



Rys. 9.14. Zestawienie różnic między wybranymi parametrami dla zmodyfikowanych zębniaków względem zębniaka bez modyfikacji (ZK1)

W wyniku przeprowadzonej analizy MES nie otrzymano jednoznacznych rezultatów pozwalających na wytypowanie konstrukcji o najlepszych właściwościach mechanicznych. Z tego powodu konieczne było przeprowadzenie serii badań stanowiskowych. Dodatkowo ze względu na tematykę rozprawy postanowiono wykonać analizę związaną z czasem wytworzenia i zużyciem materiału na potrzeby wykonania pojedynczej pary współpracującej pary kół zębnych. Pod uwagę wzięto także koszt wytworzenia, bazując na cenie materiału ABS i na zużyciu energii elektrycznej.

## 10. Badania stanowiskowe

### 10.1. Wytworzenie współpracujących par kół zębatach

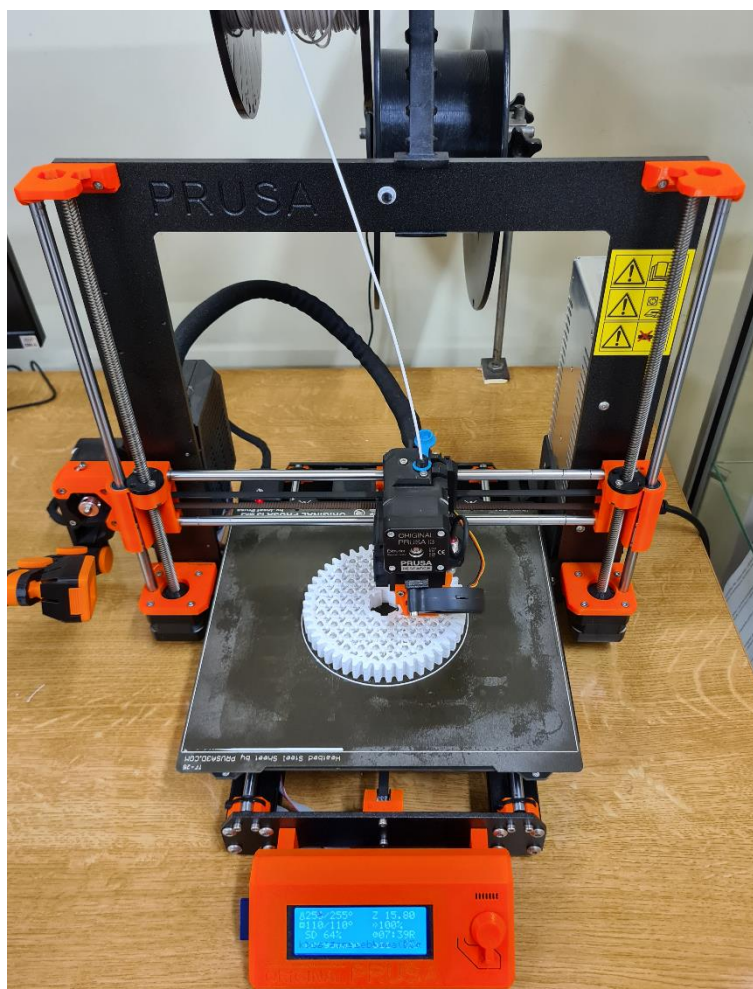
#### 10.1.1. Parametry procesu wytworzenia par kół w technologii FFF

Badania stanowiskowe poprzedzone zostały analizą związaną z czasem i zużyciem materiału potrzebnych do wytworzenia współpracujących badawczych par kół zębatach (tab. 7.3). Na urządzeniu prototypującym Prusa i3 MK3 w technologii FFF wytworzono z wytypowanego materiału ABS modele badawcze (rozd. 8.5). Na potrzeby wytworzenia współpracujących par kół zbudowano komorę termoizolacyjną, w którą wyposażono urządzenie w celu zapewnienia stałych parametrów procesu. Podczas ustalania parametrów wytworzenia współpracujących kół opierano się na modelach wykonanych do próby jednokierunkowego rozciągania i statycznego skręcania (rozd. 8.2). Na podstawie własnych badań (rozd. 8) oraz ich wyników, jako strukturę wewnętrzną zastosowano typ kratka z pełną gęstością wypełnienia. Parametry procesu wytworzenia par kół przedstawiono w tabeli 10.1. Pozostałe parametry założono według domyślnych ustawień użytego oprogramowania Prusa Slicer 2.4.0, obsługującego urządzenie prototypowe marki Prusa. Na rysunku 10.1 przedstawiono proces wytworzenia przykładowego zębniaka ze zdemontowaną komorą termoizolacyjną na potrzeby wykonania zdjęcia.

Tabela 10.1. Parametry procesu wytworzenia par współpracujących kół zębatach wytworzonych z materiału ABS

Wysokość warstwy [mm]	0,2
Rodzaj i gęstość struktury wewnętrznej	kratka, pełne
Liczba zewnętrznych obrysów	3
Zwarte wypełnienie górne i dolne	po 5 warstw
Struktury podpierające ( <i>jeśli konieczne</i> )	typ <i>Przylegające</i>
Temperatura głowicy uplastyczniającej [°C ]/ platformy roboczej [°C]	250/110





Rys. 10.1. Proces wytworzenia przykładowego zębnika z materiału ABS na urządzeniu Prusa i3 MK3 ze zdjętą komorą termoizolacyjną

Każdą opracowaną współpracującą parę kół zębatych wykonano w ilości 10 par (zębnik + koło zębate) - 5 par do badania statycznego i 5 par do badania trwałości. Po wytworzeniu par kół zważono je zarówno przed, jak i po oczyszczeniu ich ze struktur podporowych (jeśli takie zastosowano). Następnie zapakowano je w szczelne worki z zamknięciem strunowym wraz z żelom krzemionkowym i umieszczono w kartonowym pudełku w celu ochrony przed czynnikami zewnętrznymi, takimi jak światło i wilgoć.

### 10.1.2. Analiza zużycia materiału i czasów wytworzenia

W tabeli 10.2 przedstawiono masę i czas wytworzenia współpracujących par kół zębatych w odniesieniu do zębnika (Z), koła zębatego (K) oraz pary (P). Postanowiono o uwzględnieniu tych parametrów, ponieważ mają one wpływ np. na efektywność i opłacalność produkcji. W tabeli 10.2 w parach kół, w których zastosowano struktury podporowe, w kolumnie (2) pogrubiono ich opisy oraz w kolumnach (4) i (5) dodatkowo uwzględniono ich masę z podporami i procentową masę odpadu w odniesieniu do masy całkowitej (ze strukturami

podporowymi). Różnice w masie i w czasie wytworzenia par kół PA2 i PA3, których objętość jest taka sama, wynikają z licznych mostów, które wystąpiły w parze kół PA3. W niej oprogramowanie wygenerowało dodatkowe wypełnienie i zmniejszyło prędkość wydruku. Ze względu na konstrukcję pary kół PA3 niemożliwe było usunięcie ewentualnie zastosowanych podpór podczas ich wytworzenia. W pozostałych parach kół założono całkowite wykorzystanie materiału (pominięto wykorzystanie materiału na utworzenie pierwszej linii i skirtu/ brimu, które wynosiło 0,28 [g], i w końcowym etapie wytworzenia każdej pary współpracujących kół zębatych stanowiło odpad). Kolorem czerwonym zaznaczono wartości maksymalne, a niebieskim minimalne czasu wytworzenia i zużytego materiału w odniesieniu do współpracujących par kół.

Tabela 10.2. Czasy wytworzenia i masy par kół zębatych wytworzonych w technologii FFF na urządzeniu marki Prusa

Lp. (1)	Oznaczenie (według tab. 7.3) (2)	Masa (bez podpór) [g] (3)	Masa z podporami (jeśli konieczne) [g] (4)	Udział materiału odpadowego w masie całkowitej (jeśli wystąpiły podpory) [%] (5)	Czas wytworzenia [hh:mm] (6)	
1	Para kół pełna (baza)	ZK1	162,43	-	-	11:03
		KK1	236,81	-	-	15:15
		PK1	<b>399,24</b>	-	-	26:18
2	Para kół z otworami walcowymi	ZK2	149,04	-	-	12:25
		KK2	219,87	-	-	16:20
		PK2	368,91	-	-	28:45
3	Para kół z tarczą	ZK3	101,41	112,93	10,20	10:23
		KK3	146,85	164,02	10,47	13:55
		PK3	248,26	<b>276,95</b>	10,36	<b>24:18</b>
4	Para kół z tarczą z otw. walcowymi	ZK4	97,15	107,56	9,68	10:54
		KK4	140,84	156,41	9,95	14:17
		PK4	237,99	263,97	9,84	25:11
5	Para kół z tarczą z lukowymi otworami	ZK5	90,95	100,11	9,15	10:30
		KK5	128,11	142,31	9,98	13:49
		PK5	219,06	<b>242,42</b>	<b>9,64</b>	24:19

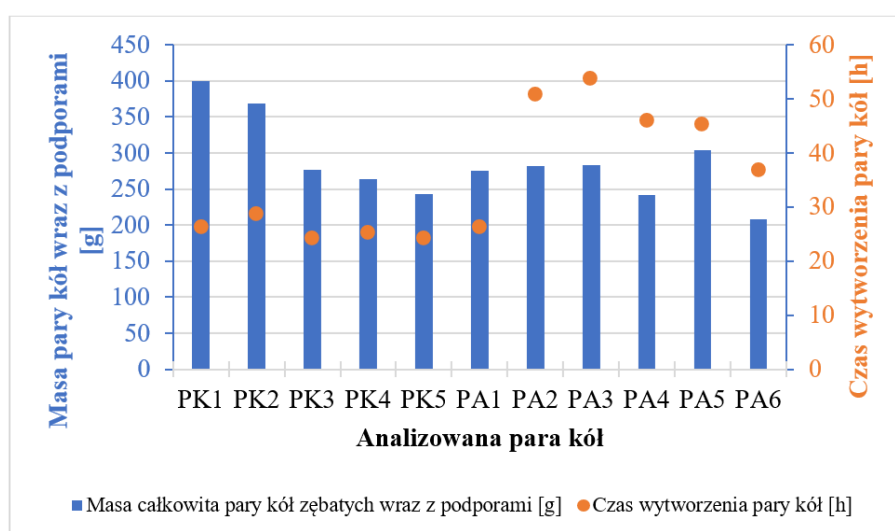
Lp. (1)	Oznaczenie (według tab. 7.3) (2)	Masa (bez podpór) [g] (3)	Masa z podporami (jeśli konieczne) [g] (4)	Udział materiału odpadowego w masie całkowitej (jeśli wystąpiły podpory) [%] (5)	Czas wytworzenia [hh:mm] (6)	
6	Para kół skorupowych	ZA1	98,45	113,40	13,18	11:21
		KA1	140,49	161,72	13,13	14:55
		PA1	238,94	275,12	<b>13,15</b>	26:16
7	Para kół ażurowych z otw. walcowymi	ZA2	110,18	-	-	20:57
		KA3	171,26	-	-	29:53
		PA3	281,44	-	-	50:50
8	Para kół ażurowych z modyfik. otw. walcowymi	ZA3	110,89	-	-	22:15
		KA3	171,82	-	-	31:36
		PA3	282,71	-	-	<b>53:51</b>
9	Para kół ażurowych z otw. trójkątnymi o gr. ścianek 1 [mm]	ZA4	110,88	-	-	20:52
		KA4	130,48	-	-	25:02
		PA4	241,39	-	-	45:54
10	Para kół ażurowych z otw. trójkątnymi o gr. ścianek 3 [mm]	ZA5	127,25	-	-	19:40
		KA5	176,94	-	-	26:34
		PA5	304,19	-	-	46:14
11	Para kół ażurowych z otw. w kształcie plastra miodu	ZA6	93,19	-	-	17:26
		KA6	115,04	-	-	19:14
		PA6	<b>208,23</b>	-	-	36:40

W celu zobrazowania danych zawartych w tabeli 10.2 wykonano analizę danych przedstawioną na wykresie (rys. 10.2). Na nim zestawiono czas wytworzenia pojedynczej pary współpracujących kół łącznie z masami struktur podpierających, które ze względu na ich konstrukcje uwzględniono jedynie w parach kół PK3 - PK5 i PA1. Postanowiono uwzględnić masę wykonanych par kół z podporami (PK3 - PK5 i PA1), ponieważ ich zastosowanie było niezbędne do ich prawidłowego wytworzenia.

Na podstawie danych zaprezentowanych na wykresie (rys. 10.2) zaobserwowano, że wraz ze wzrostem stopnia złożoności struktury pary kół wzrasta czas ich wytworzenia.



Te różnice są szczególnie dostrzegalne w parach współpracujących kół o alternatywnej konstrukcji (PA2 - PA6). W ich przypadku, w porównaniu do par kół o konwencjonalnej geometrii czas wytworzenia jest ok. dwukrotnie dłuższy. Elementem nieznacznie wpływającym na czas wykonania jest liczba i rozmiar zastosowanych wybrań. Spostrzeżono to na przykładzie par PA4 i PA5. Zastosowanie większych wybrań w postaci trójkątów zredukowało czas wytworzenia o 20 [min], natomiast zwiększyło zużycie materiału o 62,8 [g]. W zestawieniu par PA2 i PA3 położenie otworów walcowych względem osi obrotu wpłynęło na wydłużenie czasu wytworzenia o 3 [h] 1 [min], przy zachowaniu zbliżonej masy. Jest to związane z licznymi strukturami, tzw. mostami w parze kół PA3, które to wydłużyły czas wytworzenia ze względu na zmniejszenie prędkości głowicy prototypującej podczas ich wykonywania. Parami współpracujących kół zębatach o najkrótszym czasie wytworzenia były PK3 i PK5, których czasy wyniosły kolejno 24 [h] 18 [min] i 24 [h] 19 [min]. Parę kół PK5 zaliczono, łącznie z parami PA4 i PA6, do konstrukcji o najmniejszym zużyciu materiału. Także w parze PK5 stwierdzono najmniejszy udział odpadu w całkowitej masie z uwzględnieniem struktur podporowych (9,64 [%] - tab. 10.2). Wśród par kół zębatach o klasycznej konstrukcji (PK2 - PK5) oraz pary PA1 spostrzeżono zbliżony czas wytworzenia do pary kół bez modyfikacji (PK1). Do wykonania pary kół PA6 zużyto najmniej materiału (208,23 [g] - tab. 10.2) spośród rozpatrywanych par kół zębatach. Czas jej wytworzenia wyniósł 36 [h] 40 [min] (jest to wartość zbliżona do średniego czasu wytworzenia analizowanych par kół zębatach).



Rys. 10.2. Porównanie czasu wytworzenia pojedynczych rozpatrywanych par kół zębatach wraz z ich masą

Po wykonaniu analizy związanej z czasem wytworzenia i ze zużyciem materiału, na wykonanie pojedynczych par współpracujących kół zębatach, obliczono koszt

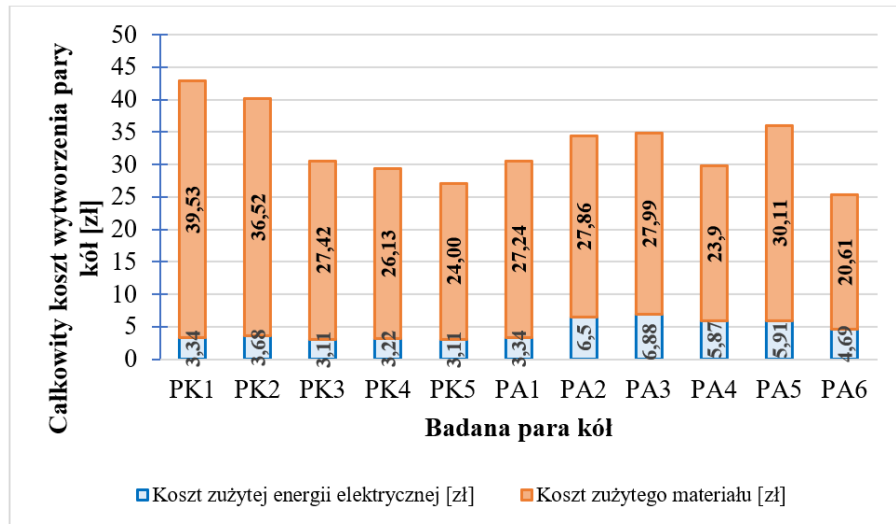
ich wytworzenia (tab. 10.3, rys. 10.3). W nim uwzględniono cenę użytego materiału prototypowego (99,00 [zł] za 1 [kg] według [55]) i cenę za 1 [kWh] energii elektrycznej, którą założono 1,064 [zł] według rachunku gospodarstwa domowego z IV kwartału 2023 r. Według producenta użytego urządzenia prototypującego Prusa i3 MK3 jego moc przy wytworzeniu modeli z materiału ABS w temperaturze otoczenia 26 [°C] wynosi 120 [W] [56]. W związku z tym zużycie energii elektrycznej to 0,12 [kWh]. Dane zestawiono w tabeli 10.3, kolorem czerwonym zaznaczono wartości maksymalne, a niebieskim minimalne.

Na podstawie danych (tab. 10.3, rys. 10.3) stwierdzono, że głównym czynnikiem wpływającym na koszt wytworzenia pojedynczej pary współpracujących kół zębatach na urządzeniu prototypującym Prusa i3 MK3 w technologii FFF jest masa zużytego materiału. Parą kół zębatach, w której w największym stopniu zredukowano koszt wytworzenia względem pary PK1 jest PA6 (spadek kosztów wytworzenia o ponad 40 [%]). Analizując pary kół o konstrukcji klasycznej (PK2 - PK5) oraz pary kół o konstrukcji alternatywnej (PA1 - PA6) redukcja kosztów wytworzenia w odniesieniu do pary PK1 jest porównywalna. Dla par kół klasycznych wynosi ona ok. 25,83 [%], a dla par kół o konstrukcjach alternatywnych ok. 25,78 [%].

Tabela 10.3. Zestawienie danych otrzymanych po przeprowadzeniu analizy kosztowej par kół zębatach

Parametr Para kół (ozn. wg tab. 7.3) (1)	Zużycie energii elektrycznej [kWh] (2)	Koszt energii elektrycznej [zł] (3)	Koszt zużytego materiału [zł] (4)	Całkowity koszt wytworzenia ((3)+(4)) [zł] (5)
PK1	3,156	3,34	<b>39,53</b>	<b>42,87</b>
PK2	3,450	3,68	36,52	40,20 ↓-6,23% <sup>1</sup>
PK3	<b>2,916</b>	<b>3,11</b>	27,42	30,53 ↓-28,78% <sup>1</sup>
PK4	3,022	3,22	26,13	29,35 ↓-31,54% <sup>1</sup>
PK5	2,918	<b>3,11</b>	24,00	27,11 ↓-36,76% <sup>1</sup>
PA1	3,152	3,34	27,24	30,58 ↓-28,67% <sup>1</sup>
PA2	6,100	6,50	27,86	34,36 ↓-19,85% <sup>1</sup>
PA3	<b>6,462</b>	<b>6,88</b>	27,99	34,87 ↓-18,66% <sup>1</sup>
PA4	5,508	5,87	23,90	29,77 ↓-30,56% <sup>1</sup>
PA5	5,548	5,97	30,11	36,02 ↓-15,98% <sup>1</sup>
PA6	4,400	4,69	<b>20,61</b>	<b>25,30</b> ↓-40,98% <sup>1</sup>

**Uwaga:** <sup>1</sup> - wartości procentowe obliczone w zestawieniu z danymi dla pary kół zębatach bez modyfikacji (PK1)



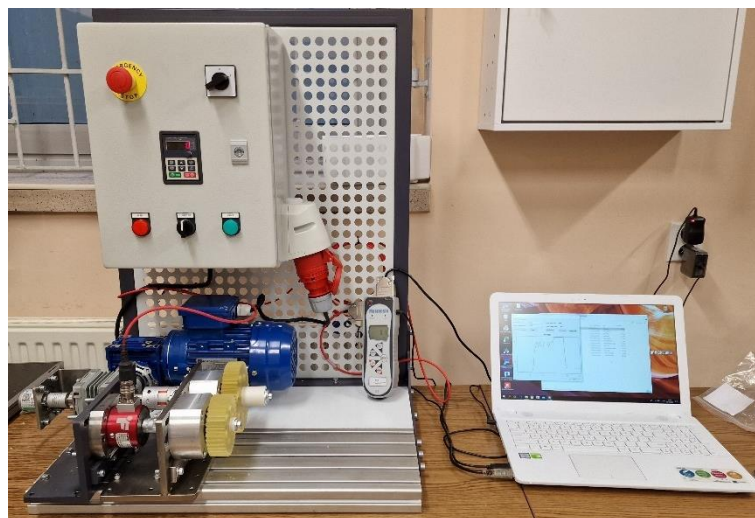
Rys. 10.3. Zestawienie kosztu wytworzenia pojedynczej pary kół zębatach z uwzględnieniem kosztu zużytej energii elektrycznej i materiału

Po wykonaniu analizy zużycia materiału oraz czasu i kosztów wytworzenia pojedynczych par współpracujących kół zębatach przystąpiono do wykonania badań eksperymentalnych. Ich celem było określenie wytrzymałości na obciążenia statyczne i trwałości par kół zębatach będących przedmiotem badań. Omówiono je i opisano w kolejnych podrozdziałach.

## 10.2. Badania statyczne

### 10.2.1. Stanowisko do badań statycznych par kół zębatach

Na rysunku 10.4 przedstawiono stanowisko badawcze obejmujące maszynę wytrzymałościową służącą do statycznych prób wytrzymałościowych po jego adaptacji w celu przeprowadzenia badań par kół zębatach wytworzonych z materiału ABS.



Rys. 10.4. Stanowisko do badania statycznego par kół zębatach

W stanowisku do badań wytrzymałościowych (rys. 10.4) moment obciążający pochodzący od silnika, był przekazywany poprzez przekładnię ślimakową. Rejestrowano go w czasie rzeczywistym. Prędkość obrotowa wykonywanej próby wyniosła 0,5 [obr./min]. Podczas badania rejestrowano dane w postaci kąta skręcenia i momentu obciążającego, a następnie eksportowano je do pliku .csv. Dodatkowo za pomocą kamery rejestrowano badanie pary kół w celu ułatwienia obserwacji jej odkształcenia pod wpływem zadanego obciążenia i precyzyjnego określenia momentu jej uszkodzenia. Próbę wykonano w temperaturze pokojowej, której średnia wartość wyniosła 22,6 [°C] przy średniej wilgotności 43 [%]. Wykonano po pięć prób dla każdego z rozpatrywanych wariantów par kół zębatach.

### **10.2.2. Analiza wyników badań statycznych par kół zębatach**

Pary kół zębatach do przeprowadzenia badań wytrzymałościowych zamontowano zgodnie z parametrami przedstawionymi w tabeli 7.1. Badania prowadzono do chwili uszkodzenia współpracującej pary kół zębatach przy momencie obciążającym przewyższającym moment zastosowany do analizy MES (rozdz. 9). Analiza numeryczna została wykonana przy zastosowaniu momentu obciążającego o wartości 19 [Nm] ze względu na sprawdzenie m.in. miejsc koncentracji naprężenia von Mises, których wartości maksymalne nie przekraczały wartości granicy plastyczności dla materiału ABS. Natomiast badania stanowiskowe współpracujących par kół zębatach przeprowadzono z zamiarem sprawdzenia rzeczywistej wytrzymałości na skutek zadanego obciążenia statycznego momentem obciążającym do chwili ich uszkodzenia.

Na podstawie danych otrzymanych z każdej serii badań kół zębatach o określonej konstrukcji obliczono średni maksymalny moment obciążający parę współpracującą i średni kąt skręcenia przy maksymalnym momencie. Dane te porównano do par kół bez modyfikacji (PK1) (tab. 10.4). W tabeli 10.4 dodatkowo kolorem czerwonym zaznaczono wartości maksymalne, a niebieskim minimalne danych parametrów.

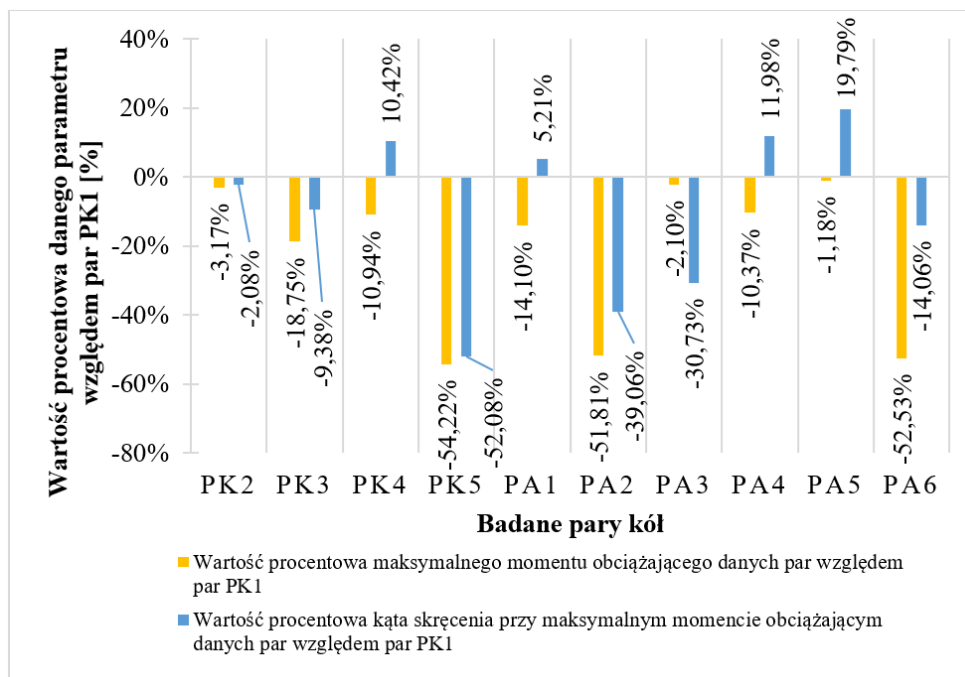
Tabela 10.4. Zestawienie wartości wybranych wyników prób statycznych

Pary kół (oznacz. zgodne z tab. 7.3) (1)	Parametr	Średnia wartość maksymalnego momentu obciążającego [Nm] (2)	Średnia wartość kąta skręcenia przy maksymalnym momencie obciążającym [°] (3)
PK1		<b>195,7</b>	19,2
PK2		189,5 ↓-3,17% <sup>1</sup>	18,8 ↓-2,08% <sup>1</sup>
PK3		159,0 ↓-18,75% <sup>1</sup>	17,4 ↓-9,38% <sup>1</sup>
PK4		174,3 ↓-10,94% <sup>1</sup>	21,2 ↑10,42% <sup>1</sup>
PK5		<b>89,6</b> ↓-54,22% <sup>1</sup>	<b>9,2</b> ↓-52,08% <sup>1</sup>
PA1		168,1 ↓-14,10% <sup>1</sup>	20,2 ↑5,21% <sup>1</sup>
PA2		94,3 ↓-51,81% <sup>1</sup>	11,7 ↓-39,06% <sup>1</sup>
PA3		191,6 ↓-2,10% <sup>1</sup>	<b>25,1</b> ↑30,73% <sup>1</sup>
PA4		175,4 ↓-10,37% <sup>1</sup>	21,5 ↑11,98% <sup>1</sup>
PA5		193,4 ↓-1,18% <sup>1</sup>	23,0 ↑19,79% <sup>1</sup>
PA6		92,9 ↓-52,53% <sup>1</sup>	16,5 ↓-14,06% <sup>1</sup>

**Uwaga:** <sup>1</sup> - wartość procentowa wyliczona na podstawie wartości danego parametru względem par kół bez modyfikacji (PK1)

W celu wizualizacji danych zawartych w tabeli 10.4 wykonano wykres (rys. 10.5). Na jego podstawie spostrzeżono, że pary kół PK2 osiągnęły zbliżoną wartość wybranych parametrów do par kół bazowych (PK1). Zestawiając pary PK4 z parami PK3 stwierdzono, iż zastosowanie wybrań w symetrycznej tarczy w parach kół PK4 spowodowało zmniejszenie sztywności współpracującej pary w odniesieniu do zwiększenia kąta skręcenia przy maksymalnym momencie obciążającym. Porównując pary kół PK5 z parami PK4 spostrzeżono, że łukowe otwory mają większy wpływ na spadek właściwości wytrzymałościowych w odniesieniu do maksymalnego momentu, niż otwory walcowe uwzględnione w parach PK4. Przyporównując pary PA3 z parami PA2 zaobserwowano, że zmiana położenia otworów względem osi obrotu, przy zachowaniu porównywalnej masy, poprawia wytrzymałość w aspekcie maksymalnego momentu obciążającego parę współpracującą. Zestawiając pary kół PA5 z parami PA4, stwierdzono, iż w parach PA5, które są cięższymi parami kół, nastąpiła poprawa wytrzymałości, bazując na uzyskanej wartości średniego maksymalnego momentu obciążającego i kąta skręcenia przy tym momencie. Wśród par kół zębatych o konstrukcji ażurowej cienkościenniej (PA2, PA4 i PA6) stwierdzono, że najkorzystniejszym rozwiązaniem

konstrukcyjnym są pary PA4 ze względu na największą wartość maksymalnego momentu obciążającego i kąta skręcenia przy tymże momencie. Spostrzeżono, że uzyskane wyniki po przeprowadzeniu prób statycznych par PK3 i PA1, których konstrukcja jest zbliżona, są porównywalne z wyjątkiem kąta skręcenia, który dla par kół PA1 jest większy.

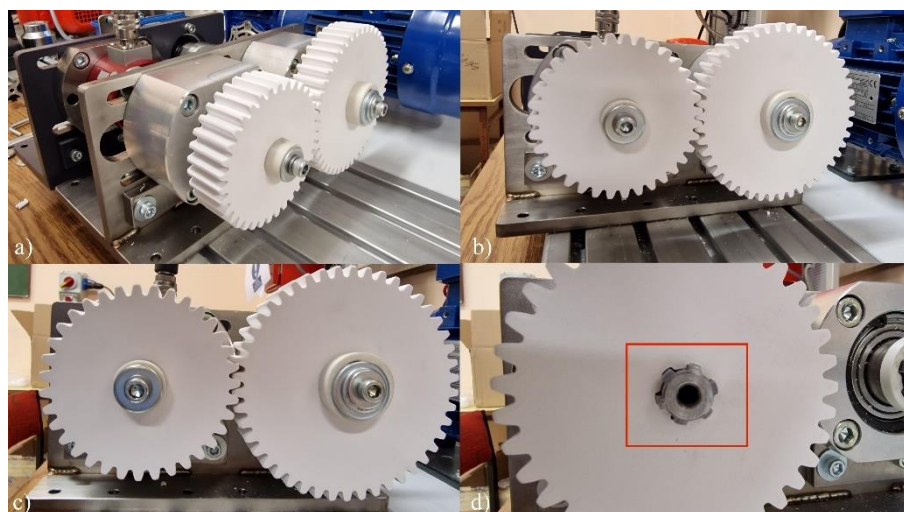


Rys. 10.5. Zestawienie uzyskanych wyników po wykonaniu prób statycznych par kół o zredukowanej masie względem par bez modyfikacji (PK1)

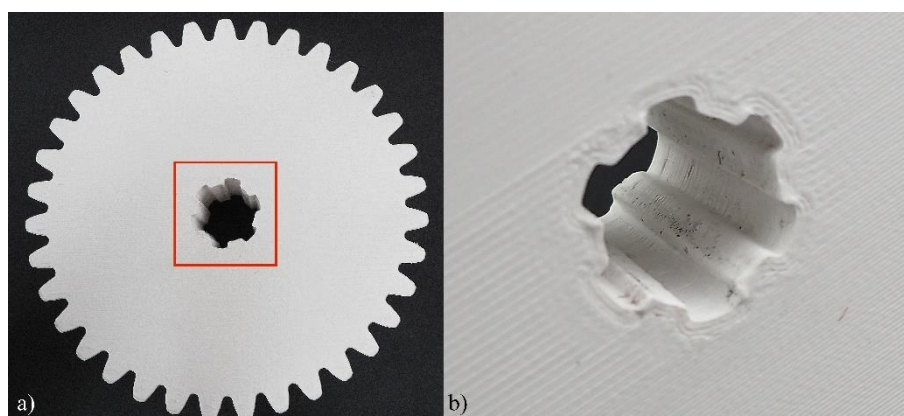
Po przedstawieniu uśrednionych wyników serii badań statycznych polimerowych par kół zębatych (tab. 10.4, rys. 10.5), postanowiono opisać reprezentatywne pary kół przed i po wykonanych próbach (rys. 10.6 - 10.22).

Na rysunku 10.6 przedstawiono parę kół PK1 przed i po wykonaniu próby stanowiskowej. Dla przedstawionej pary badanie przerwano ok. 10 [s] od jego rozpoczęcia ze względu na osiągnięcie granicznej bezpiecznej wartości momentu obciążającego, określonego przez producenta wykorzystanego czujnika pomiaru momentu. Podczas demontażu pary PK1 dostrzeżono uszkodzenie wielowypustu w zębniku ZK1 (rys. 10.6d, 10.7). Porównując próbę statyczną z analizą MES na opisanym zębniku ZK1 zaobserwowano podobieństwa związane z miejscami koncentracji naprężenia von Mises (rys. 9.6), które wystąpiły m.in. w obszarze piasty.





Rys. 10.6. Zdjęcia pary kół PK1 przed (a, b) i po (c, d) wykonanej próbie stanowiskowej

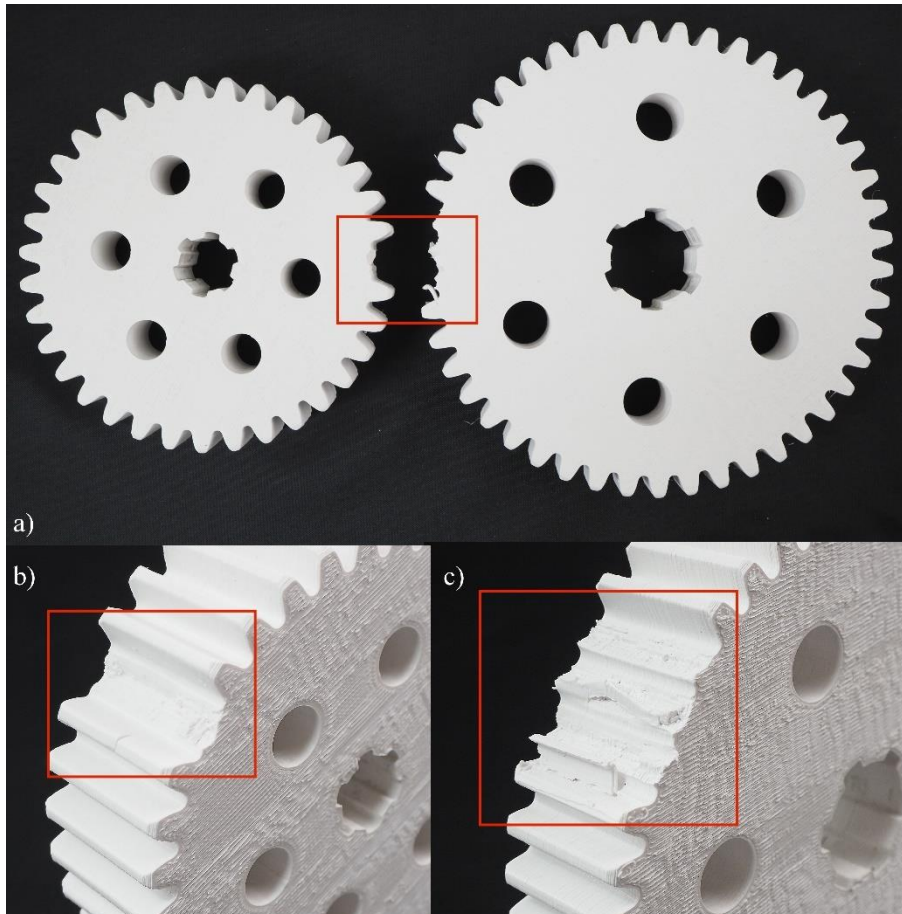


Rys. 10.7. Zdjęcie zębnika ZK1 po wykonanej próbie: (a) widok z góry, (b) uszczegółowienie zdeformowanego wielowypustu

Kolejną badaną parą była PK2 (rys. 10.8). Podobnie jak podczas próby opisywanej pary PK1, w parze kół PK2 w ok. 10 [s] badania zarejestrowano pęknięcie najpierw jednego, a w konsekwencji kolejnych dwóch zębów w kole KK2. Następstwem tego było zniszczenie kolejnych zębów miejscu zazębienia w badanej parze (rys. 10.8b). W przedstawionej parze PK2 całkowitemu zniszczeniom uległy zęby w miejscu zazębienia (rys. 10.9). Pękły one u podstawy na całej szerokości wieńców zębatych. Zestawiając uszkodzenia zaprezentowanego zębnika ZK2 (rys. 10.9) ze zdjęciem rozkładu naprężenia von Mises pochodzącym z analizy MES (rys. 9.7) spostrzeżono podobieństwo związane z miejscem ich wystąpienia. Pozostałe zęby w parze kół PK2 znajdujące się w pobliżu zazębienia uległy częściowemu zniszczeniu.



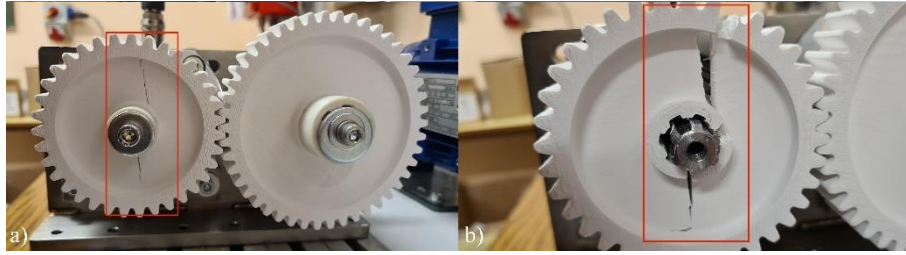
Rys. 10.8. Para kół PK2 przed (a) i po (b) wykonanej próbie wytrzymałościowej



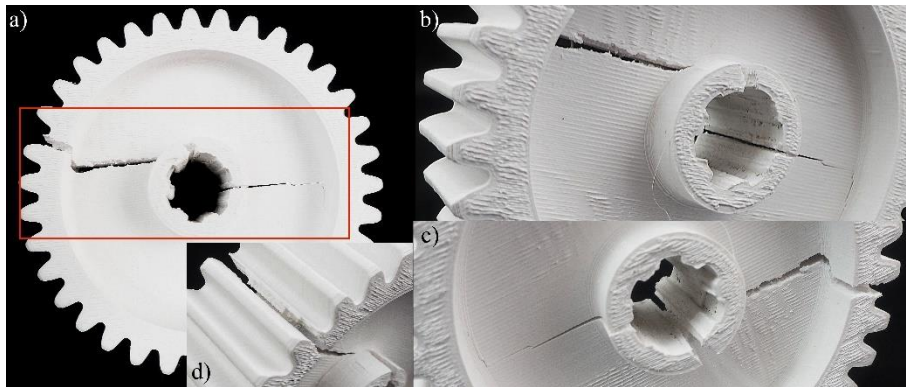
Rys. 10.9. Uszkodzona para kół PK2 po przeprowadzonej próbie: (a) widok ogólny, widok na miejsce uszkodzenia zębika ZK2 (b) i koła KK2 (c)

Kolejną omawianą parą kół jest PK3 (rys. 10.10). Podobnie jak w przypadku przedstawionych par PK1 i PK2, podczas badania pary PK3 też w ok. 10 [s] badań doszło do uszkodzenia zębika ZK3 w pobliżu piasty, a następnie pęknięcia tarczy (rys. 10.10, 10.11). W wyniku naprężeń przed zdemontowaniem pary kół PK3 ze stanowiska doszło do całkowitego pęknięcia tarczy i wieńca zębatego w zębniku ZK3 (rys. 10.10b, 10.11).





Rys. 10.10. Para PK3 po przeprowadzonej próbie wytrzymałościowej

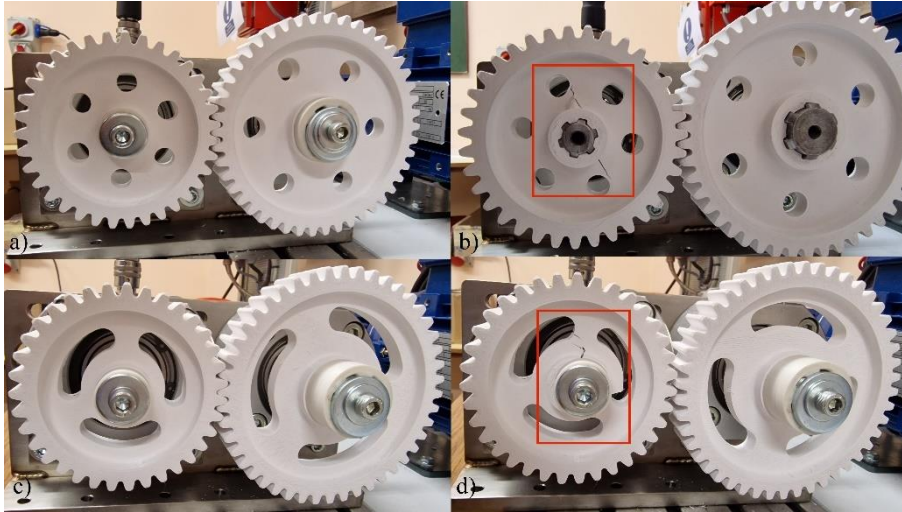


Rys. 10.11. Uszkodzony zębnik ZK3 po próbie: (a) widok z góry, (b, c) widok na pękniętą piastę w miejscu wielowypustu, (d) widok na pęknięty wieniec zębny

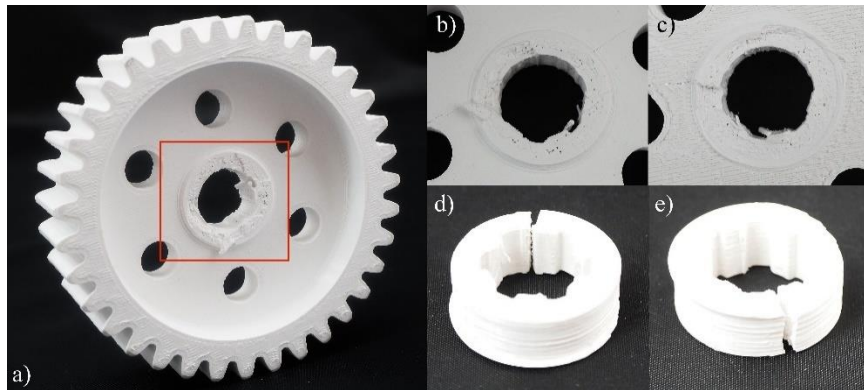
Na rysunku 10.12 przedstawiono pary kół PK4 i PK5 przed i po wykonanej próbie wytrzymałościowej. Opisywana para PK4 uległa uszkodzeniu w ok. 13 [s] od rozpoczęcia badania. Zniszczeniu uległ zębnik ZK4, w którym doszło do pęknięcia tarczy między otworami walcowymi, a piastą (rys. 10.12b). Piasta uległa zniszczeniu, jej fragment oderwał się od zębniaka ZK4 (rys. 10.13). Dodatkowo wielowypusty znajdujące się w nieoddzielonej części piasty uległy zniszczeniu (rys. 10.13a - c), natomiast wielowypusty w oddzielonej części piasty zostały nieuszkodzone (rys. 10.13d, e). Koło KK4 nie uległo widocznym deformacjom i zniszczeniom.

W przypadku omawianej pary kół PK5 do widocznych uszkodzeń zębniaka ZK5 doszło w ok. 7 [s] badania. Wszystkie pęknięcia powstały prawie jednocześnie. Piasta i tarcza w zębniku ZK5 pękła do łukowego otworu (rys. 10.12d, 10.14). Uszkodzenie piasty w zębniku ZK5 nastąpiło na całej szerokości (rys. 10.14).

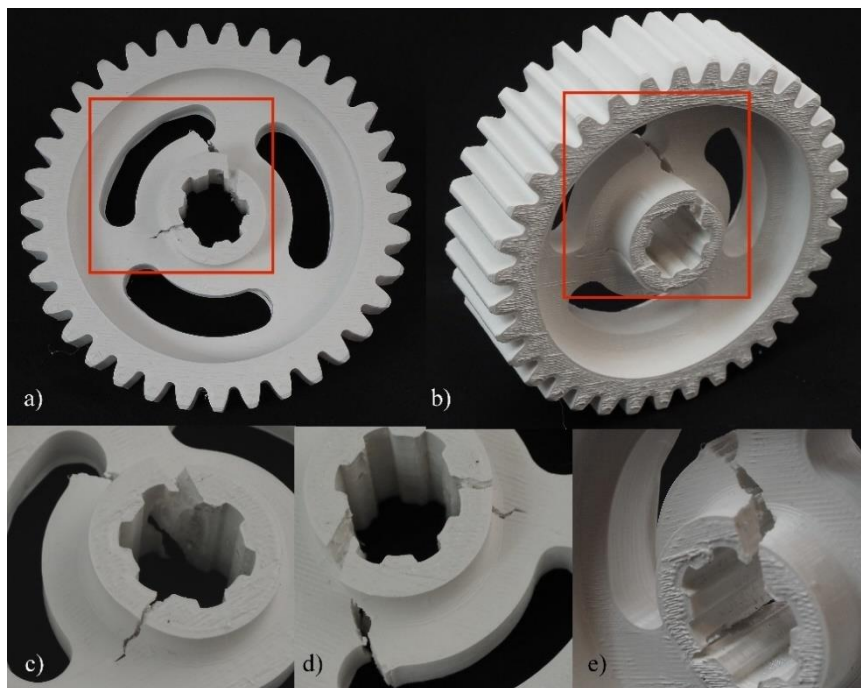
Zestawiając rozkład naprężenia von Mises opisany na przykładzie zębniaków ZK4 i ZK5 (rys. 9.9) z miejscami, w których doszło do uszkodzenia elementów w wyniku przeprowadzenia próby statycznej par PK4 i PK5 (rys. 10.12 - 10.14) spostrzeżono podobieństwa związane z występowaniem koncentracji naprężeń.



Rys. 10.12. Pary kół PK4 (a, b) i PK5 (c, d) przed (a, c) i po (b, d) próbie stanowiskowej

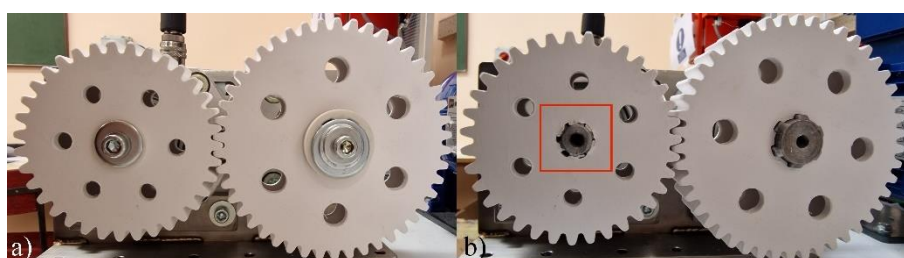


Rys. 10.13. Uszkodzony zębik ZK4 po przeprowadzonej próbie: widok ogólny (a), widok normalny z góry (b) i od strony podparcia (c) w obszarze piasty, widok na oddzielone fragmenty piasty (d, e)

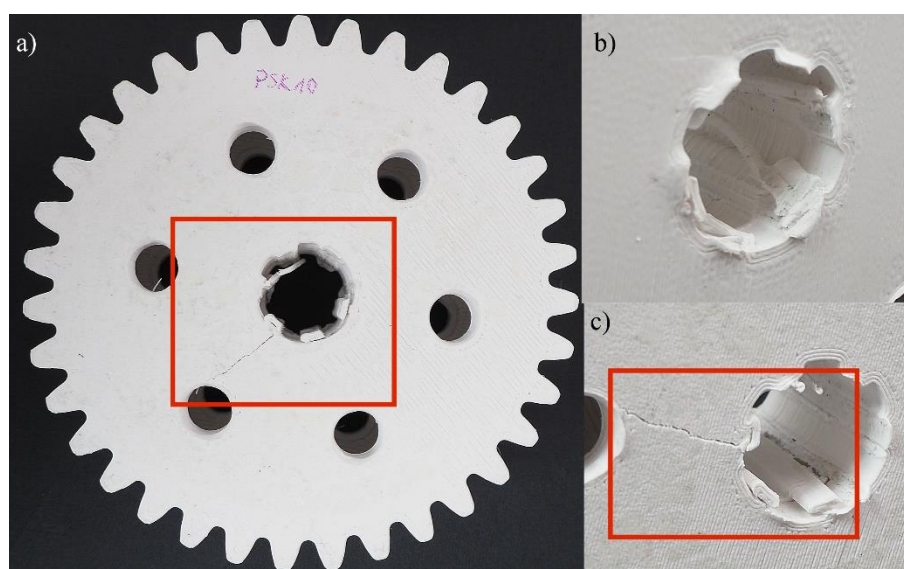


Rys. 10.14. Uszkodzony zębik ZK5 po próbie: (a, b) widoki ogólne, (c, d, e) widoki szczegółowe

Kolejną omawiającą parą po wykonanej próbie statycznej jest PA1. Podobnie jak w przedstawionych parach kół podczas wykonywania badań (z wyjątkiem pary PK5), w ok. 11 [s] od rozpoczęcia testu pary PA1, zębnik ZA1 uległ zniszczeniu - zaczął się obracać bez wyraźnego oporu. Zaobserwowano, że w zębniku ZA1 wielowypusty zostały uszkodzone (rys. 10.15b, 10.16). Ponadto w zębniku ZA1 spostrzeżono pęknięcie tarczy od strony podparcy, które wystąpiło od piasty do otworu technologicznego w tarczy (rys. 10.16a, c). W przedstawionym kole zębatym KA1 nie dostrzeżono widocznych uszkodzeń i deformacji. Podobnie jak w pozostałych dotychczas przedstawionych parach, stwierdzono zbieżność związaną z położeniem uszkodzeń w zębniku ZA1 powstałych po próbach stanowiskowych (rys. 10.16), a miejscami, w których wystąpiły koncentracje naprężenia von Mises (rys. 9.10).



Rys. 10.15. Para kół PA1 przed (a) i po (b) przeprowadzonej próbie wytrzymałościowej



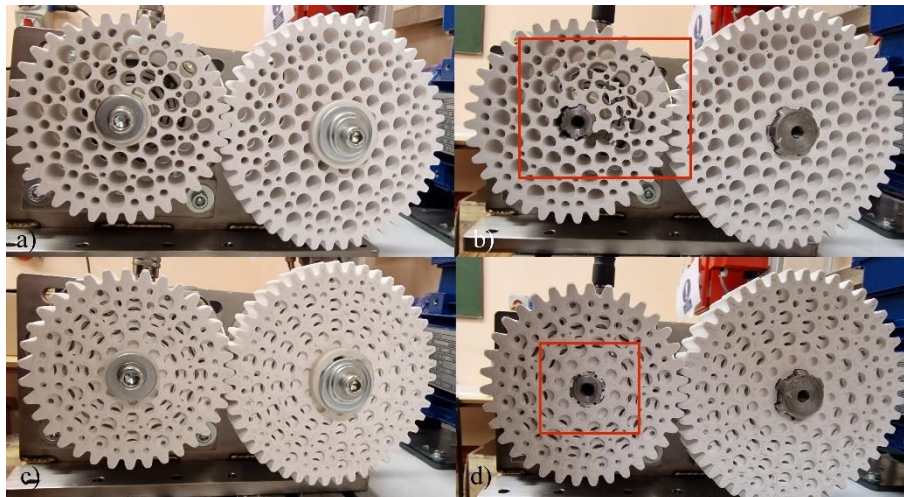
Rys. 10.16. Uszkodzony zębnik ZA1 po zrealizowaniu próby: (a) widok z góry od strony podparcia, (b) widok od czoła na zdeformowany i uszkodzony wielowypust piasty, (c) widok na uszkodzony otwór z wielowypustem od strony podparcia z uwzględnieniem pękniętej tarczy i piasty

Następnie pod uwagę wzięto dwie pary kół zębatych PA2 i PA3 po wykonanej próbie statycznej (rys. 10.17). Do uszkodzenia przedstawionego zębniaka ZA2 doszło w ok. 6 [s] od rozpoczęcia badania (jest to najkrótszy czas testu spośród przedstawionych pozostałych par kół). W obszarze zmodyfikowanej tarczy zębniaka ZA2 doszło do deformacji i pęknięcia ścianek

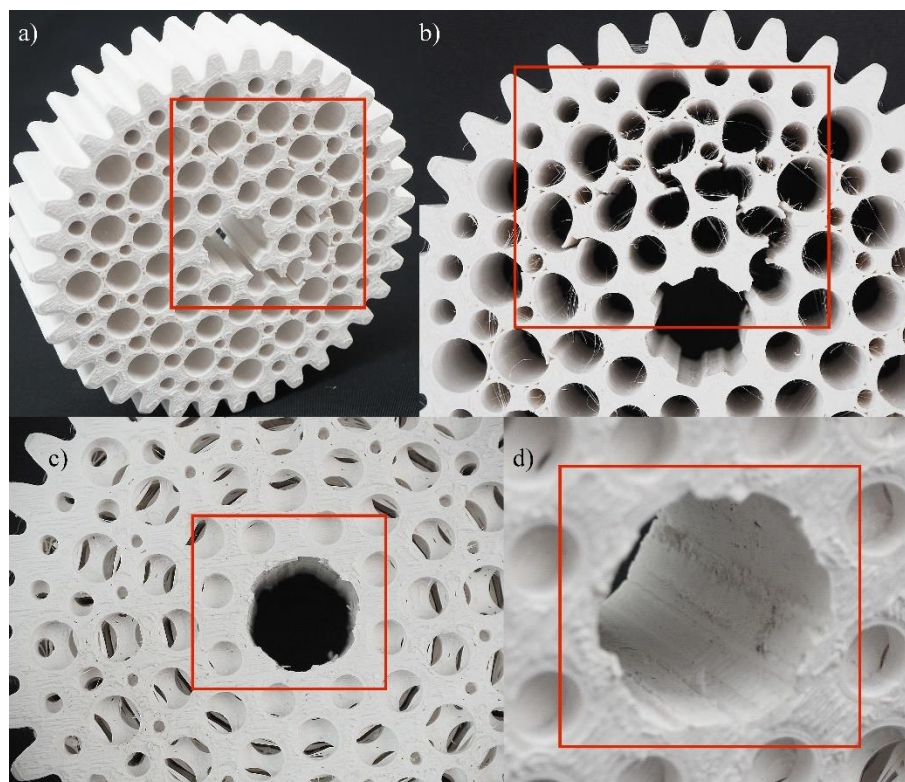


między licznymi otworami walcowymi (rys. 10.17b, 10.18a, b). Natomiast w omawianej parze kół PA3, zębnik ZA3 uległ zniszczeniu w ok. 14 [s] od rozpoczęcia badań. Nastąpiło jedynie całkowite ścięcie wielowypustów w otworze piasty w zębniku ZA3.

W przedstawionych próbach skręcania par kół zębatych PA2 i PA3 koła zębate nie uległy widocznym uszkodzeniom. Porównując miejsca uszkodzeń w zębnikach ZA2 i ZA3 po wykonanej próbie (rys. 10.18) z miejscami koncentracji naprężenia von Mises uzyskane po przeprowadzeniu analizy w programie Autodesk Inventor Nastran (rys. 9.11) stwierdzono, że jedynie w przypadku zębnika ZA2 są one zbliżone. W analizie statycznej pominięto wielowypusty w otworze piasty ze względu na wystąpienie osobliwości w postaci karbów numerycznych zakłócających czytelność uzyskanych wyników, natomiast w przedstawionym zębniku ZA3 po wykonaniu próby stanowiskowej to one uległy zniszczeniu (rys. 10.17c, d, 10.18c, d).



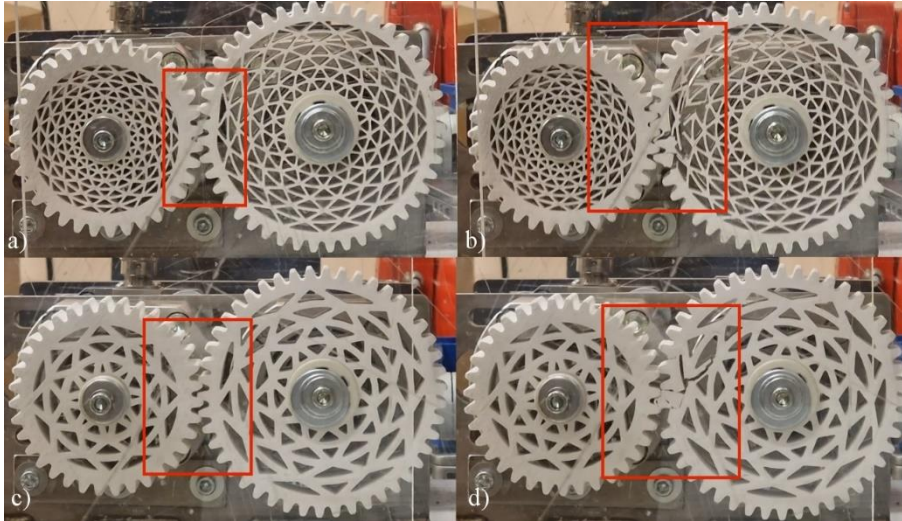
Rys. 10.17. Pary kół PA2 (a, b) i PA3 (c, d) przed (a, c) i po (b, d) po wykonanej próbie wytrzymałościowej



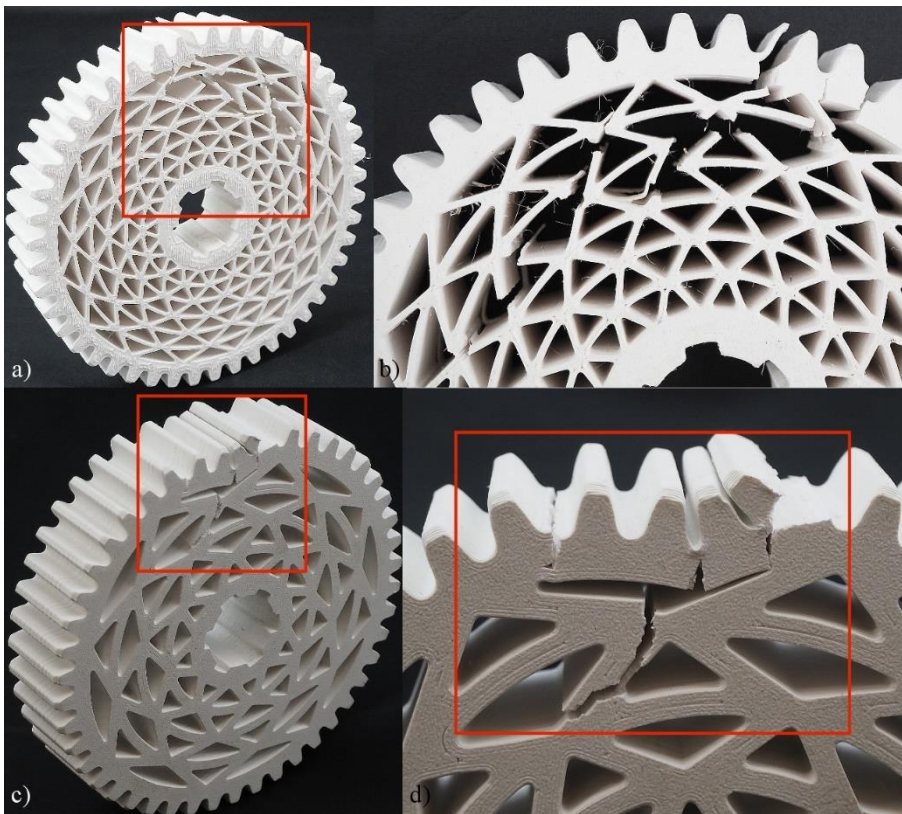
Rys. 10.18. Uszkodzone zębniaki ZA2 (a, b) i ZA3 (c, d)

Kolejnymi badanymi parami kół zębatych były pary PA4 i PA5, które przedstawiono na rysunku 10.19 bezpośrednio przed i po wystąpieniu uszkodzeń. W ok. 12 [s] od rozpoczęcia badania pary PA4 doszło do pęknięcia i uszkodzenia wieńca zębatego wraz z fragmentem ażurowej tarczy w kole KA6 (rys. 10.19b). Przed wystąpieniem zniszczeń w kole KA6 spostrzeżono deformacje wieńca zębatego i tarczy. Jest to też widoczne w zwiększonej odległości między zębami w miejscu zazębienia współpracującej pary PA6 (rys. 10.19a). Podobne zjawisko dostrzeżono również w parze PA5 (rys. 10.19c, d), w której do uszkodzenia koła KA5, podobnie jak w kole zębatym KA4, doszło w ok. 13 [s] od rozpoczęcia próby. Zniszczenia w kołach KA4 i KA5 wystąpiły w miejscu łączenia struktury ażurowej tarczy i w wieńcu zębatym (rys. 10.20). Jest to związane np. z występowaniem licznych szczelin, które stwierdzono szczególnie w strukturze cienkościennej pary kół PA4 (podobne zjawisko wystąpiło w omawianej wcześniej parze kół PA2 (rys. 10.18a, b)). Lokalizacja zniszczeń powstałych po przeprowadzonej próbie par kół PA4 i PA5 (rys. 10.19b, d, 10.20) jest zbliżona do miejsc, w których wystąpiła koncentracja naprężenia von Mises po przeprowadzeniu analizy statycznej MES na przykładzie zębniaków ZA4 i ZA5 (rys. 9.15). Na przedstawionym kole KA4 dostrzeżono rozwarstwienia między obrysem zewnętrznym, a wypełnieniem wewnętrznym na fragmencie wieńca zębatego i tarczy (rys. 10.20a, b), których nie zaobserwowano w kole KA5 (rys. 10.20c, d).





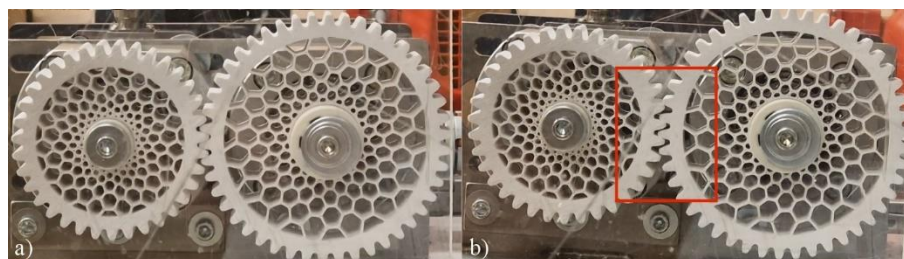
Rys. 10.19. Pary kół zębatych PA4 (a, b) i PA5 (c, d) bezpośrednio przed (a, c) i po (b, d) wystąpieniu uszkodzeń



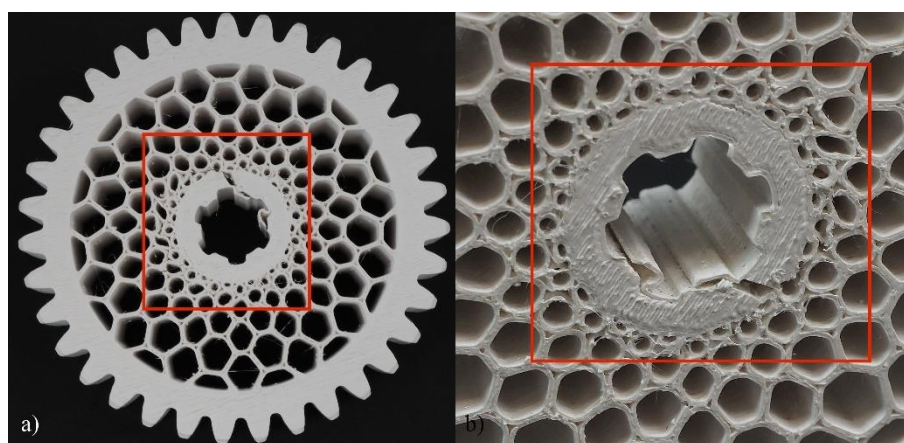
Rys. 10.20. Uszkodzone zębniaki ZA4 (a, b) i ZA5 (c, d)

Ostatnią omawianą parą współpracujących kół zębatych jest para PA6 (rys. 10.21). Zębnik ZA6 został uszkodzony w ok. 10 [s] od rozpoczęcia próby. Zniszczona została piasta (pęknięcie i rozwarstwienie między obrysem zewnętrznym, a wypełnieniem wewnętrznym) i fragment tarczy w obrębie piasty (rys. 10.22). Przed wystąpieniem uszkodzeń zębniaka, w kole KA6 zarejestrowano odkształcenia i deformacje tarczy (rys. 10.21b). Po zniszczeniu zębniaka, tarcza w kole KA6 powróciła do pierwotnego kształtu bez wystąpienia widocznych defektów.

Zestawiając miejsca koncentracji naprężenia von Mises po przeprowadzeniu analizy numerycznej na przykładzie zębniaka ZA6 (rys. 9.13) z miejscami wystąpienia uszkodzeń po wykonaniu próby statycznej pary PA6 (rys. 10.22) stwierdzono podobieństwa jedynie w obszarze tarczy w okolicach piasty.

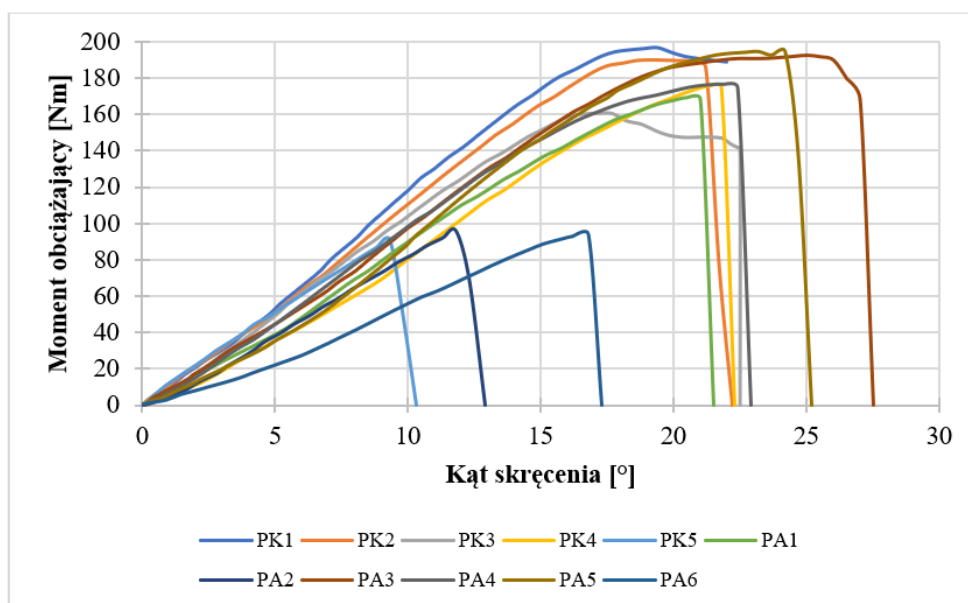


Rys. 10.21. Para kół PA6 w chwili rozpoczęcia próby (a) i chwilę przed uszkodzeniem zębniaka ZA6 i zakończeniem badania (b)



Rys. 10.22. Uszkodzony zębniak ZA6: (a) widok z góry, (b) szczegółowy widok na uszkodzoną piastę i tarczę

Na podstawie zebranych danych wykonano zbiorczy wykres dla pojedynczych omawianych par kół zębatych (rys. 10.23). Pary PK5, PA2 i PA6 należą do grupy par kół o najmniejszej wytrzymałości w odniesieniu do maksymalnego momentu obciążającego. Wytrzymałość par PK2, PK4, PA1, PA4 w aspekcie zadanego momentu jest zbliżona (rys. 10.23). Parą kół, której dane są najbardziej zbliżone do danych dla pary bazowej PK1 po wykonaniu badań jest para PK2, w której zredukowano masę jedynie poprzez zastosowanie wybrań w postaci otworów walcowych. Stwierdzono, że maksymalny moment obciążający dla par kół PA3 i PA5 jest bardzo zbliżony do wartości dla pary PK1. Jedynie pary PA3 i PA5 uzyskały większy kąt skręcenia w porównaniu do wartości uzyskanej przez parę PK1, przy którym doszło do ich uszkodzenia.



Rys. 10.23. Wykres krzywych zależności między kątem skręcenia, a momentem obciążającym dla pojedynczych par kół zębatach

Po wykonaniu badań stanowiskowych opracowanych współpracujących par kół zębatach przystąpiono do określenia ich trwałości. Badania te przedstawiono w kolejnym podrozdziale.

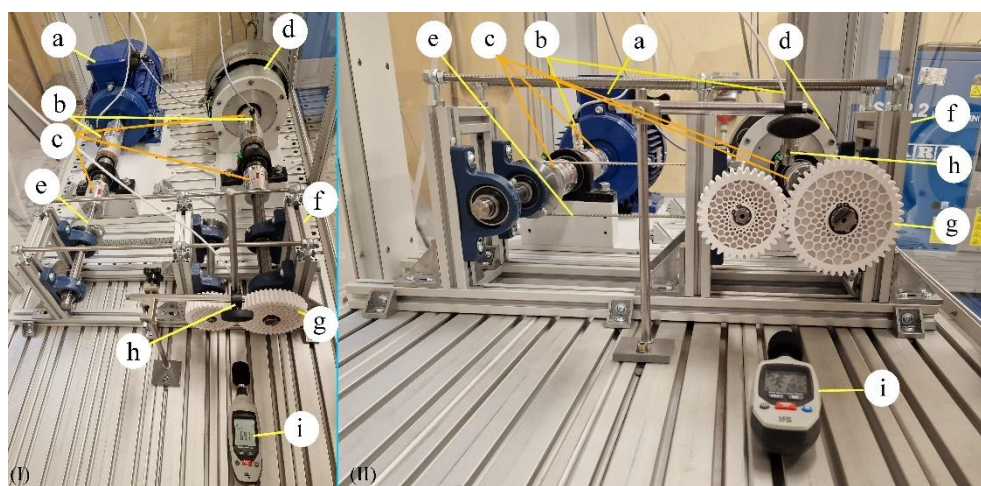
### 10.3. Badania trwałości

#### 10.3.1. Stanowisko do badań trwałości

W ramach realizacji badań laboratoryjnych przeprowadzono badania trwałościowe, którym poddano opracowane rozwiązania konstrukcyjne współpracujących par kół zębatach (tab. 7.3). Zrealizowano je na stanowisku pracującym w układzie otwartym (rys. 10.24). Badaną parę kół napędzał silnik indukcyjny firmy Promotor, typ MS2 112M-6 (2,2 [kW]) (BTH Promotor, Wojnicz, Polska) o nominalnym momencie obrotowym 22 [Nm]. Zastosowanie trójfazowego regulatora serii Goodrive 10 (INVERTIM BIS S. c., Warszawa, Polska) umożliwiło uzyskiwanie prędkości obrotowej w zakresie 200 - 955 [obr./min]. Dodatkowo do stanowiska zastosowano dwa momentomierze (MT 50Nm), które podłączone do rejestratora RMC odczytywały i zapisywały wartości momentu i obrotów w czasie rzeczywistym. Rozdzielczość momentomierza wyniosła 0,1 [%], natomiast częstotliwość próbkowania rejestratora 10 [Hz]. Układ badawczy w postaci pary współpracujących kół wytworzonych z materiału ABS w technologii FFF umieszczano między momentomierzami, i obciążono hamulcem proszkowym Elfa typ P 80 (EMA-ELFA Sp. z o. o., Ostrzeszów, Polska). Hamulec wprowadzał do układu moment hamujący (maksymalna wartość momentu: 80 [Nm]). W miejscu zazębienia współpracującej pary kół prowadzono pomiary temperatury,

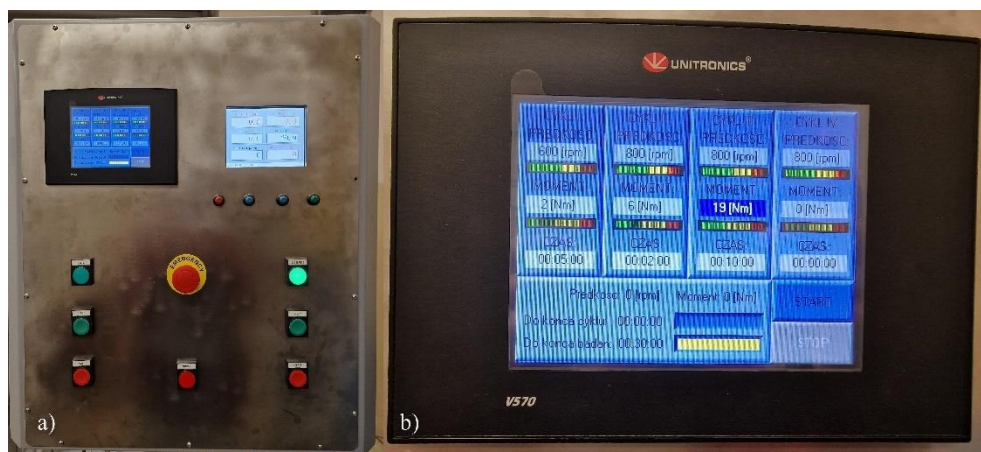


które wykonywano przy użyciu pirometru Micro-Epsilon CT-SF15-C3 (Micro-Epsilon Messtechnik, Ortenburg, Niemcy) metodą bezstykową. Dane zapisywano i odczytywano w czasie rzeczywistym w rejestratorze RMC. Dodatkowo, przy wykorzystaniu sonometru ręcznego CEM DT-95 (CEM, Shenzhen, Chiny) mierzono ciśnienie akustyczne [dBA], które rejestrowano w aplikacji mobilnej zalecanej przez producenta urządzenia. Następnie zapisane dane eksportowano do pliku .csv. Podczas badań wykonywano również zdjęcia termowizyjne kamerą firmy FLIR typ C5 (FLIR Systems, Oregon, Stany Zjednoczone), skierowaną bezpośrednio na pracującą parę kół zębatych. Uzupełniająco, stanowisko zabezpieczono w osłonę wykonaną z materiału plexiglass, mającą na celu ochronę operatora i zapewnienie higieny pracy.



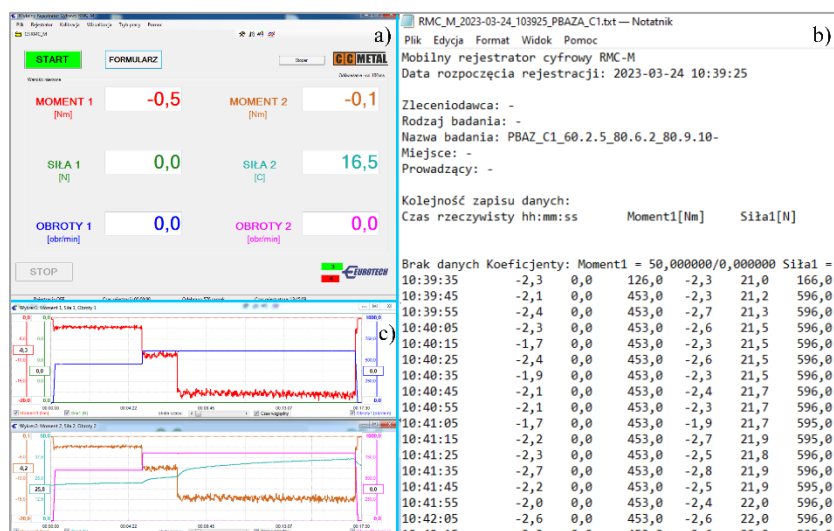
Rys. 10.24. Widok stanowiska do analizy trwałości współpracującej pary polimerowych kół zębatych ((I) - widok z góry, (II) - widok od strony kamery termowizyjnej): (a) silnik elektryczny Promotor MS2 112M-6, (b) momentomierze MT 50Nm (2 [szt.]), (c) sprzęgła elastyczne ROTEX SH z dzielonymi piastami (KTR Polska Sp z o. o., Kraków, Polska) (4 [szt.]), (d) hamulec proszkowy Elfa P80, (e) przekładnia pasowa, (f) rama stabilizująca, (g) polimerowa współpracująca para kół zębatych, (h) pirometr Micro-Epsilon CT-SF15-C3, (i) ręczny sonometr CEM DT-95

Układ badawczy połączono ze sterownikiem (rys. 10.25a). Za jego pomocą możliwe było zaprogramowanie poszczególnych faz pracy zgodnie z przyjętym planem badawczym. Okno programowe sterownika firmy Unitronics (HMI V570) (UNITRONICS PLC, Warszawa, Polska) umożliwiło wprowadzanie parametrów dla określonych cykli badań (rys. 10.25b), różniących się prędkością obrotową [obr./min], momentem obrotowym [Nm] oraz czasem trwania [hh:mm:ss].



Rys. 10.25. Sterowanie stanowiskiem badawczym: (a) panel i (b) okno programowe

Na rysunku 10.26a przedstawiono okno programu rejestrującego RMC, dzięki któremu obserwowano w czasie rzeczywistym rejestrowane parametry współpracującej pary kół zębatych. Po wykonanym badaniu generowano wykresy w zintegrowanym oprogramowaniu (rys. 10.26b) oraz zapisywano plik wraz z danymi w formacie .txt (rys. 10.26c).



Rys. 10.26. Mobilny rejestrator cyfrowy RMC: (a) widok z ekranu monitorującego w czasie rzeczywistym wskazania badanych parametrów, (b) wykresy po przeprowadzeniu badań, (c) fragment pliku tekstowego zawierające zarejestrowane dane podczas analizy trwałościowej

Na stanowisku do badania trwałościowego, każde rozwiązanie konstrukcyjne współpracującej pary kół zębatych (tab. 7.3) przebadano pięciokrotnie (po uszkodzeniu pary kół o danej konstrukcji zmieniano parę na nową). Program badań składający się z faz i z cykli opracowano doświadczalnie na etapie wstępnych prób stanowiskowych. Podczas badań między poszczególnymi fazami stosowano przerwę w celu schłodzenia hamulca proszkowego, którego temperatura w skrajnych przypadkach osiągała 150 [°C] według wskazań kamery termowizyjnej FLIR C5. Po zakończeniu każdej z faz i całego testu dla badanej pary

współpracujących kół, oceniano wizualnie stan powierzchni oraz dodatkowo przy użyciu aparatu fotograficznego wykonywano zdjęcia obszarów, w których doszło do zużycia lub uszkodzenia. Badanie trwałościowe współpracujących par kół wykonywano do momentu ich uszkodzenia. Z powyższego powodu czasy trwania badań różniły się od siebie.

### 10.3.2. Określenie warunków brzegowych badania trwałościowego

Przed rozpoczęciem właściwych badań trwałości serii polimerowych par kół zębatach wytworzonych z materiału ABS (tab. 7.3) wykonano szereg prób mających na celu określenie parametrów granicznych, definiujących warunki brzegowe, czyli zużycie lub zniszczenie badanej pary. Parą kół, według której ustalane były parametry analizy trwałościowej była para PK1, która to stanowi odniesienie do wszystkich analizowanych par kół o zmodyfikowanej geometrii w obszarze tarczy. Ograniczeniem również były parametry stanowiska (maksymalny graniczny moment obciążający: 22 [Nm], maksymalna graniczna prędkość obrotowa: 955 [obr./min]). Badania trwałościowe danej pary kół przy fazie 2. i kolejnych prowadzono aż do momentu ich uszkodzenia. Faza 1. stanowiła etap badań, w których prowadzono docieranie współpracującej pary. W tabeli 10.5 przedstawiono parametry analizy trwałości wszystkich badanych par kół zębatach, które wyznaczono w sposób doświadczalny.

Tabela 10.5. Warunki brzegowe analizy trwałościowej współpracujących polimerowych par kół zębatach

Etap badań Parametr (1)	Faza 1.			Faza 2. (i kolejne)		
	Cykl 1. (2)	Cykl 2. (3)	Cykl 3. (4)	Cykl 1. (5)	Cykl 2. (6)	Cykl 3. (7)
Prędkość obrotowa [obr./min]	500	800	800	800	800	800
Moment obrotowy [Nm]	2	6	19	19	19	19
Czas [hh:mm:ss]	00:05:00	00:02:00	00:10:00	00:10:00	00:10:00	00:10:00

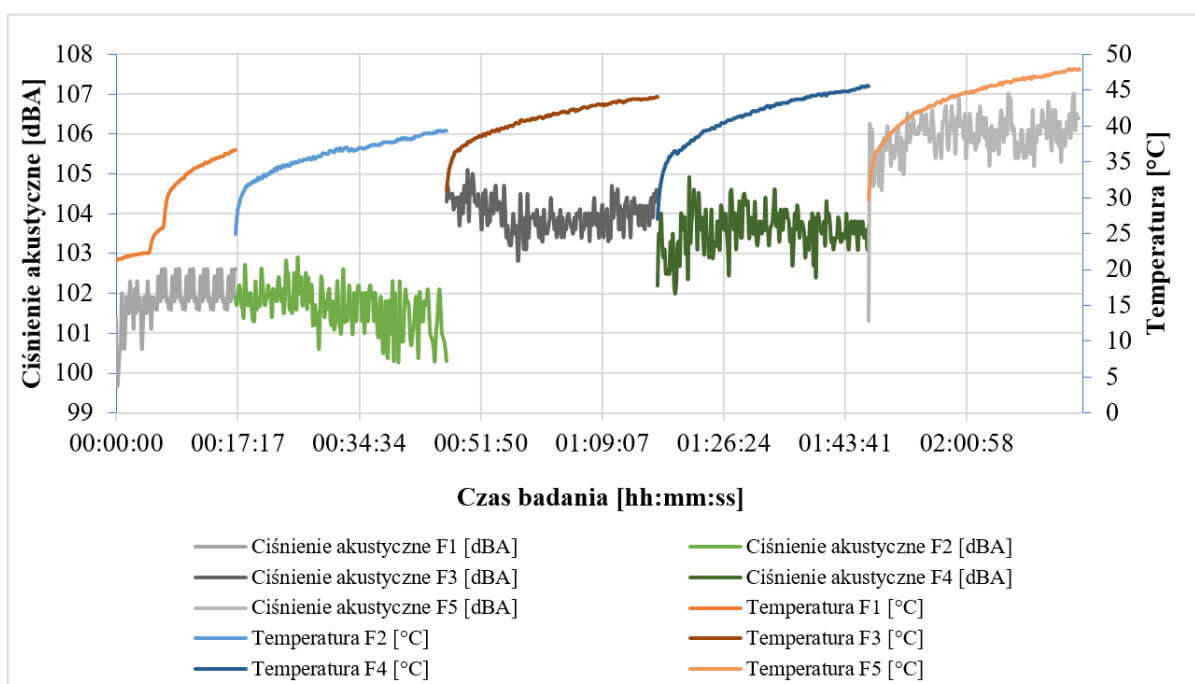
### 10.3.3. Analiza i wyniki badania trwałości polimerowych par kół

Analogicznie jak przy przedstawieniu wyników badań par kół zębatach po przeprowadzeniu prób statycznych (rozdz. 10.2), wyniki badań trwałościowych par kół zaprezentowano na przykładzie reprezentatywnych par dla danej serii badań. Podczas opisywania uzyskanych danych przedstawionych na wykresach pominięto wyniki uzyskane podczas badań w fazie 1., w której to prowadzono docieranie współpracującej pary kół. Oznaczenia przy nazwie parametrów zastosowane na wykresach (rys. 10.27, 10.31, 10.35,

10.39, 10.40, 10.45, 10.49, 10.50, 10.55, 10.56, 10.61) określają fazę badań, w której uzyskano dane, np. ciśnienie akustyczne F1 [dBA] oznacza, że wartość ciśnienia akustycznego [dBA] pozyskano w trakcie wykonywania fazy 1. badań trwałościowych.

Czasy badań trwałościowych reprezentatywnych par kół zębatach zestawiono od najdłuższego do najkrótszego (bez uwzględnienia przerw między poszczególnymi fazami), dla PA6 wyniósł 4 [h] 47 [min] (10 faz), dla PA4 - 4 [h] 17 [min] (9 faz), dla PK2 i PK5 - po 3 [h] 47 [min] (po 8 faz), dla PA5 - 3 [h] 17 [min] (7 faz), dla PK3 - 2 [h] 47 [min] (6 faz), dla PK1 i PK3 - po 2 [h] 17 [min] (po 5 faz), a dla PA1, PA2 i PA3 - po 1 [h] 47 [min] (po 4 fazy).

Na podstawie otrzymanych wyników przeprowadzonej analizy trwałościowej pary PK1 opracowano wykres (rys. 10.27). Największe wartości ciśnienia akustycznego i temperatury stwierdzono w ostatniej, piątej fazie przeprowadzonej analizy pary PK1, po której to doszło do pęknięcia zębów w kole zębatym KK1 na linii styku zgodnie z linią przyporu od strony podparcia (rys. 10.28, 10.29). Największy wzrost temperatury między początkiem i końcem danej fazy zaobserwowano w fazie 4. (wzrost o 18,5 [°C]) i w fazie 5. (wzrost o 18,1 [°C]). Stwierdzono, iż jedynie w fazie 4. i 5., średnia wartość ciśnienia akustycznego poszczególnych cykli w miarę upływu czasu trwania badania wzrastała, natomiast w fazie 2. i 3. spadała.

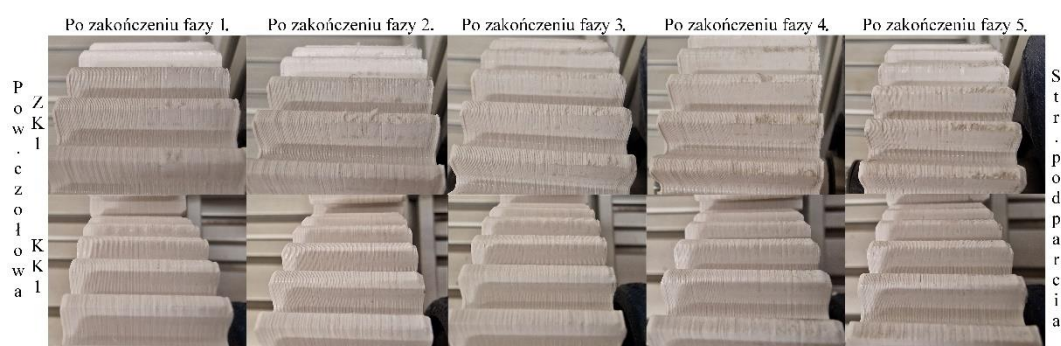


Rys. 10.27. Wykres temperatury i ciśnienia akustycznego w funkcji czasu opracowany na podstawie danych po przeprowadzeniu badania trwałości pary PK1

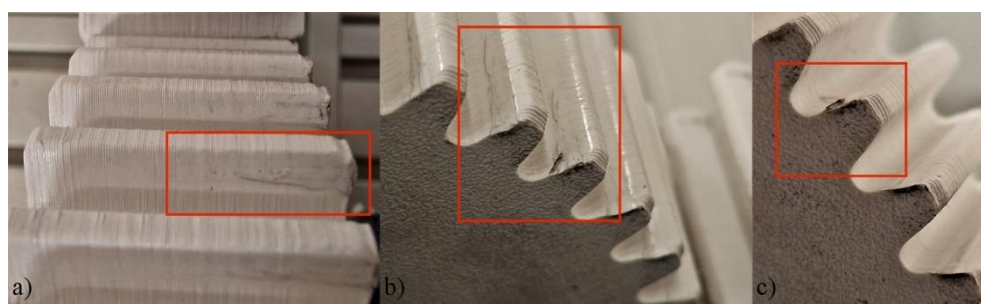
Po pierwszej fazie badań pary PK1 zaobserwowano zużycie dogładzające i złuszczenia na powierzchni roboczej zębów do ok. połowy szerokości wieńców zębatych od strony podparcia (rys. 10.28) [115]. Pojawienie się złuszczeń świadczy m.in. o wystąpieniu



plastycznych odkształceń powierzchni roboczych zębów [147]. Zarejestrowano, że zużycie dogładzające powierzchni roboczej zębów zębownika ZK1 z każdą kolejną fazą zwiększało swoją powierzchnię i intensywność, zwłaszcza od strony podparcia do długości ok. połowy szerokości wieńca zębatego (rys. 10.28). Zużycie dogładzające zmniejsza lokalne naciski na powierzchni zębów [115]. Badanie pary PK1 zakończono w momencie powstania pęknięć zębów od strony podparcia w kole KK1 (rys. 10.29). Maksymalna długość pęknięć zębów koła KK1 wynosi ponad 1/3 całkowitej szerokości wieńca zębatego. Występują one w miejscu zazębienia z zębnikiem ZK1 i ich kierunek jest zgodny z kierunkiem linii przyporu (rys. 10.29c). Są one nieregularne i w ich obszarze stwierdzono występowanie odprysków (rys. 10.29b) [115].



Rys. 10.28. Widok na powierzchnie robocze zębów pary PK1 po każdej z pięciu faz badania



Rys. 10.29. Szczegółowy widok przedstawiający wybrane uszkodzone zęby koła KK1 po przeprowadzeniu badania trwałości: (a) widok z góry, (b) widok z boku, (c) widok od czoła od strony podparcia

Na rysunku 10.30 przedstawiono przykładowe zdjęcie termowizyjne omawianej pary PK1 z 5. fazy badań, wykonane pod koniec cyklu 3. Po przeanalizowaniu zdjęć termowizyjnych wykonanych podczas badań pary PK1 stwierdzono, że rozkład temperatury na wieńcu zębatym był nierównomierny. Jest to związane m.in. z ubytkiem materiału polimerowego na skutek zużycia dogładzającego i złuszczeń, który to podczas współpracy przyklejał się do powierzchni roboczej zębów. Powodowało to zmniejszenie luzu międzyzębego oraz zwiększenie tarcia, a tym samym zwiększenie temperatury, która również wpływa na pogorszenie właściwości mechanicznych materiałów polimerowych [78, 146]. Nierównomierny rozkład temperatury

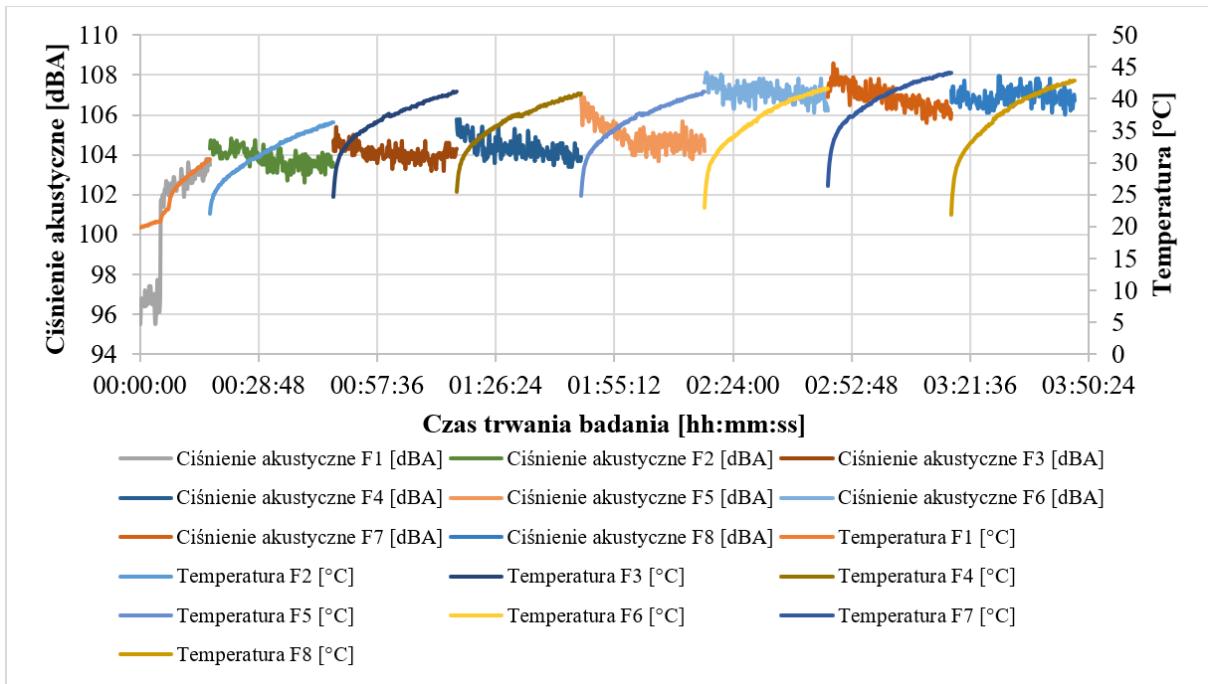
na wieńcu zębatym pary PK1 jest również związany z niejednorodnym zużyciem powierzchni roboczej zębów na obwodzie wieńca zębatego (rys. 10.28, 10.29). Spostrzeżono, że temperatura zębownika ZK1 w obszarze wieńca zębatego, tarczy i piasty jest widocznie wyższa w omawianych rejonach od temperatury koła KK1 (rys. 10.30).



Rys. 10.30. Zdjęcie z kamery termowizyjnej FLIR C5 wykonane pod koniec badania trwałości pary PK1

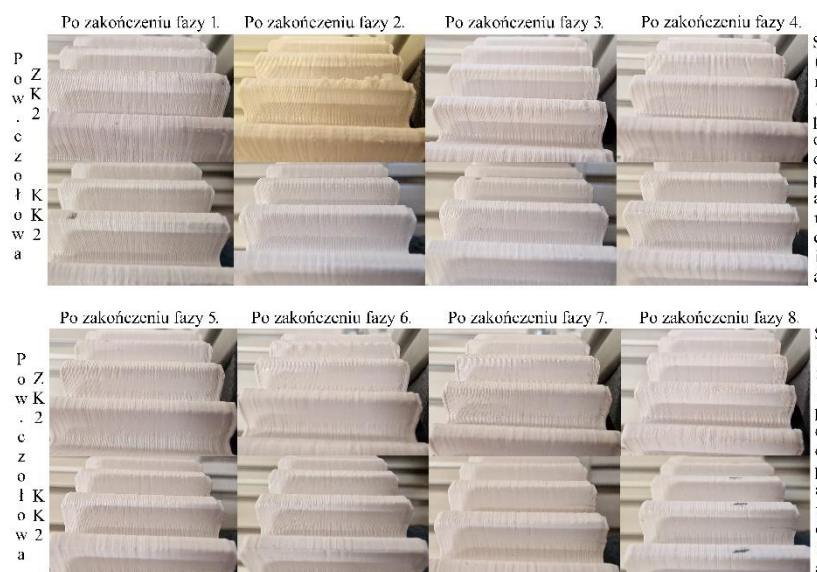
Kolejną opisywaną badaną parą polimerowych kół jest PK2. Po przeprowadzeniu analizy danych otrzymanych w wyniku badania trwałości sporządzono wykres (rys. 10.31). Największe wartości ciśnienia akustycznego i temperatury w przedstawionej analizie trwałościowej pary PK2 zaobserwowano w ostatnich trzech fazach. W wyniku badania, podobnie jak w przedstawionej wcześniej parze PK1, w parze PK2 doszło do pęknięcia kilku zębów w kole KK2 na linii styku od strony podparcia. Największy wzrost temperatury między początkiem, a końcem danej fazy dla omawianego badania pary PK2 zaobserwowano w ostatniej, ósmej fazie badań (wzrost o 20,9 [°C]). Największą temperaturę pracy w miejscu zazębienia opisywana para kół PK2 osiągnęła w przedostatniej, siódmej fazie badań (44,1 [°C]). Odnotowano, że średnia wartość ciśnienia akustycznego poszczególnych cykli wszystkich faz w miarę upływu czasu z wyjątkiem fazy 8. malała.



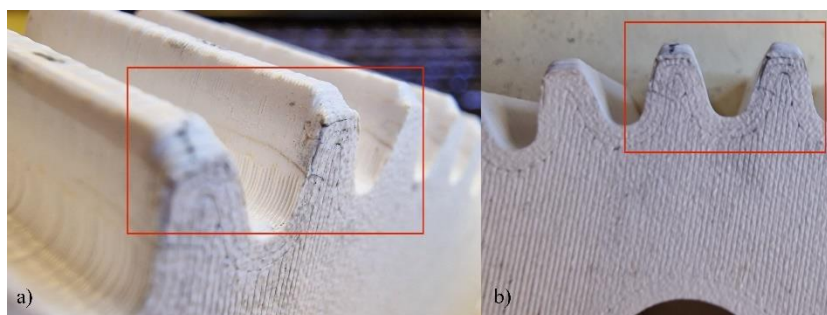


Rys. 10.31. Wykres ciśnienia akustycznego i temperatury w funkcji czasu dla pary kół PK2

Charakter uszkodzenia powierzchni roboczej zębów pary kół PK2 (rys. 10.32) jest podobny do uszkodzeń powstałych po badaniu opisywanej pary PK1 (rys. 10.29). Po fazie 6. w miejscu zazębienia pary PK1 stwierdzono na powierzchni roboczej zębów koła KK2 od strony podparcia drobne pęknięcia, które po 8. fazie badania spowodowały uszkodzenie w postaci pęknięć zmęczeniowych zębów w rejonie okręgu podziałowego, zgodnie z linią przyporu (rys. 10.32, 10.33) [115]. Powstałe pęknięcia zębów koła KK2 wystąpiły na odcinku ok. 1/3 szerokości wieńca zębatego od strony podparcia (rys. 10.33).

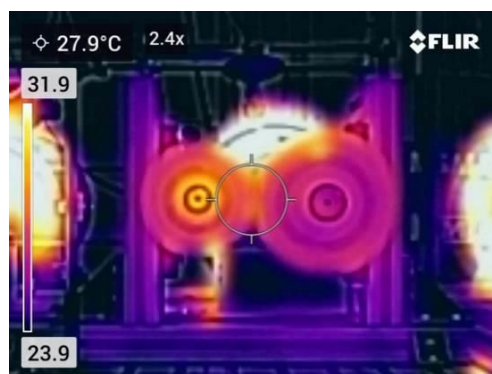


Rys. 10.32. Zużycie doglądające powierzchni roboczej zębów pary kół PK2



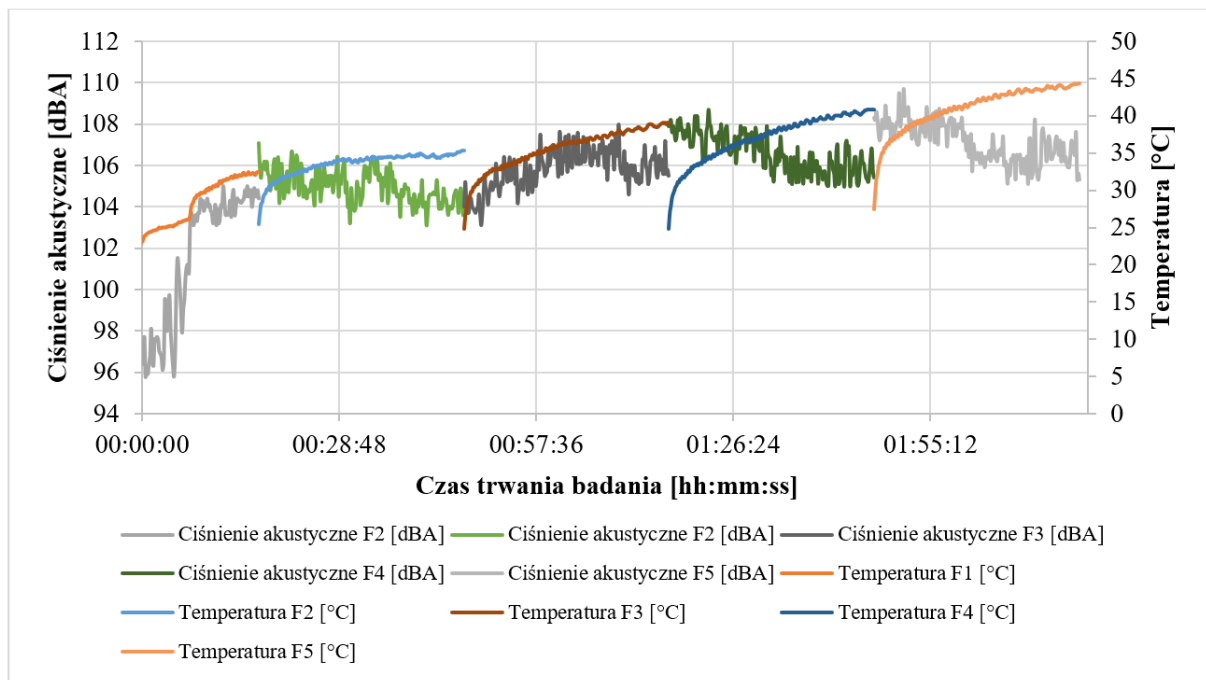
Rys. 10.33. Koło KK2 po wykonaniu badania trwałości: (a) widok z boku, (b) widok od strony podparcia

Podobnie jak w parze PK1 (rys. 10.30), również na przykładowym termowizyjnym zdjęciu pary PK2 (rys. 10.34) stwierdzono nierównomierny rozkład temperatury na wieńcu zębatym. Jest to związane m.in. z jego niejednorodnym zużyciem. Zaobserwowano, że zwiększona temperatura pary PK2 występuje w obszarze wieńca zębatego oraz w obszarze piasty zębnika ZK2 do otworów w tarczy.



Rys. 10.34. Zdjęcie termowizyjne współpracującej pary kół PK2 wykonane w trakcie fazy 5. w cyklu 3. badania trwałości

Kolejną omawianą parą współpracujących kół poddanej badaniu trwałościowym jest PK3. Na podstawie analizy danych (rys. 10.35) zarejestrowano, że we wszystkich fazach z wyjątkiem fazy 3., średnia wartość ciśnienia akustycznego między poszczególnymi fazami badania wzrastała. Największy wzrost temperatury podczas badania trwałości pary PK3 odnotowano w fazie 5. (wzrost o 16,9 [°C]), a najmniejszy w fazie 2. (wzrost o 9,9 [°C]). Najwyższą temperaturę pracy omawianej pary kół PK3 zarejestrowano pod koniec fazy 5. badań (44,3 [°C]).

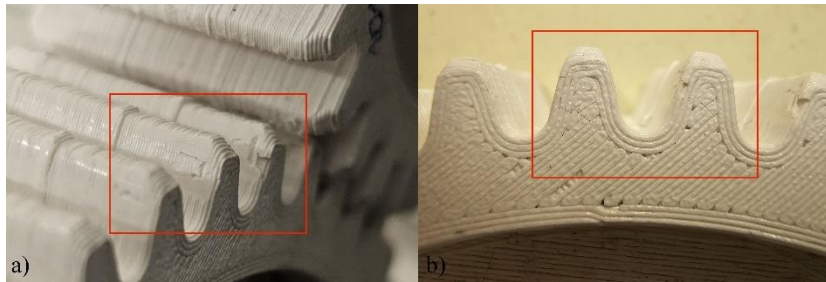


Rys. 10.35. Wykres zależności ciśnienia akustycznego i temperatury od czasu trwania uzyskany na podstawie danych po przeprowadzeniu badania trwałości PK3

Na powierzchni roboczej zębów pary kół PK3, w szczególności w miejscu występowania symetrycznej tarczy, dostrzeżono nadlewy (rys. 10.36, 10.37). Po pierwszej fazie badania trwałości spostrzeżono pitting i zwiększone zużycie dogładzające zębów [115]. Zaobserwowano zużycie w postaci wgłębień na powierzchni roboczej zębów, w miejscu kontaktu z defektami, m.in. na skutek przekroczenia granicy wytrzymałości zmęczeniowej na naciski [115]. Z każdą kolejną fazą badania pary PK3 zwiększało się zużycie, złuszczenia i pitting. Na powierzchni roboczej zębów zębownika ZK3 po fazie 2. pojawiły się liczne rozwarstwienia i pitting. Nieregularne zużycie dogładzające powierzchni roboczej zębów w opisywanej parze PK3 stwierdzono na całej szerokości wieńca zębatego (rys. 10.36). Po piątej fazie badania pary PK3 spostrzeżono pęknięcia zębów w kole KK3 od strony podparcia, których charakter jest taki sam jak we wcześniejszych opisywanych parach PK1 i PK2 (rys. 10.29, 10.33). W pobliżu pękniętych zębów na ich powierzchni stwierdzono liczne odpryski (rys. 10.37).



Rys. 10.36. Zużycie dogłębniejsze powierzchni roboczej zębów pary PK3 po przeprowadzeniu badania trwałości



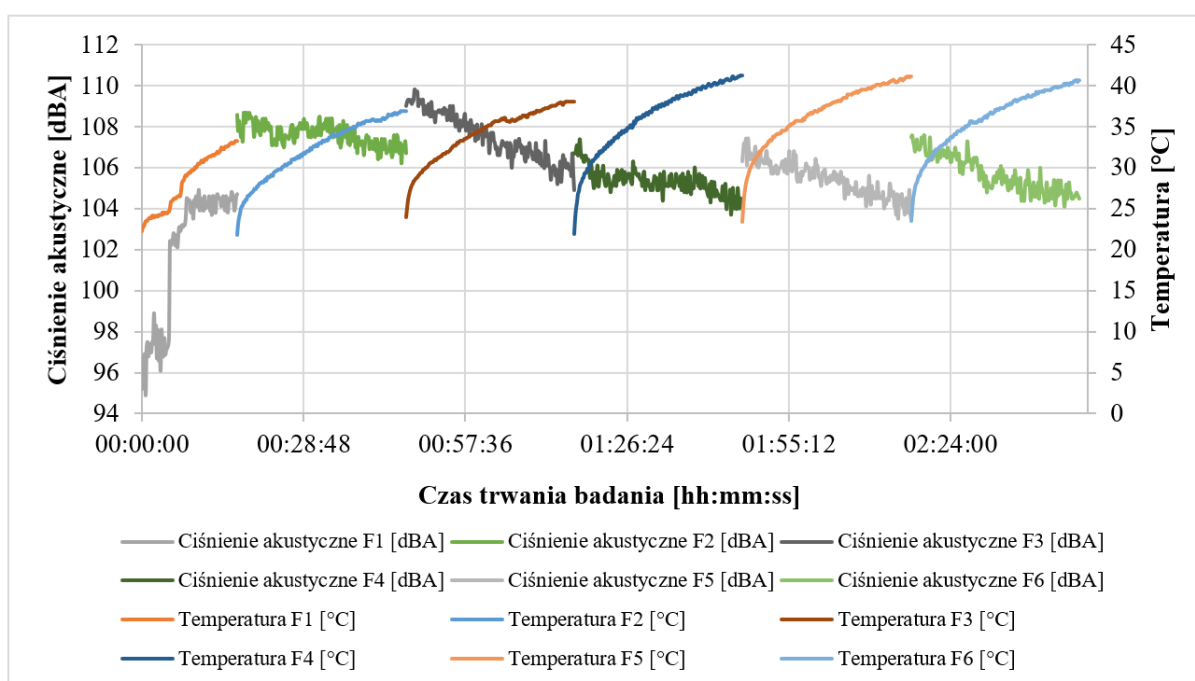
Rys. 10.37. Uszkodzone koło KK3 po przeprowadzonej analizie trwałościowej: (a) widok z boku od strony podparcia, (b) widok z góry od strony podparcia

Podczas cyklu 1. i 2. pierwszej fazy badania trwałości pary kół PK3 na wieńcu zębatym koła KK3 spostrzeżono miejscowe, punktowe zwiększenie temperatury, które w kolejnych etapach badania nie wystąpiło. Poprzez zużycie i złuszczenia powstające podczas współpracy pary PK3 nastąpiło m.in. przyklejenie się materiału, zmniejszenie luzu międzyzębnego i zwiększenie tarcia. Porównując zdjęcie termowizyjne pary PK3 (rys. 10.38) ze zdjęciami dla par PK1 i PK2 (rys. 10.30, 10.34) zaobserwowano, że rozkład temperatury na wieńcu zębatym jest równomierny. Zwiększoną temperaturę oprócz wieńca zębatego zarejestrowano również w obszarze piast pary PK3 (rys. 10.38). Natomiast w zębniku ZK3 spostrzeżono, że temperatura jest wyższa niż dla koła KK3, a w obszarze tarczy jest równomierna i niekiedy zbliżona do temperatury wieńca zębatego (rys. 10.38).



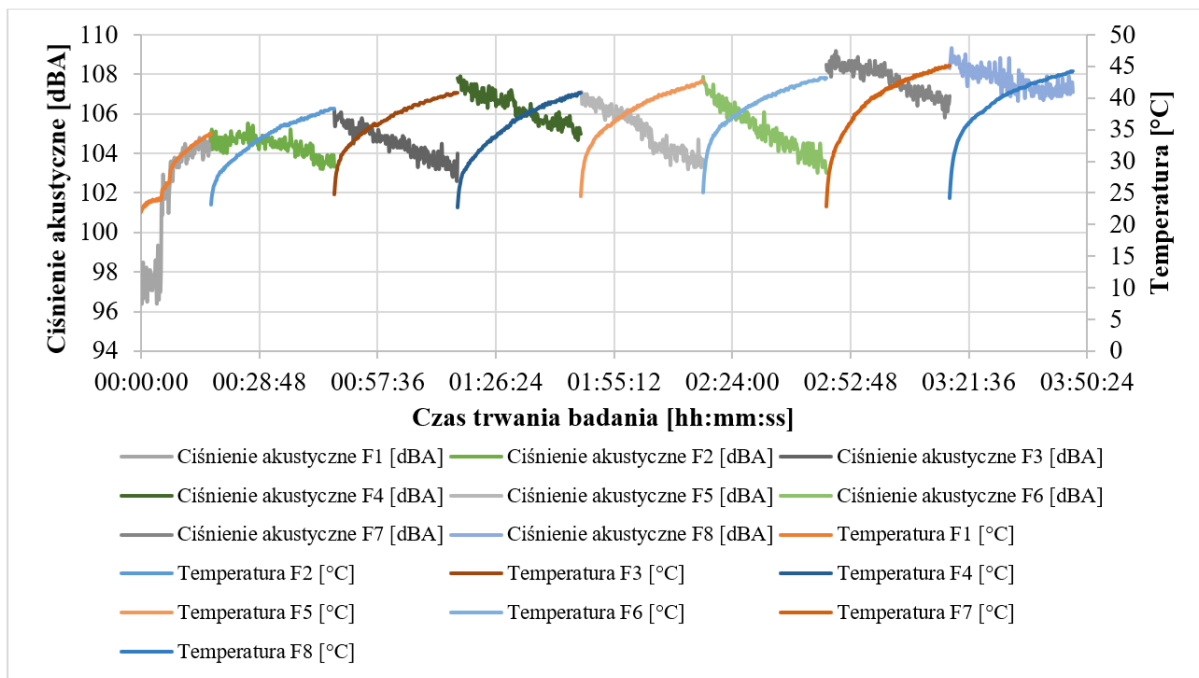
Rys. 10.38. Zdjęcie z kamery termowizyjnej pary PK3 pod koniec ostatniej, piątej fazy badania trwałości

Ostatnimi omawianymi współpracującymi parami kół zębatych wśród konstrukcji klasycznych są PK4 i PK5. Na podstawie wykonanego badania trwałości i uzyskanych wyników opracowano wykresy (rys. 10.39, 10.40). Zarejestrowano, że we wszystkich analizowanych fazach badań par PK4 i PK5 (z wyjątkiem fazy 1.) ciśnienie akustyczne w miarę upływu czasu malało. Znaczącą różnicę w przedstawionych badaniach par kół (oprócz czasu trwania badania prowadzonego do chwili uszkodzenia, który dla pary PK5 był o ponad 33 [%] dłuższy względem czasu badania pary PK4), zaobserwowano w wartościach temperatury pracy. Maksymalna temperatura pracy dla pary PK4 wyniosła 41,3 [°C] w fazie 4., natomiast dla pary PK5 - 45,1 [°C] w fazie 7. Największe wzrosty temperatury między początkiem, a końcem danej fazy badań zaobserwowano dla pary PK5 w fazie 5. (wzrost o 22,3 [°C]), a dla pary PK4 w fazie 4. (wzrost o 19,4 [°C]).



Rys. 10.39. Wykres dla pary kół PK4 opracowany po przeprowadzeniu badania trwałości





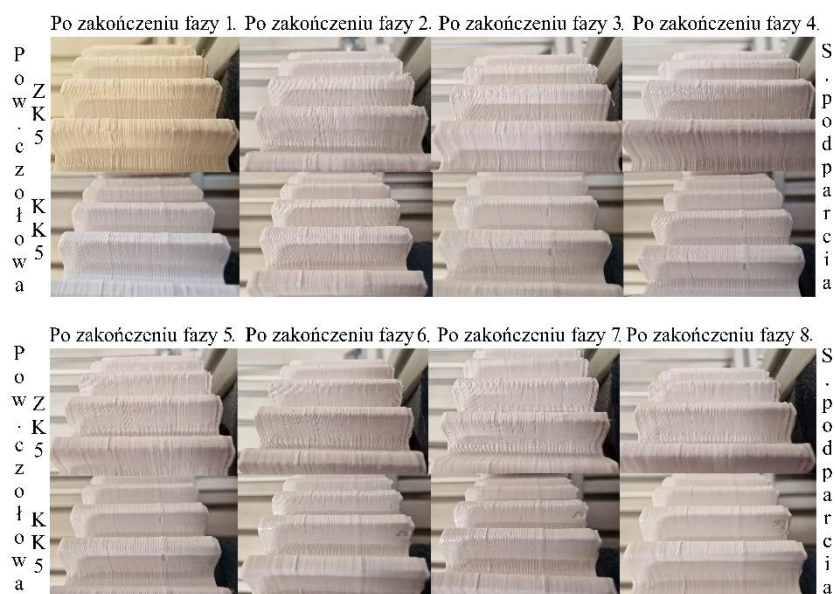
Rys. 10.40. Wykres dla pary PK5 po przeprowadzeniu badania trwałości

Podobnie jak w opisywanej parze PK3 (rys. 10.36), na powierzchni roboczej zębów par PK4 (rys. 10.41) i PK5 (rys. 10.42) w miejscu symetrycznej tarczy występowały nadlewy. Po pierwszej fazie badań trwałości par PK4 i PK5 wystąpiły pojedyncze złuszczenia, wgłębienia, odpryski i pitting, które z każdą fazą badań zwiększały się [115]. Także na powierzchni zębów opisywanych par po fazie 2. badań wystąpiły pojedyncze rozwarstwienia od ich wierzchołków do okręgu podziałowego. Spostrzeżono też po zakończeniu badania zwiększone zużycie dogładzające m.in. w miejscu występowania nadlewów, oraz na odcinku ok. 2/3 szerokości wieńców zębatych od strony podparcia (rys. 10.41, 10.42). W wyniku przeprowadzenia badań trwałości par PK4 i PK5 uszkodzeniu uległy pojedyncze zęby, które pękły na linii styku zgodnie z kierunkiem linii przyporu od strony podparcia (rys. 10.43).

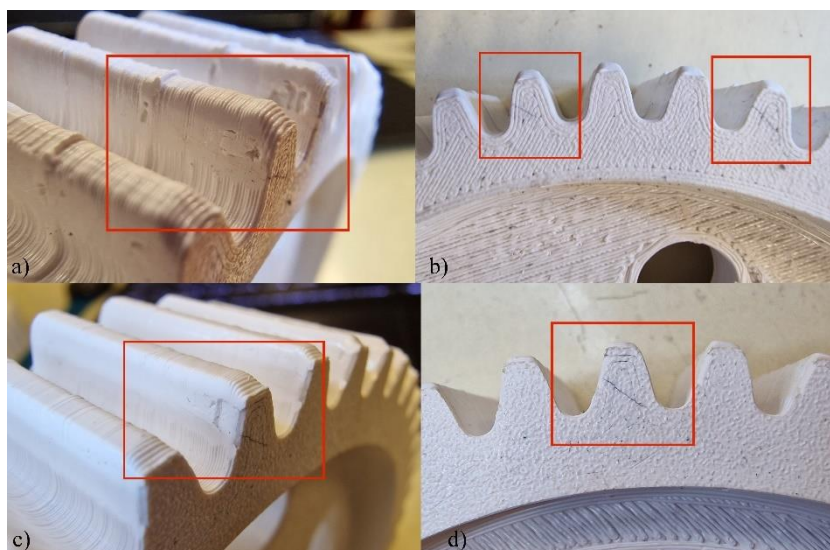


Rys. 10.41. Powierzchnie robocze zębów pary PK4 po każdej z faz badania trwałości



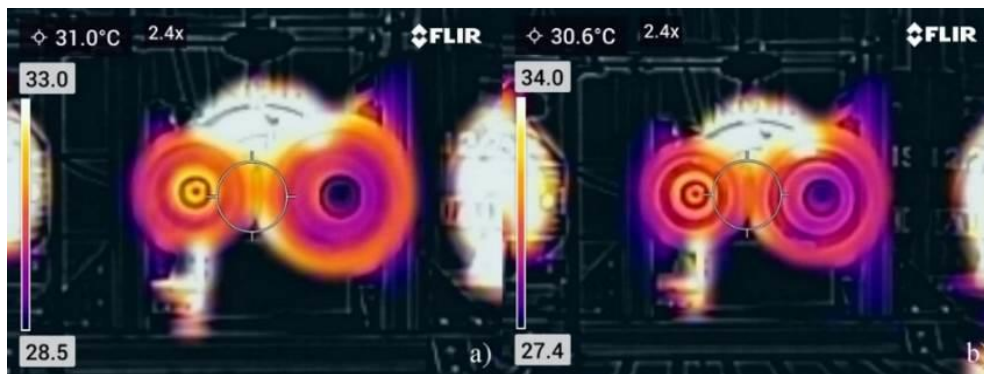


Rys. 10.42. Zużycie dogłędzające powierzchni roboczych zębów pary PK5 po wykonaniu badania trwałości



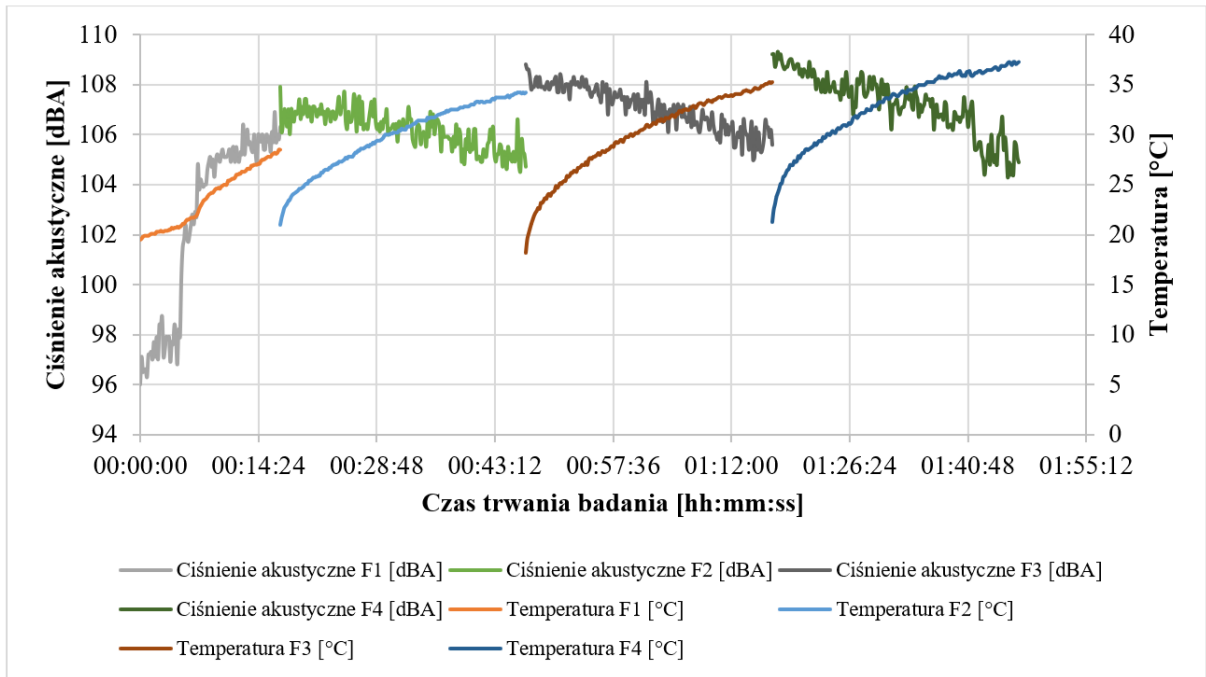
Rys. 10.43. Zniszczone koła zębate KK4 (a, b) i KK5 (c, d) po przeprowadzeniu badania trwałości: (a, c) widok z boku na uszkodzone zęby, (b, d) widok z góry od strony podparcia

Na rysunku 10.44 przedstawiono wykonane zdjęcia termowizyjne omawianych par kół PK4 i PK5 pod koniec piątej fazy badań. Zaobserwowano, że temperatura pary PK4, głównie w obszarze wieńców zębatach i piast jest wyższa niż temperatura pary PK5. Jest to spowodowane większymi łukowymi otworami w porównaniu do otworów walcowych. Zapewniły one lepsze odprowadzenie ciepła, co przełożyło się m.in. na wydłużenie czasu badania trwałości pary PK5 (rys. 10.40) w zestawieniu do pary PK4 (rys. 10.39).



Rys. 10.44. Przykładowe zdjęcia termowizyjne współpracującej pary PK4 (a) i PK5 (b) wykonane pod koniec fazy piątej badania trwałości

Pierwszą z omawianych współpracujących par kół zębatach o konstrukcji alternatywnej jest PA1. Porównanie przeprowadzono w odniesieniu do pary PK4, co wynikało z podobieństwa geometrii oraz zbliżonej masy kół. Na podstawie przeprowadzonej analizy danych przedstawionych na wykresie (rys. 10.45) stwierdzono, że w zestawieniu z parą PK4 (rys. 10.39), pomimo wymienionych podobieństw, czas trwania badania trwałościowego pary PA1 był o 1 [h] krótszy niż dla pary PK4. Ponadto zarejestrowano następujące podobieństwa między badaniami par PK4 i PA1 - spadek ciśnienia akustycznego wraz z upływem czasu (z wyłączeniem fazy 1.) i wzrost temperatury w miejscu zazębienia wraz z kolejnymi fazami badania. Do podobieństw zaliczono też etap wystąpienia najwyższej temperatury pracy, który podobnie jak w parze PK4, wystąpił podczas badania pary PA1 pod koniec fazy 4., natomiast temperatura była o 4 [°C] niższa (wyniosła 37,3 [°C]). Do różnic w badaniu trwałości par PK4 i PA1 zaliczono niższą średnią temperaturę w poszczególnych fazach badania w miejscu zazębienia o ok. 4 [°C] i wyższe średnie ciśnienie akustyczne (o ok. 2 [dBA]) dla pary PA1 w porównaniu do pary PK4.

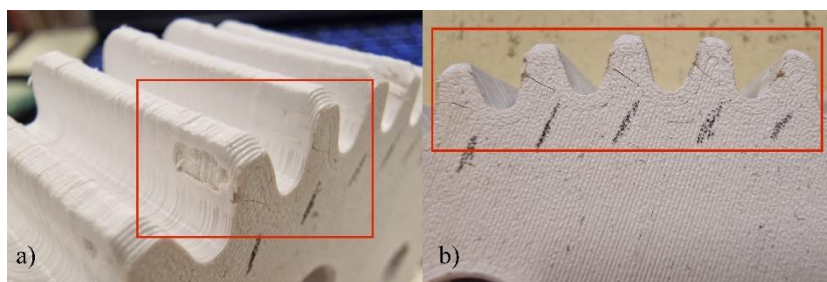


Rys. 10.45. Wykres dla pary kół PA1 po przeprowadzeniu badania trwałościowego

Badanie omawianej pary PA1 zakończono w momencie wystąpienia pęknięć w kole KA1 na linii styku zgodnie z linią przyporu (rys. 10.47). Podobnie jak w parach PK3 (rys. 10.36), PK4 (rys. 10.41) i PK5 (rys. 10.42), też w parze kół PA1 na powierzchni roboczej zębów stwierdzono w miejscu występowania tarczy w konstrukcji skorupowej nadlewy (rys. 10.46). Po fazie 2. badania na powierzchni roboczej zębów koła KA1 pojawił się pitting i złuszczenia (rys. 10.46) [115]. Po wykonaniu badania trwałości pary PA1 stwierdzono zużycie dogładzające na odcinku do ok. 2/3 szerokości wieńca od strony podparcia (rys. 10.46).



Rys. 10.46. Zużycie dogładzające powierzchni bocznej zębów pary PA1 po badaniu trwałościowym



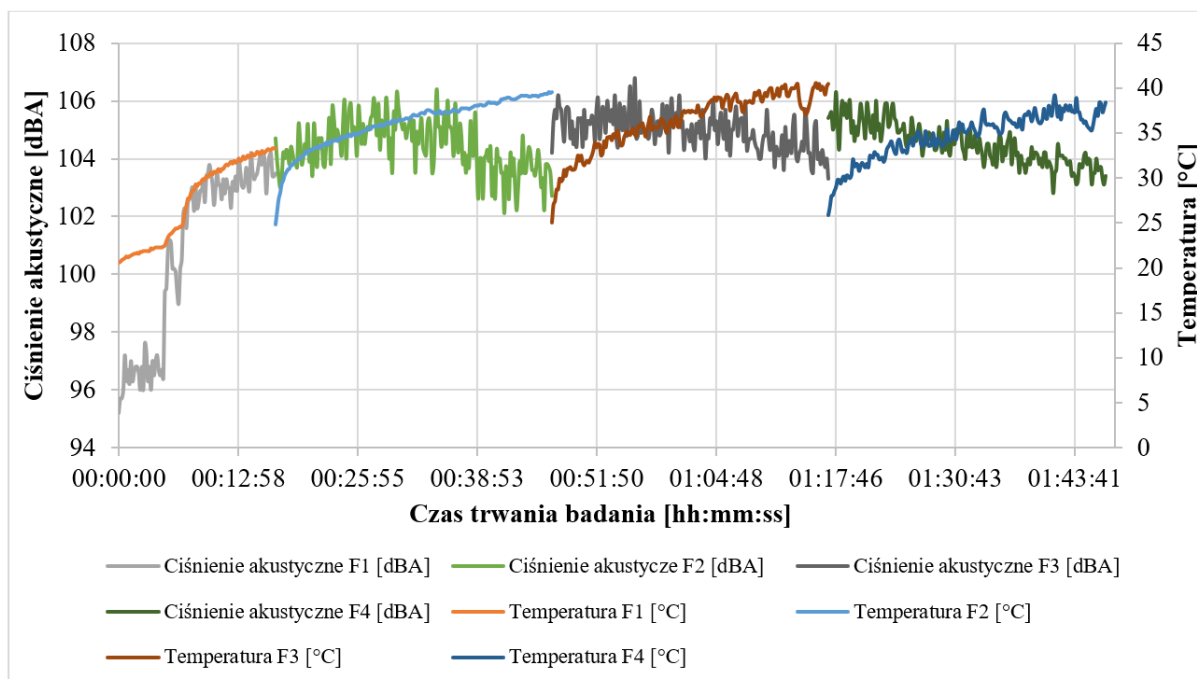
Rys. 10.47. Zniszczone koło KA1 po przeprowadzeniu badania: (a) widok z boku, (b) widok z góry od strony podparcia

Rysunek 10.48 przedstawia zdjęcie termowizyjne, pochodzące z ostatniej fazy badania trwałości opisywanej pary PA1. Zestawiając zdjęcie pary PA1 (rys. 10.48) ze zdjęciem pary PK4 (rys. 10.44a) stwierdzono, że temperatura zębniaka ZA1 była niższa niż zębniaka ZK4. Dostrzegalna jest też niższa temperatura na wieńcu zębatym w kole KA1 w porównaniu do koła KK4.

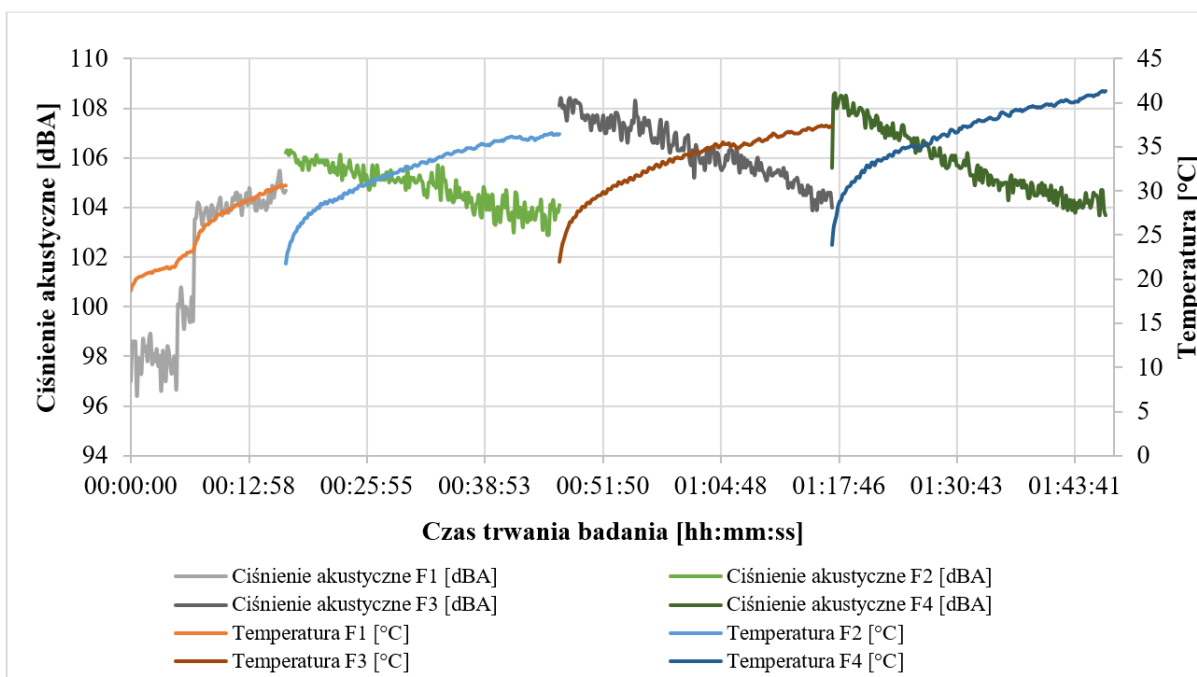


Rys. 10.48. Przykładowe zdjęcie termowizyjne pochodzące z badań pary PA1

Kolejnymi rozpatrywanymi parami współpracujących kół są PA2 i PA3. Na podstawie uzyskanych danych opracowano wykresy (rys. 10.49, 10.50). Czasy trwania badań do wystąpienia uszkodzeń omawianych par PA3 i PA4 były porównywalne. Do podobieństw zaliczono również spadek ciśnienia akustycznego wraz z upływem czasu, podobne wzrosty temperatury między końcem, a początkiem w fazach 2. i 3. (średnio o 15,1 [°C]) oraz najwyższą, osiągniętą temperaturę w miejscu zazębienia podczas badania (dla pary PA2 - 40,5 [°C] pod koniec fazy 3., a dla pary PA3 - 41,3 [°C] na koniec fazy 4.).



Rys. 10.49. Wykres dla pary PA2 po wykonaniu badania trwałości



Rys. 10.50. Wykres dla pary PA3 po przeprowadzeniu badania trwałościowego

Badanie par PA3 i PA4 zakończono w momencie pęknięcia zębów w kołach zębatych KA3 i KA4 na linii styku zgodnie z linią przyporu (rys. 10.53). Na powierzchni roboczej zębów pary PA3 przed rozpoczęciem badania dostrzeżono nadlewy występujące w miejscach zmiany położenia otworów walcowych względem osi obrotu. Po pierwszej fazie badań pary PA3 wystąpiły liczne złuszczenia, zużycie wygładzające, pitting i rozwarstwienia zębów w obszarze od ich wierzchołka do okręgu podziałowego, powiększające się w kolejnych etapach badań



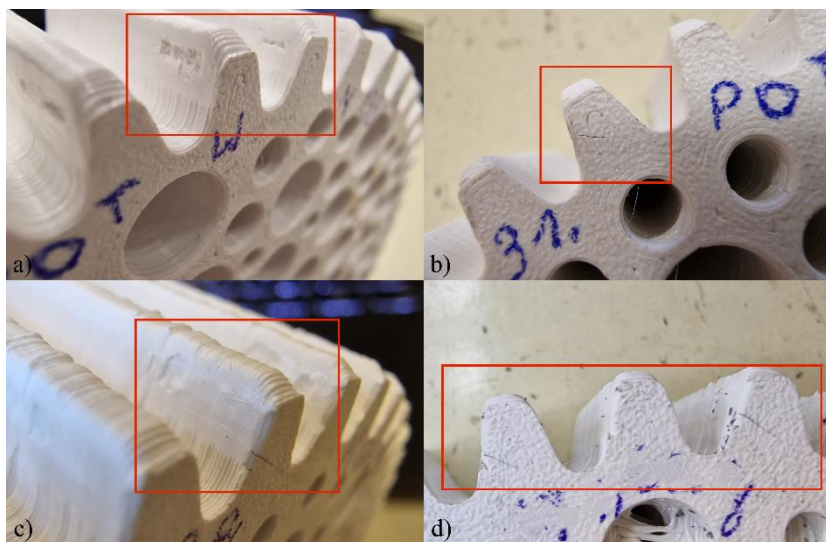
(rys. 10.52) [115]. Pitting na powierzchni bocznej zębów ZA2 i ZA3 pojawił się po wykonaniu czwartej, ostatniej fazy badania (rys. 10.51, 10.52). Zużycie wygładzające na powierzchni bocznej zębów obu analizowanych par kół spostrzeżono na odcinku ok. 2/3 szerokości wieńca zębatego od strony podparcia (rys. 10.51, 10.52).



Rys. 10.51. Powierzchnie robocze zębów pary PA2 po każdej z faz badania trwałościowego



Rys. 10.52. Powierzchnia robocza zębów pary PA3 po przeprowadzeniu badania trwałości

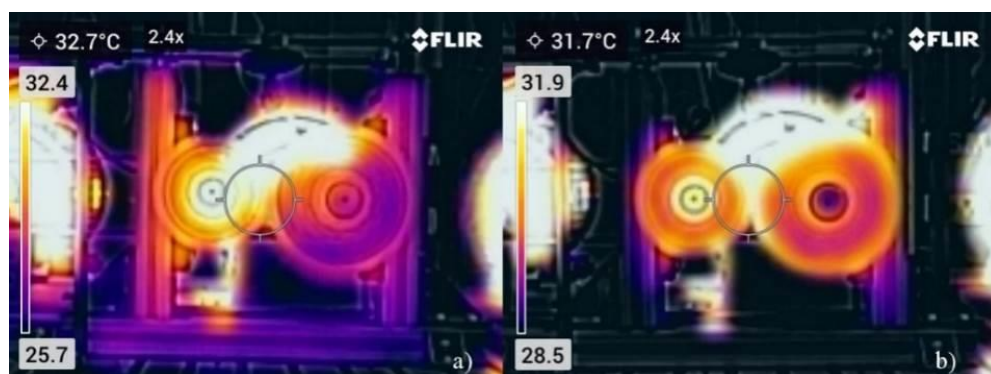


Rys. 10.53. Zniszczone koła zębate KA2 (a, b) i KA3 (c, d) po przeprowadzeniu badania trwałości: (a, c) widok z boku od strony podparcia na uszkodzone zęby, (b, d) widok z góry od strony podparcia

Na podstawie zdjęcia termowizyjnego (rys. 10.54) stwierdzono, że wieńce zębate i piasty stanowią obszary o najwyższych temperaturach w obu badanych parach kół (PA2 i PA3). Dzięki zastosowaniu otworów przelotowych w ażurowej tarczy, zwłaszcza w kole KA2

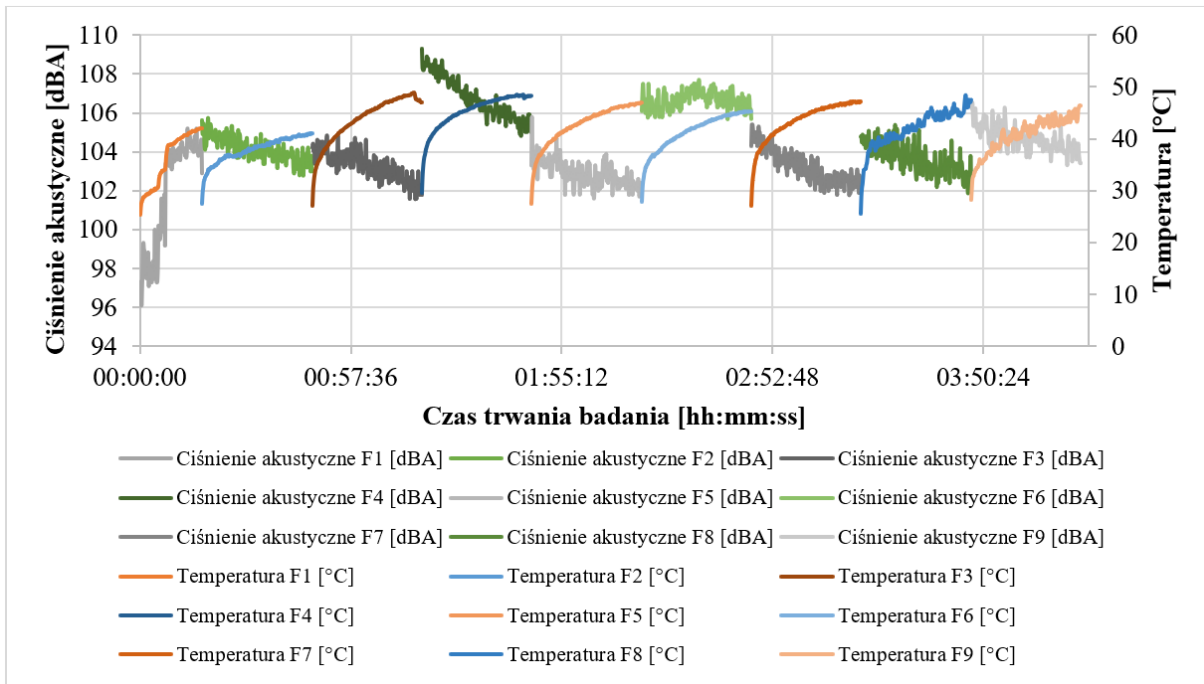


w porównaniu do koła KA3, zapewnione jest lepsze chłodzenie (rys. 10.54). Przyczynia się m.in. do wydłużenia żywotności polimerowych par kół zębatych poprzez obniżenie temperatury, a tym samym zwiększenie modułu Young'a [78, 146].

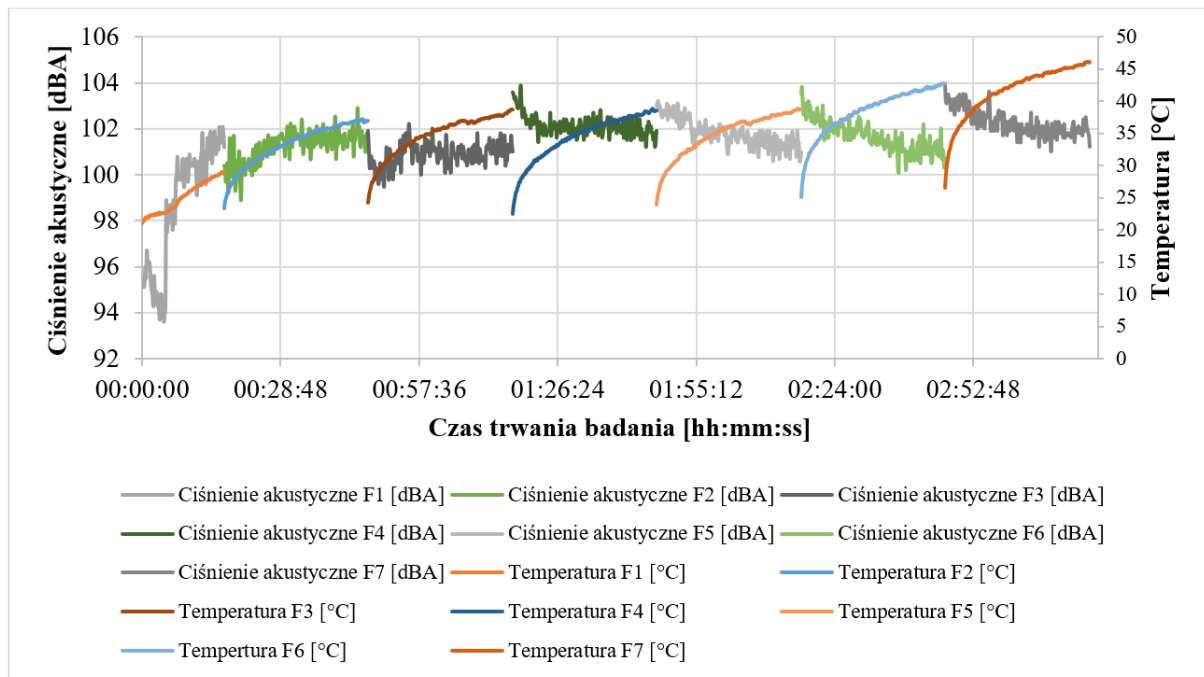


Rys. 10.54. Przykładowe zdjęcia termowizyjne wykonane kamerą FLIR pod koniec fazy 4. badania trwałości par PA2 (a) i PA3 (b)

Pod rozważania wzięto następnie dwie pary współpracujących kół PA4 i PA5, charakteryzujące się podobieństwem geometrii tarczy i zbliżonymi masami. Na podstawie uzyskanych danych opracowano wykresy (rys. 10.55, 10.56). Do różnic między omawianymi parami PA4 i PA5 zaliczono: długość trwania badania do momentu wystąpienia uszkodzeń (dla pary PA5 była ona o 1 [h] krótsza niż dla pary PA4), wartość średniego ciśnienia akustycznego (dla pary PA5 jest ona o ok. 3 [dBA] mniejsza niż dla pary PA4), wartość średniej temperatury w miejscu zazębienia (dla pary PA5 jest ona ok. 6 [°C] niższa niż dla pary PA4) oraz maksymalną temperaturę w miejscu zazębienia (dla pary PA5 jest ona o ponad 3 [°C] niższa niż dla pary PA4). Dla omawianego badania pary PA4 maksymalna temperatura wystąpiła pod koniec fazy 3. (w 01:14:50 [hh:mm:ss] badań) - wyniosła 48,9 [°C]. Następnie w 01:16:40 [hh:mm:ss] badań spadła o 1,9 [°C]) (rys. 10.55). W fazach 2., 3. i 4. podczas badania pary PA5 stwierdzono spadki temperatury w miejscu zazębienia. Następnie zaobserwowano wzrost temperatury powyżej wartości zarejestrowanej przed jej spadkiem (rys. 10.56).



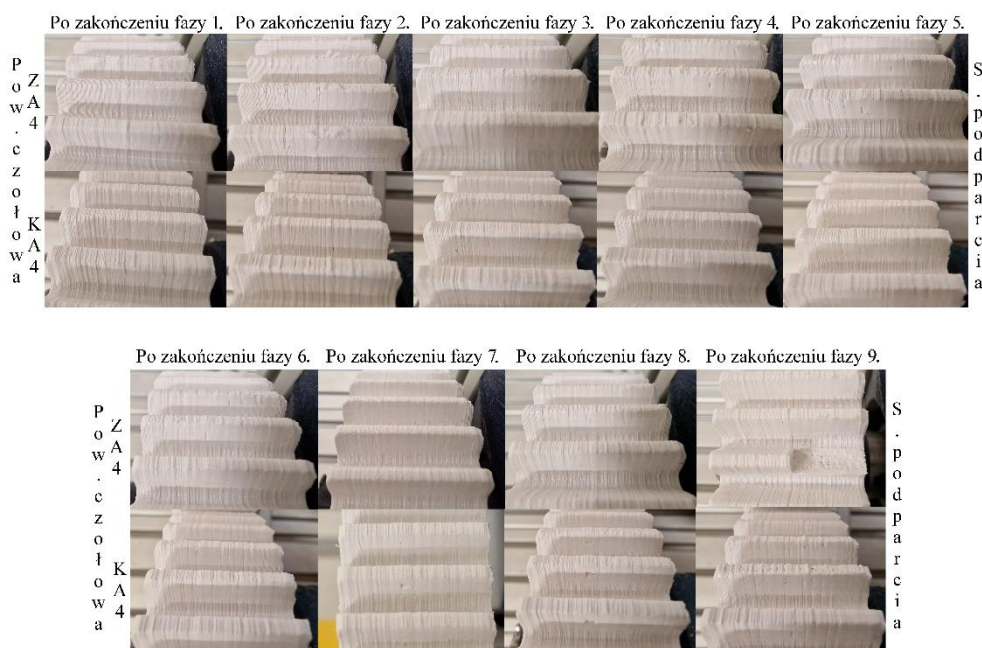
Rys. 10.55. Wykres opracowany po wykonaniu badania trwałości pary kół PA4



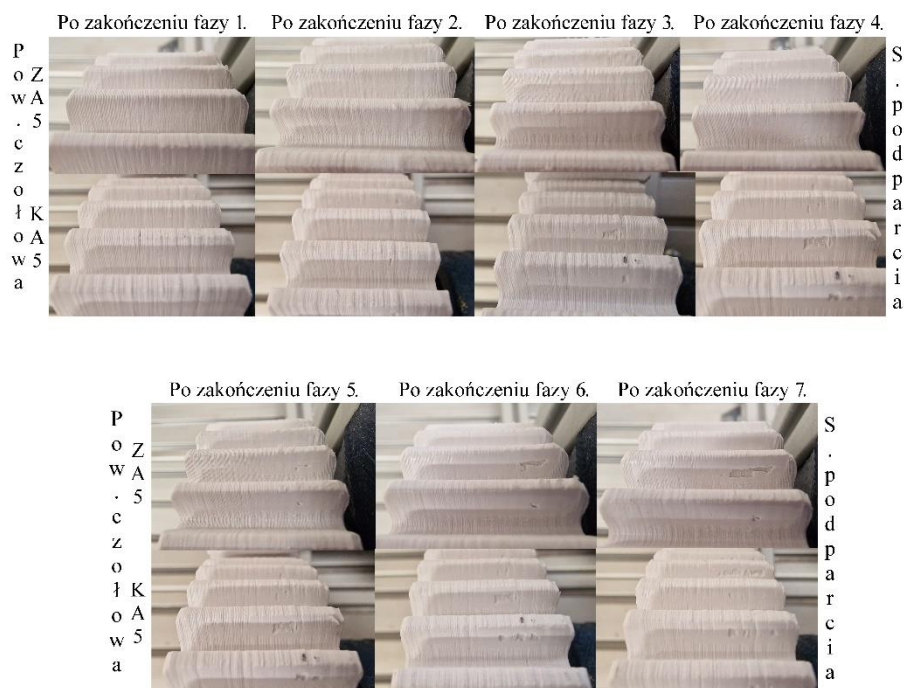
Rys. 10.56. Wykres dla pary PA5 opracowany po wykonaniu badania trwałościowego

Badanie zakończono w momencie uszkodzenia par PA4 i PA5 objawiającym się pęknięciem zębów w zębniakach ZA4 i KA5 na linii styku zgodnie z linią przyporu (rys. 10.57 - 10.59). Na powierzchni roboczej zębów par PA4 i PA5 przed rozpoczęciem badania spostrzeżono nierówności w postaci nadlewów i wgłębień. Wraz z upływem czasu trwania badania ulegały one zużyciu dogładzającemu (rys. 10.57, 10.58) [115]. Po wykonaniu

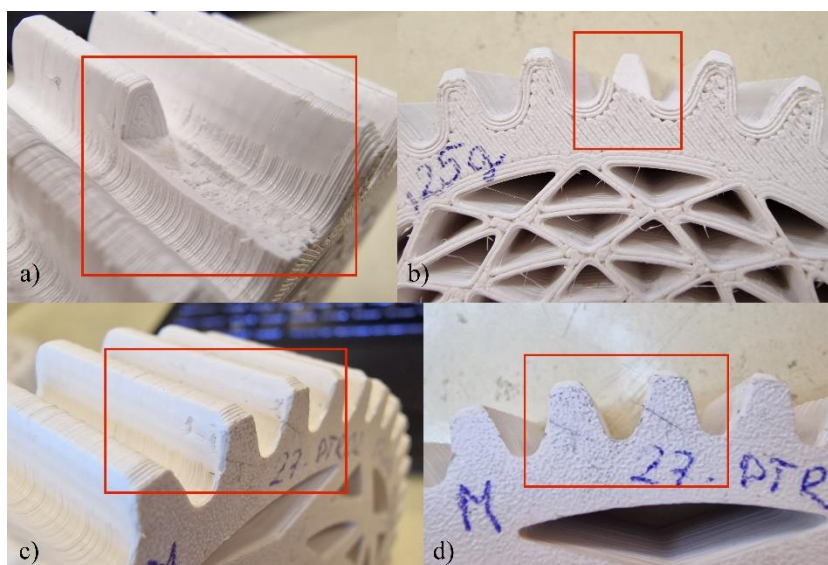
fazy 6. badania na powierzchni roboczej zębów zębownika ZA4 zaobserwowano, że występujące zużycie jest większe niż w kole KA4 (rys. 10.57). Natomiast w parze PA5 po przeprowadzeniu fazy 3. badania stwierdzono liczne odpryski w postaci płytkich kraterów obejmujące obrys zewnętrzny powierzchni roboczej zębów (rys. 10.58). Na skutek wykonania ostatniej, dziewiątej fazy badania pary PA4 zniszczeniu uległ zębownik ZA4 poprzez złamanie zęba do połowy szerokości wieńca od strony podparcia (rys. 10.57). Charakter pęknięcia zęba odpowiada złamaniu zmęczeniowemu, które powstaje na skutek przekroczenia wytrzymałości zęba z powodu cyklicznego obciążenia [115]. Linia przełomu złamanego zęba zębownika ZA4 była gładka, natomiast miejsce wyłamania zęba było inne, wystąpiły kratery i wgłębienia (rys. 10.59a, b). Natomiast w parze PA5 po wykonaniu ostatniej fazy badania dostrzeżono liczne pęknięcia zębów w kole KA5 od strony podparcia (rys. 10.58, 10.59c, d). Podobnie jak we wcześniej omawianych przykładach, także w parach PA4 i PA5 po wykonaniu badania zaobserwowano zużycie dogładzające na odcinku do ok. 2/3 szerokości wieńców zębatych od strony podparcia (rys. 10.57, 10.58) [115].



Rys. 10.57. Powierzchnia robocza zębów po każdej z faz badania trwałości pary PA4



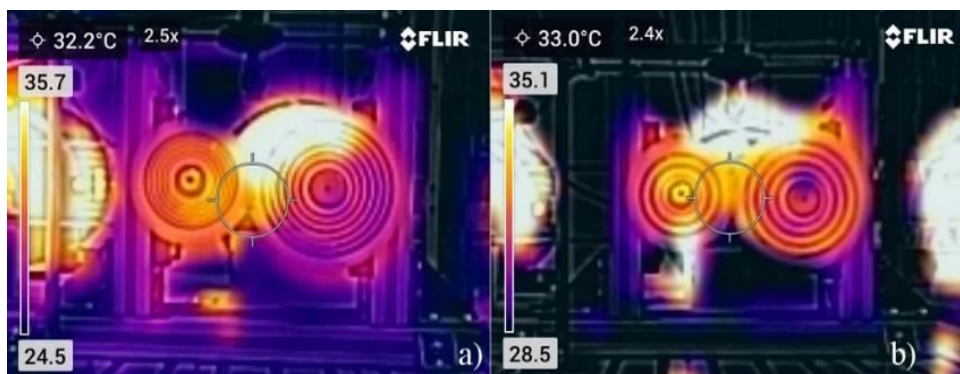
Rys. 10.58. Powierzchnie robocze zębów pary PA5 po wykonaniu badania trwałościowego



Rys. 10.59. Uszkodzony zębnik ZA4 (a, b) i koło KA5 (c, d) na skutek przeprowadzenia badania trwałości:  
(a, c) widok z boku od strony podparcia, (b, d) widok z góry od strony podparcia

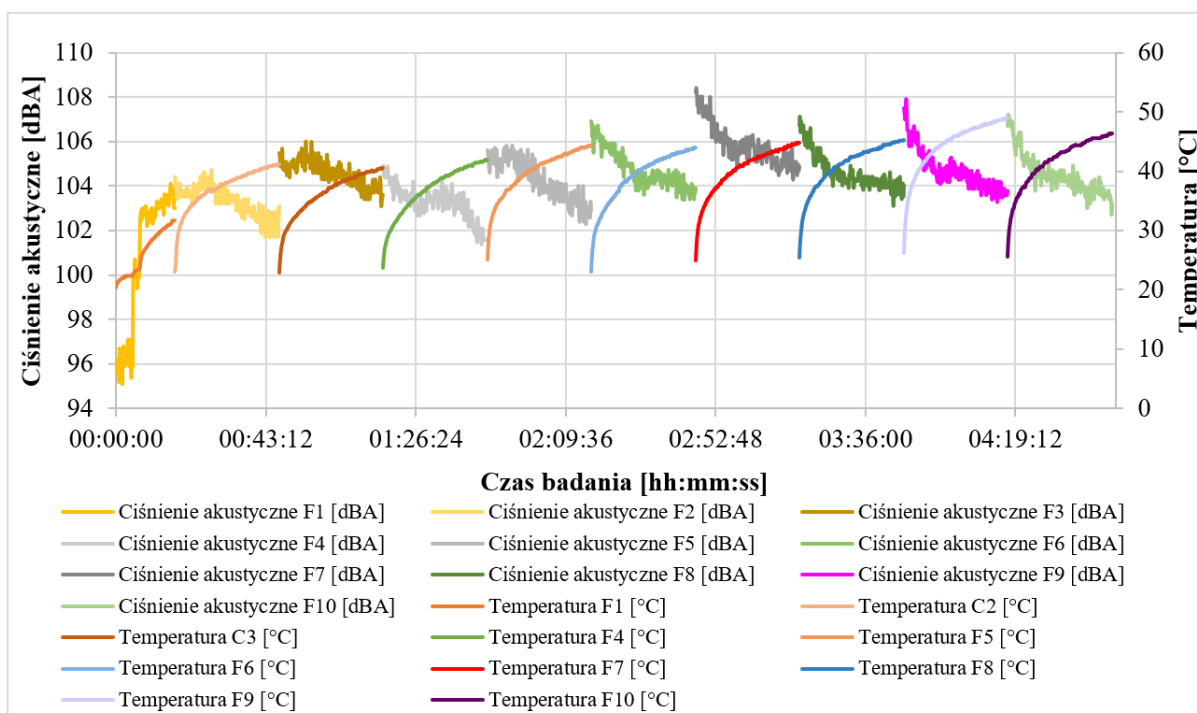
Na podstawie zdjęć termowizyjnych (rys. 10.60) stwierdzono, że rozkład temperatury na wieńcach zębatych, ażurowych tarczach i piaście w parach PA4 i PA5 jest jednolity i bardziej równomierny niż np. w parach PK1 (rys. 10.30), PK4 i PK5 (rys. 10.44). Dowodzi to o dobrej wymianie ciepła z otoczeniem podczas pracy par kół PA4 i PA5, co przekłada się na zwiększenie trwałości polimerowych par kół zębatych [78, 146].



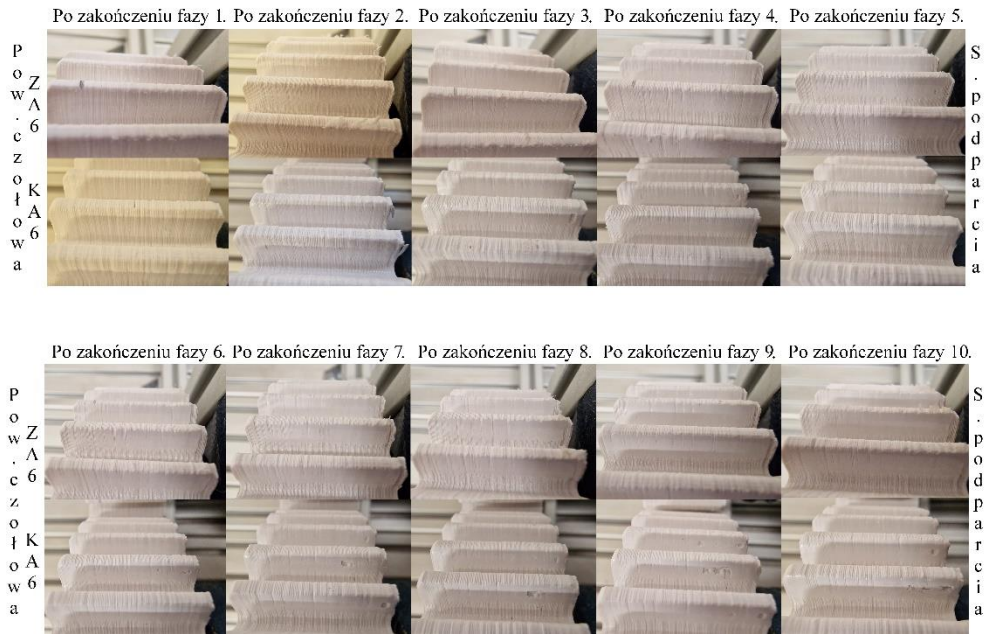


Rys. 10.60. Przykładowe zdjęcia termowizyjne par kół PA4 (a) i PA5 (b) wykonane pod koniec fazy 7. badania trwałościowego

Ostatnią opisywaną badaną parą kół jest PA6, której wyniki przedstawiono na wykresie (rys. 10.61). W badaniu pary PA6 w fazie 6., 9. i 10. w miejscu zazębienia zaobserwowano największy wzrost temperatury (wzrost o ponad 20 [°C]). Analizując poziom zarejestrowanego ciśnienia akustycznego dla pary PA6, że w przeciwieństwie do pary PK1 (rys. 10.27), w każdej z faz, średnia wartość malała wraz z kolejnymi cyklami (z wyjątkiem fazy 1.). Dostrzeżono, że średnia wartość temperatury dla poszczególnych faz badania trwałości pary PA6 wraz z kolejnymi etapami badania rosła, z wyjątkiem fazy 10., w której odnotowano spadek średniej wartości temperatury względem fazy 9. o 2,87 [°C]. Największą temperaturę w miejscu zazębienia podczas badania pary PA6 zarejestrowano pod koniec fazy 9. (49,1 [°C]).



Rys. 10.61. Wykres opracowany na podstawie danych uzyskanych po przeprowadzeniu badania trwałości pary kół PA6



Rys. 10.62. Zdjęcia powierzchni roboczej zębów pary PA6 po każdej z faz badania trwałościowego



Rys. 10.63. Widok na uszkodzone zęby koła KA6 po wykonanym badaniu trwałości: (a, c) widok z boku od strony podparcia, (b) widok z góry od strony podparcia

Analizując rozkład temperatury w parze PA6 podczas badania (rys. 10.64) zaobserwowano, że jest on równomierny. Świadczy to o wysokiej zdolności do odprowadzenia ciepła zastosowanej konstrukcji ażurowej, co przyczynia się pozytywnie na długość czasu pracy polimerowej pary kół zębatych (czas badania trwałości omawianej pary PA6 był najdłuższy spośród opisanych badań par).



Rys. 10.64. Przykładowe zdjęcie termowizyjne wykonane pod koniec badania trwałości pary PA6



Po wykonaniu badań dla danej serii prób opracowanych par kół zębatach o zredukowanej masie wraz z serią badań pary bazowej (PK1) obliczono średnią wartość temperatury w miejscu zazębienia i średnią wartość ciśnienia akustycznego od fazy 2. do końca badania. Obliczono także średnią liczbę faz badania danych par kół, którą zaokrąglono do liczby całkowitej. Porównano również wartości wybranych parametrów dla danych par kół o zredukowanej masie względem wartości uzyskanych dla par PK1 (z wyłączeniem ciśnienia akustycznego). Dane te zestawiono w tabeli 10.6. Dodatkowo kolorem czerwonym zaznaczono wartości maksymalne, a kolorem niebieskim minimalne danych parametrów.

Tabela 10.6. Wybrane parametry dla serii badań trwałości analizowanych par kół zębatach o zredukowanej masie wraz z parami PK1

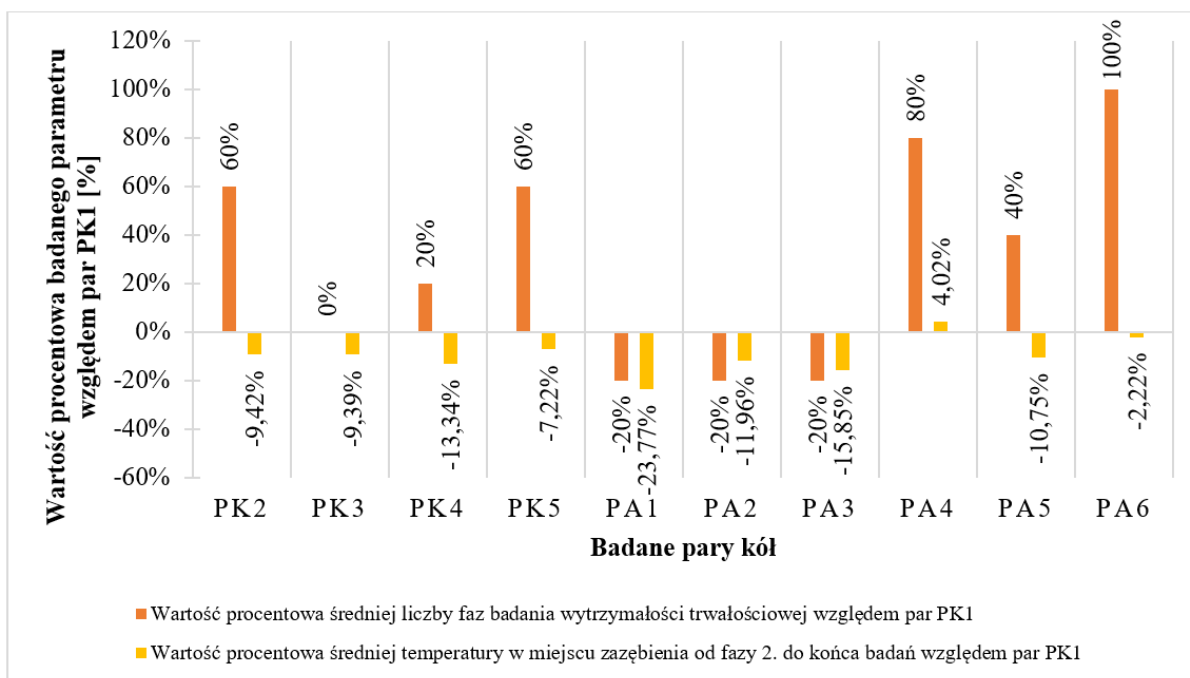
Parametr Symbol (oznacz. zgodnie z tab. 7.3) (1)	Średnia liczba faz badania wytrzymałości trwałościowej (2)	Średnia wartość temperatury w miejscu zazębienia od fazy 2. do końca badania [°C] (3)	Średnia wartość ciśnienia akustycznego od fazy 2. do końca badania [dBA] (4)
PK1	5	40,56	103,78
PK2	8 ↑60% <sup>1</sup>	36,74 ↓-9,42% <sup>1</sup>	105,45
PK3	5 0% <sup>1</sup>	36,75 ↓-9,39% <sup>1</sup>	106,12
PK4	6 ↑20% <sup>1</sup>	35,15 ↓-13,34% <sup>1</sup>	106,32
PK5	8 ↑60% <sup>1</sup>	37,63 ↓-7,22% <sup>1</sup>	105,86
PA1	<b>4</b> ↓-20% <sup>1</sup>	<b>30,92</b> ↓-23,77% <sup>1</sup>	<b>106,85</b>
PA2	<b>4</b> ↓-20% <sup>1</sup>	35,71 ↓-11,96% <sup>1</sup>	104,62
PA3	<b>4</b> ↓-20% <sup>1</sup>	34,13 ↓-15,85% <sup>1</sup>	105,65
PA4	9 ↑80% <sup>1</sup>	<b>42,19</b> ↑4,02% <sup>1</sup>	104,42
PA5	7 ↑40% <sup>1</sup>	36,20 ↓-10,75% <sup>1</sup>	<b>101,67</b>
PA6	<b>10</b> ↑100% <sup>1</sup>	39,66 ↓-2,22% <sup>1</sup>	104,43

**Uwaga:** <sup>1</sup> - wartość procentowa parametru obliczona względem par PK1

Na podstawie danych znajdujących się w tabeli 10.6 wykonano wykres (rys. 10.65). Ujęto w nim wartości procentowe parametrów dla danych par kół o zredukowanej masie obliczone względem wartości uzyskanych dla par PK1. Czasy badań trwałości par PK2, PK4, PK5, PA4 - PA6 były dłuższe średnio o 60 [%] względem par PK1: dla par o konstrukcji klasycznej (PK2, PK4 i PK5) średnio o ponad 46 [%], natomiast dla par o konstrukcji

alternatywnej (PA4 - PA6) o ponad 73 [%]. Jedyne czas badania par PK3 był zbliżony do czasu badania par PK1. Natomiast dla par PA2 i PA3 badanie trwało 20 [%] krócej niż dla par PK1. W odniesieniu do średniej wartości ciśnienia akustycznego od fazy 2. badania dla wszystkich par kół zębatych o zmodyfikowanej geometrii względem par PK1 nie uzyskano jednoznacznych wyników. Zauważono, że średnia wartość temperatury w miejscu zazębienia od fazy drugiej badania trwałości rozpatrywanych par kół o zmodyfikowanej geometrii tarczy była niższa niż dla par PK1 o ok. 10 [%] (dla par o konstrukcjach klasycznych o ok. 9,8 [%], a dla par o konstrukcjach alternatywnych o ponad 10 [%]). Jedyne dla par PA4 stwierdzono, że była ona o ok. 4 [%] wyższa wobec par PK1. Największy spadek średniej wartości temperatury w miejscu zazębienia, względem par PK1 wśród par o konstrukcjach alternatywnych, odnotowano w parach PA1 (spadek o ponad 23 [%]). Wśród konstrukcji klasycznych w parach PK4 spadek wyniósł ok. 13 [%].

Zestawiając pary kół PK4 i PK5, które różniły się między sobą kształtem otworów w symetrycznej tarczy, stwierdzono, że korzystniejszym rozwiązaniem pod względem trwałości są pary PK5 (tab. 10.6, rys. 10.65). Jest to spowodowane czasem trwania badania, który dla par PK5 był o ponad 30 [%] dłuższy względem par PK4 mimo większej o ok. 2 [°C] średniej wartości temperatury w miejscu zazębienia i zbliżonej wartości średniego ciśnienia akustycznego. Porównując pary PA4 i PA5 wywnioskowano, że rozwiązaniem konstrukcyjnym zapewniającym większą trwałość są pary PA4. Względem par PA5, czas trwania badania trwałości par PA4 był o ponad 28 [%] dłuższy, przy wyższej o ok. 6 [°C] średniej wartości temperatury w miejscu zazębienia. Natomiast biorąc pod uwagę pary kół o ażurowej konstrukcji tarczy (PA2 - PA6) spostrzeżono, że rozwiązaniami konstrukcyjnymi zapewniającymi najdłuższą trwałość pod względem czasu trwania badania do momentu wystąpienia uszkodzeń są pary PA4 i PA6.



Rys. 10.65. Wykres przedstawiający wybrane dane dla par o zredukowanej masie względem par PK1 otrzymane po przeprowadzeniu badań trwałościowych

Po przeprowadzeniu badań stanowiskowych związanych z wytrzymałością statyczną oraz trwałością, opracowanych polimerowych par kół zębatach, wraz z analizą związaną z czasem wytworzenia, zużyciem materiału i kosztami wytworzenia, zebrano uzyskane wyniki. Przedstawiono je w kolejnym podrozdziale. W podsumowaniu nie uwzględniono wyników analiz MES, uzyskanych w programie Autodesk Nastran 2021, ze względu inne przyjęte warunki początkowe niż w badaniach stanowiskowych.

#### 10.4. Opracowanie i analiza wyników badań stanowiskowych

Na podstawie przeprowadzonej analizy danych sporządzono tabelę 10.7 zestawiającą wartości uzyskanych badanych parametrów dla danych par współpracujących kół zębatach, w odniesieniu do pary bez modyfikacji (PK1), po przeprowadzeniu badań stanowiskowych. Dla zwiększenia czytelności, kolorem niebieskim wyszczególniono wartości minimalne, a kolorem czerwonym wartości maksymalne poszczególnych parametrów. Na podstawie tabeli 10.7 wykonano wykres (rys. 10.66), w którym uwzględniono wartości procentowe danych parametrów względem pary kół PK1.

Porównując pary PK2 z parami PK1, stwierdzono, że zastosowanie otworów nie wpłynęło na wytrzymałość statyczną w odniesieniu do maksymalnego momentu obciążającego, natomiast zredukowało koszty wytworzenia o ponad 6 [%] z uwzględnieniem redukcji materiału o ok. 7,6 [%] i wydłużeniem czasu wytworzenia o ok. 9,32 [%].

Wprowadzenie otworów do par PK2 zmniejszyło temperaturę w miejscu zazębienia o ponad 9 [%]. Przełożyło się to na zwiększenie trwałości par PK2. Było to widoczne w wydłużeniu o ok. 60 [%] czasu badania trwałości, do chwili wystąpienia uszkodzeń par PK2 względem par PK1.

Zestawiając pary PK3 - PK5 o symetrycznej tarczy zaobserwowano w parach PK5, mimo spadku wytrzymałości statycznej w odniesieniu do maksymalnego momentu obciążającego o ponad 54 [%] względem par PK1, największą trwałość uwzględniającą liczbę faz badania trwałościowego spośród opisywanej grupy. Czas badania względem par PK1 i PK3 był dłuższy o 60 [%] i o ponad 30 [%] wobec par PK4. W parze PK5 stwierdzono największy spośród omawianej grupy spadek kosztów wytworzenia (o ponad 36 [%]), największą redukcję masy (o ok. 39,3 [%]) i jeden z największych spadków czasu wytworzenia (o ok. 7,5 [%]) względem par PK1.

Porównując pary PA1 z parami PK4, których konstrukcja i masa są zbliżone, stwierdzono, że mimo spadku średniej wartości temperatury w miejscu zazębienia par PA1 względem par PK1 o ponad 23 [%] i zbliżonej wartości średniego maksymalnego momentu obciążającego do par PK4, ich trwałość jest niższa niż par PK4 i PK1. Trwałość par kół PA2 i PA3 o podobnej masie i konstrukcji jest zbliżona, mimo większej wartości maksymalnego momentu obciążającego par PA3 względem par PA2 i porównywalnej średniej wartości temperatury w miejscu zazębienia.

Zestawiając pary PA4 i PA5 o ażurowej konstrukcji tarczy w postaci licznych przelotowych równoramiennych trójkątnych otworów do par PK1 stwierdzono, że jej zastosowanie zapewniło, mimo zbliżonej średniej wartości temperatury w miejscu zazębienia i spadku wytrzymałości statycznej o ponad 10 [%] wobec maksymalnego momentu obciążającego, zwiększenie trwałości o ponad 80 [%]. Uzyskano redukcję kosztów wytwarzania i potrzebnego materiału o ponad 30 [%] względem pary PK1. Należy dodać, że czas wytworzenia par kół PA4 i PA5 jest o ponad 75 [%] dłuższy, względem pary PK1. Podczas badania trwałości opisywanej przykładowej pary PA4 (rys. 10.55), osiągnięto maksymalną temperaturę w miejscu zazębienia (48,9 [°C]).

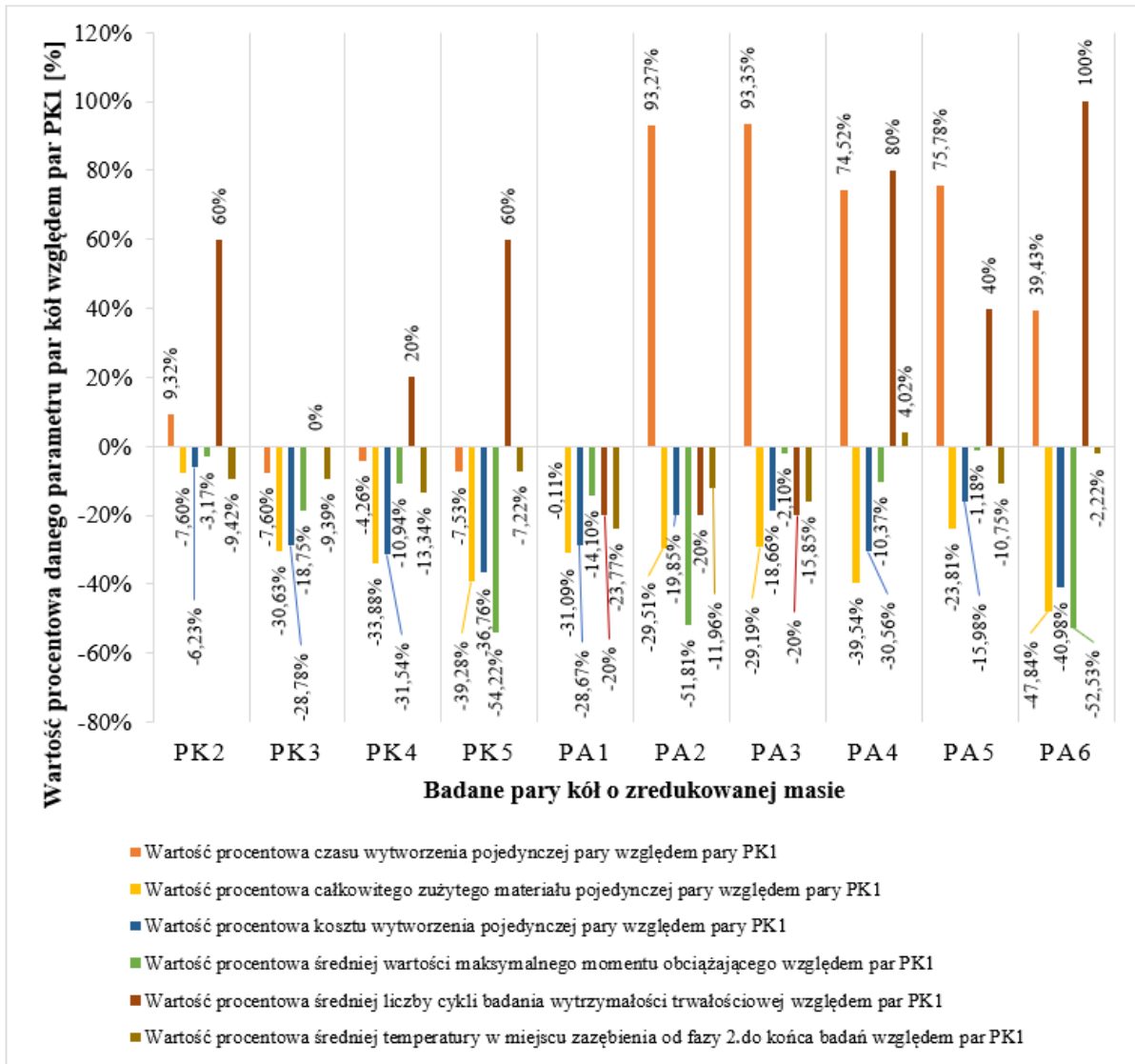
Parą kół, która może stanowić konstrukcje zapewniającą największą redukcję kosztów wytwarzania (o ponad 40 [%]) i największą redukcję zużycia materiału (o ponad 47 [%]) przy jednoczesnym zwiększeniu trwałości względem pary PK1 jest para kół PA6. Mimo znacznego spadku wytrzymałości statycznej par PA6 względem par PK1 (o ponad 52 [%]), zastosowanie konstrukcji ażurowej z licznymi otworami w kształcie plastra miodu wraz z cienkimi ścianami, zwiększyło trwałość par PA6 względem par PK1 o 100 [%].

Pary kół PA4 były jednymi z par o najdłuższym czasie trwania badania pomimo, że maksymalny moment obciążający był o ponad 10 [%] mniejszy względem par PK1. Należy wspomnieć, że czas wytworzenia pojedynczych par PA4 i PA6 z materiału ABS na drukarce marki Prusa wynosił ok. 46 [h] i był jednym z dłuższych czasów wytworzenia wśród analizowanych rozwiązań konstrukcyjnych par kół zębatach o zredukowanej masie.

Tabela 10.7. Zestawienie uzyskanych wartości wybranych parametrów badanych polimerowych par kół zębatach otrzymanych po przeprowadzeniu badań stanowiskowych

Parametr Para kół (oznacz. zgodne z tab. 7.3) (1)	Czas wytworzenia [hh:mm] (2)	Zużyty materiał [g] (3)	Całkowity koszt wytworzenia pary kół [zł] (4)	Średnia wartość maks. momentu obciążającego [Nm] (5)	Średnia całkowita liczba faz badania wytrzymałości trwałościowej (6)	Średnia temperatura w miejscu zazębienia od fazy 2. do końca badań [°C] (7)
PK1	26:18	<b>399,24</b>	<b>42,87</b>	<b>195,7</b>	5	40,56
PK2	28:45 ↑9,32% <sup>1</sup>	368,91 ↓-7,60% <sup>1</sup>	40,20 ↓-6,23% <sup>1</sup>	189,5 ↓-3,17% <sup>1</sup>	8 ↑60% <sup>1</sup>	36,74 ↓-9,42% <sup>1</sup>
PK3	<b>24:18</b> ↓-7,60% <sup>1</sup>	276,95 ↓-30,63% <sup>1</sup>	30,53 ↓-28,78% <sup>1</sup>	159,0 ↓-18,75% <sup>1</sup>	5 0% <sup>1</sup>	36,75 ↓-9,39% <sup>1</sup>
PK4	25:11 ↓-4,26% <sup>1</sup>	263,97 ↓-33,88% <sup>1</sup>	29,35 ↓-31,54% <sup>1</sup>	174,3 ↓-10,94% <sup>1</sup>	6 ↑20% <sup>1</sup>	35,15 ↓-13,34% <sup>1</sup>
PK5	24:19 ↓-7,53% <sup>1</sup>	242,42 ↓-39,28% <sup>1</sup>	27,11 ↓-36,76% <sup>1</sup>	<b>89,6</b> ↓-54,22% <sup>1</sup>	8 ↑60% <sup>1</sup>	37,63 ↓-7,22% <sup>1</sup>
PA1	26:16 ↓-0,11% <sup>1</sup>	275,12 ↓-31,09% <sup>1</sup>	30,58 ↓-28,67% <sup>1</sup>	168,1 ↓-14,10% <sup>1</sup>	<b>4</b> ↓-20% <sup>1</sup>	<b>30,92</b> ↓-23,77% <sup>1</sup>
PA2	50:50 ↑93,27% <sup>1</sup>	281,44 ↓-29,51% <sup>1</sup>	34,36 ↓-19,85% <sup>1</sup>	94,3 ↓-51,81% <sup>1</sup>	<b>4</b> ↓-20% <sup>1</sup>	35,71 ↓-11,96% <sup>1</sup>
PA3	<b>53:51</b> ↑93,35% <sup>1</sup>	282,71 ↓-29,19% <sup>1</sup>	34,87 ↓-18,66% <sup>1</sup>	191,6 ↓-2,10% <sup>1</sup>	<b>4</b> ↓-20% <sup>1</sup>	34,13 ↓-15,85% <sup>1</sup>
PA4	45:54 ↑74,52% <sup>1</sup>	241,39 ↓-39,54% <sup>1</sup>	29,77 ↓-30,56% <sup>1</sup>	175,4 ↓-10,37% <sup>1</sup>	9 ↑80% <sup>1</sup>	<b>42,19</b> ↑4,02% <sup>1</sup>
PA5	46:14 ↑75,78% <sup>1</sup>	304,19 ↓-23,81% <sup>1</sup>	36,02 ↓-15,98% <sup>1</sup>	193,4 ↓-1,18% <sup>1</sup>	7 ↑40% <sup>1</sup>	36,20 ↓-10,75% <sup>1</sup>
PA6	36:40 ↑39,43% <sup>1</sup>	<b>208,23</b> ↓-47,84% <sup>1</sup>	<b>25,30</b> ↓-40,98% <sup>1</sup>	92,9 ↓-52,53% <sup>1</sup>	<b>10</b> ↑100% <sup>1</sup>	39,66 ↓-2,22% <sup>1</sup>

**Uwaga:** <sup>1</sup> - wartości procentowe obliczone w zestawieniu z danymi dla parametrów pary PK1



Rys. 10.66. Wykres opracowany na podstawie wybranych danych zaprezentowanych w tabeli 10.7

Po wykonaniu badań opisanych w rozdziałach 8 - 10 opracowano wnioski końcowe. Przedstawiono je w kolejnym rozdziale niniejszej rozprawy doktorskiej.



## 11. Wnioski

Dla opracowanych konstrukcji będących przedmiotem badań zrealizowanych w niniejszej pracy doktorskiej wytwarzanych z zastosowaniem technologii FFF z tworzywa polimerowego, przeprowadzono analizy numeryczne oraz badania stanowiskowe w zakresie wytrzymałości statycznej i trwałości. Na podstawie przeprowadzonej analizy wyników uzyskanych w trakcie badań stanowiskowych z uwzględnieniem wyników analiz wytrzymałościowych przeprowadzonych w środowisku MES, sformułowano wnioski, które podzielono na: poznawcze, użytkowe i dotyczące dalszych badań.

### **Wnioski poznawcze:**

- Kształtki o strukturze wewnętrznej typu kratka w zakresie gęstości 13 [%], 15 [%], 20 [%] i 65 [%] wykonane z materiałów ABS, PLA, PC/ABS, HABS i S&S uzyskały zbliżone wartości maksymalnego momentu skręcającego, kąta skręcenia przy maksymalnym momencie skręcającym i maksymalnego naprężenia rozciągającego w obrębie jednego materiału. Natomiast kształtki wytworzone z materiału UniHIPS w rozpatrywanym zakresie gęstości struktury wewnętrznej (od 13 [%] do pełnej) uzyskały zbliżone wartości badanych parametrów wytrzymałościowych bez względu na jej gęstość.
- Największe różnice po przeprowadzeniu badań wytrzymałościowych znormalizowanych próbek uzyskały kształtki o gęstości 80 [%] i pełnej struktury wewnętrznej typu kratka z badanych wybranych materiałów (z wyłączeniem próbek wykonanych z materiału UniHIPS).
- We wszystkich rozpatrywanych materiałach po przeprowadzeniu prób jednokierunkowego rozciągania i statycznego skręcania znormalizowanych kształtek stwierdzono, że wraz ze wzrostem gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej typu kratka zmienia się charakterystyka krzywych umocnienia, krzywych obrazujących zależności przemieszczenia od obciążenia oraz krzywe zależności między kątem skręcenia, a momentem skręcającym.
- Wykresy krzywych umocnienia przy próbkach o pełnej gęstości struktury wewnętrznej typu kratka są zbliżone do wykresów opisywanych w normie PN-EN ISO 527-2:2012. Z tego względu przy badaniach zwłaszcza nowych polimerowych materiałów prototypowych o nieznanym, bądź eksperymentalnym składzie uzasadnione jest przeprowadzenie badań próbek o pełnej gęstości struktury wewnętrznej ze względu

na możliwość określenia ogólnych właściwości materiału zgodnie z wytycznymi normy.

- Analizując czas wytworzenia i masę zużytego materiału polimerowych par kół zębatach stwierdzono, że dla konstrukcji alternatywnych par (PA1 - PA6) czas wytworzenia względem pary PK1 jest o ok. 70 [%] dłuższy (czyli o ok. 20 [h] 24 [min]) przy jednoczesnej redukcji zużycia materiału o ok. 34 [%] (czyli o ok. 135,65 [g]). Natomiast dla par kół o konstrukcji klasycznej (PK2 - PK5) widoczny jest spadek zużycia materiału o ok. 27 [%] (czyli o ok. 111,18 [g]) przy skróceniu czasu wytworzenia o ok. 2,5 [%] (czyli o ok. 40 [min]) względem pary PK1.
- Głównym czynnikiem wpływającym na koszt wytworzenia pojedynczej pary kół z materiału polimerowego przy użyciu technologii FFF jest cena użytego materiału prototypowego i jego zużycie.
- Porównując analizę MES wykonaną w programie Autodesk Inventor Nastran 2021 z analizą doświadczalną określającą wytrzymałość statyczną w odniesieniu do m.in. maksymalnego momentu obciążającego rozpatrywanych polimerowych par kół zębatach stwierdzono zbieżność miejsc koncentracji naprężenia von Mises z miejscami wystąpienia uszkodzeń w próbie stanowiskowej.
- Na podstawie wyników otrzymanych po badaniach statycznych opracowanych konstrukcji par kół o zredukowanej masie stwierdzono, że wartości maksymalnego momentu obciążającego dla par PA3, PA5 i PK2 są zbliżone do wartości uzyskanych przez pary PK1 (spadek o ok. 2,15 [%] (czyli o ok. 4,2 [Nm]) względem par PK1). Zaobserwowano też, że pary kół PK5, PA2 i PA6 wykazują najniższą wytrzymałość spośród badanej grupy ze względu na spadek maksymalnego momentu obciążającego względem par PK1 o ok. 52,85 [%] (czyli o ok. 103,43 [Nm]).
- Zmiana rozmieszczenia licznych otworów walcowych przelotowych w parach PA3 względem par PA2 wykazała w próbie statycznej wzrost wytrzymałości w odniesieniu do maksymalnego momentu obciążającego o ok. 103,18 [%] (czyli o ok. 97,3 [Nm]).
- Najczęstszymi rodzajami zużycia polimerowych par kół zębatach w wyniku przeprowadzenia badania trwałości było: łuszczenie, odpryski, pitting, zużycie dogładzające oraz pęknięcie zmęczeniowe zębów w obszarze okręgu podziałowego zgodnie z linią przyporu od strony podparcia.
- W przypadku pomiarów ciśnienia akustycznego stwierdzono zbliżone wartości średnie różniące się o ok. 1,4 [dBA] w badaniu trwałości par kół zębatach.

- Przeprowadzone badania trwałościowe wykazały, że w odniesieniu do par bazowych PK1, średnia temperatura w miejscu zazębienia dla par PK2 - PK5 była niższa o ok. 9,8 [%] (czyli o ok. 4 [°C]), a dla par PA1 - PA6 niższa o ponad 10 [%] (czyli o ok. 4,09 [°C]). Natomiast średnia całkowita liczba faz badania do chwili wystąpienia uszkodzeń dla par PK2 - PK5 była o ok. 35 [%] większa (czyli o ok. 1,75 fazy), a dla par PA1 - PA6 większa o ok. 27 [%] (czyli o ok. 1,33 fazy badania) względem par PK1.
- Zastosowanie łukowych otworów w symetrycznej tarczy w parach PK5 względem par kół PK4 z otworami walcowymi w odniesieniu do par PK1, mimo zmniejszenia wytrzymałości statycznej wobec maksymalnego momentu obciążającego o ok. 54 [%] (czyli o ok. 106,1 [Nm]), zwiększyło trwałość o ok. 60 [%] (czyli o ok. 3 fazy badania), a także zmniejszyło średnią temperaturę w miejscu zazębienia o ok. 7,22 [%] (czyli o ok. 2,93 [°C]) przy jednoczesnej redukcji kosztów wytworzenia o ok. 36,76 [%] (czyli o ok. 15,76 [zł]), skróceniu czasu procesu wydruku o ok. 7,53 [%] (czyli o ok. 1 [h] 59 [min]) i redukcji zużycia materiału o ok. 39,28 [%] (czyli o ok. 124,12 [g]).
- Zestawiając pary kół PA1 z parami PK4 o zbliżonej konstrukcji stwierdzono, że rozwiązaniem konstrukcyjnym zapewniającym zwiększoną trwałość przy zbliżonych kosztach wytworzenia, zużyciu materiału i wytrzymałości statycznej w odniesieniu do maksymalnego momentu obciążającego są pary PK4. Zaobserwowano zwiększenie trwałości o ok. 33% (o ok. 2 pełne fazy) przy redukcji średniej wartości temperatury w miejscu zazębienia o ok. 12 [%] (czyli o ok. 4,23 [°C]) mimo wydłużenia czasu wytworzenia o ok. 4,2 [%] (czyli o ok. 1 [h]) par PK4 względem par PA1.
- Porównując pary kół PA4 i PA5 o zbliżonej konstrukcji zastosowanych wybrań w obszarze tarczy korzystniejszym rozwiązaniem są pary PA4 wobec par PA5 ze względu na: redukcję zużytego materiału o ok. 20,64 [%] (czyli o ok. 62,8 [g]), zmniejszenie kosztów wytworzenia o ok. 17,35 [%] (czyli o ok. 6,25 [zł]), zwiększenie trwałości względem liczby cykli do wystąpienia uszkodzeń o ok. 28,57 [%] (czyli o ok. 2 pełne fazy). Pary kół PA4 osiągnęły lepsze parametry związane z trwałością mimo zmniejszonej wytrzymałości statycznej w odniesieniu do maksymalnego momentu obciążającego o ok. 9,31 [%] (czyli o ok. 18 [Nm])

oraz zwiększonej średniej temperatury w miejscu zazębienia o ok. 16,5 [%] (czyli o ok. 6 [°C]) wobec PA5 przy zachowaniu zbliżonego czasu wytworzenia.

### **Wnioski utylitarne:**

- Ze względów ekonomicznych (m.in. redukcji zużycia materiału, energii elektrycznej i amortyzacji urządzeń oraz zmniejszenia czasu wytworzenia) uzasadnione jest wykonywanie kształtek o strukturze wewnętrznej typu kratka o gęstości 13 [%] w celu uzyskania zbliżonej wytrzymałości na skręcanie i rozciąganie, co kształtki o gęstości struktury wewnętrznej 65 [%] dla materiałów ABS, PLA, PC/ABS, HABS i S&S.
- Dla materiału UniHIPS ze względu na redukcję kosztów zasadne jest stosowanie gęstości struktury wewnętrznej równej 13 [%] typu kratka ze względu na zbliżone wartości badanych parametrów określających wytrzymałość na rozciąganie i na skręcanie względem próbek np. o pełnej gęstości.
- W celu wytworzenia próbek dedykowanych do wyznaczania właściwości mechanicznych materiałów stosowanych w technologii FFF konieczne jest stosowanie pełnego wypełnienia struktury.
- Przy wytwarzaniu detali technologią FFF, w celu uzyskania jak najwyższej wytrzymałości na rozciąganie, oprócz pełnej gęstości wypełnienia struktury wewnętrznej, należy stosować taką orientację modelu, w której poszczególne włókna będą ułożone zgodnie z kierunkiem zadanego obciążenia.
- Analizę nieliniową w odniesieniu do polimerowych par kół zębatach można użyć m.in. w celu określenia miejsc najbardziej podatnych na uszkodzenia na skutek zadanego obciążenia.
- W celu zwiększenia wytrzymałości statycznej wobec maksymalnego momentu obciążającego, zasadne jest tworzenie złożonych struktur przestrzennych, np. przez warstwową zmianę rozmieszczenia zastosowanych wybrań walcowych w kierunku poosiowym (pary kół zębatach PA2 i PA3).
- W przypadku stosowania otworów w postaci trójkątów równoramiennych w ażurowej tarczy (pary kół PA4 i PA5) ze względu na zwiększenie trwałości, uzasadnione jest stosowanie liczniejszych wybrań i cienkościennej struktury.
- Zastosowanie konstrukcji skorupowej niekorzystnie wpływa na trwałość przy zachowaniu zbliżonych wartości pozostałych innych parametrów: porównując pary kół PA1 względem par PK4 zaobserwowano obniżenie trwałości o ok. 50 [%].

- Na podstawie wykonanych zdjęć termowizyjnych współpracujących par kół zębatach polimerowych podczas badania trwałość stwierdzono, że w kołach o ażurowej konstrukcji tarczy (pary PA2 - PA6) nie występują koncentracje ciepła, tak jak to było dostrzegalne w pozostałych rozpatrywanych parach.
- Uwzględnienie w ażurowej tarczy wybrań w postaci plastra miodu, w parach kół PA6 w największym stopniu spośród analizowanych konstrukcji kół o zredukowanej masie względem par PK1, zwiększyło trwałość w aspekcie liczby faz badania do momentu wystąpienia uszkodzeń przy jednoczesnym spadku wytrzymałości statycznej, zredukowało również zużycie materiału i koszty wytworzenia, wydłużając czas wytworzenia.
- Zastosowanie wybrań walcowych w jednolitej konstrukcji polimerowych par kół nie wpływa znaczenie na wytrzymałość statyczną, natomiast ma korzystny efekt w aspekcie redukcji kosztów wytworzenia i w zwiększeniu trwałości.
- Zastosowanie symetrycznej tarczy (pary PK3 względem par PK1) nie wpływa na zwiększenie trwałości, natomiast obniża wytrzymałość statyczną przy jednoczesnej redukcji kosztów wytwarzania poprzez skrócenie czasu wytwarzania i zmniejszenie zużycia materiału.
- W procesie projektowania konieczne jest uwzględnienie warunków pracy dotyczących występujących obciążeń i prędkości. Zastosowanie tarcz o konstrukcji ażurowej pozytywnie wpływa na trwałość przekładni podczas pracy z dużymi prędkościami.

#### **Wnioski dotyczące dalszych badań:**

- Podjęcie dalszych prac obejmujących modyfikację geometrii bazującej na strukturze plastra miodu i przeprowadzenie badań.
- Udoskonalenie procesu wytworzenia kół w technologii FFF, polegające w szczególności na zmniejszeniu falistości powierzchni roboczej zębów i na zminimalizowaniu zjawiska powstawania szczelin w strukturach cienkościennych w celu zwiększenia trwałości par kół zębatach wykazujących wysoką wytrzymałość statyczną (np. pary PA3 i PA4).
- Wykonanie badań doświadczalnych materiału prototypowego na podstawie znormalizowanych próbek, określających jego właściwości wytrzymałościowe ze względu na orientację detali względem platformy roboczej w celu pozyskania dokładniejszych danych do przeprowadzenia analizy MES.

- Opracowanie nowych rozwiązań konstrukcyjnych par kół zębatych o zredukowanej masie, w szczególności o ażurowej konstrukcji tarczy, bazujących m.in. na licznych otworach w postaci plastra miodu i trójkątów równoramiennych, jak i strukturach cienkościennych, a także na warstwowej zmianie położenia wybrań w kierunku poosiowym, wraz z przeprowadzeniem badań numerycznych i doświadczalnych.
- Wykonanie badań trwałości i wytrzymałości statycznej par kół o zredukowanej masie dla innych materiałów polimerowych stosowanych w wytwarzaniu przyrostowym.
- Opracowanie metodyki badań polegających na określeniu wytrzymałości zmęczeniowej polimerowych kół zębatych o zredukowanej masie wraz z ich przeprowadzeniem.

Wyniki wykonanych badań przedstawionych w rozprawie doktorskiej będą użyte w dalszej działalności naukowo-badawczej. Badania będą także kontynuowane.



## 12. Streszczenie

Celem pracy pt.: „Wpływ konstrukcji polimerowych kół zębatach o zredukowanej masie na trwałość przekładni wytwarzanych metodą FFF” było przeprowadzenie tytułowych analiz kół zębatach o zmodyfikowanej geometrii tarczy, z uwzględnieniem możliwości technologii przyrostowych w zakresie wytwarzania złożonych struktur geometrycznych.

Praca zawiera analizę literatury, w ramach której przedstawiono m.in. rozwój systemów CAD i technologii addytywnych, wzrost udziału stosowania technologii AM w przemyśle, wzrost znaczenia stosowania materiałów polimerowych i ich kompozytów. W części teoretycznej dokonano charakterystyki konstrukcyjnej przekładni i kół zębatach, modyfikacji geometrii kół uwzględniających redukcję masy, metod i materiałów stosowanych przy wytwarzaniu kół zębatach (z uwzględnieniem technologii AM) oraz metodyki modelowania CAD. Na podstawie wykonanego przeglądu literaturowego i przyjętego tematu rozprawy doktorskiej opracowano plan badawczy.

W ramach części praktycznej opracowano geometrię współpracujących par kół o zredukowanej masie, bazując na kołach bez modyfikacji wieńca w oprogramowaniu Autodesk Inventor. Przed wykonaniem prób stanowiskowych opracowanych konstrukcji kół, wykonano badania analizujące wpływ materiału prototypowego i gęstości zastosowanej struktury wewnętrznej na wytrzymałość na rozciąganie i skręcanie znormalizowanych próbek. Ich celem był wybór materiału do wytworzenia rozpatrywanych kół zębatach wraz z określeniem struktury wewnętrznej, zapewniającej najwyższą wytrzymałość mechaniczną. Na ich podstawie, wybrano materiał ABS. W środowisku programu Autodesk Inventor Nastran 2021 przeprowadzono analizę nieliniową par kół.

Następnie zaadoptowano stanowisko do statycznej próby skręcania celem zbadania wytrzymałości statycznej serii polimerowych kół zębatach, analizując maksymalny moment obciążający i kąt skręcania. W pracy opisano reprezentatywne próby i najczęściej występujące uszkodzenia par kół.

Wykonano także adaptację stanowiska do badań trwałościowych przekładni zębatach. W sposób doświadczalny opracowano program badań. Podczas prób rejestrowano szereg parametrów. Przeanalizowano opracowane rozwiązania konstrukcyjne kół zębatach pozwalające na ich stosowanie z uwzględnieniem redukcji kosztów wytworzenia przy zachowaniu możliwie największej trwałości i wytrzymałości. Po zakończeniu serii przeprowadzonych prób stanowiskowych, przeanalizowano i opisano uzyskane wyniki.

### 13. Abstract

The aim of the doctoral thesis entitled: "The impact of the structure of polymer gears with a reduced mass on the durability of gears manufactured using the FFF method" was to carry out the title analysis of gears with a modified disk geometry, taking into account the possibilities of additive technologies in the production of complex geometric structures.

The doctoral thesis contains an analysis of the literature, which includes, among others: the development of CAD systems and additive technologies, the increasing share of the use of AM technology in industry, and the increasing importance of the use of polymer materials and their composites. The theoretical part included the design characteristics of gears, modifications of gear geometry taking into account weight reduction, methods and materials used in producing of gears (including AM technology), and CAD modeling methodology. Based on the literature review and the adopted topic of the doctoral dissertation, a research plan was developed.

As part of the practical part, the geometry of cooperating pairs of gears with reduced mass was developed, based on gears without modification of the rim in Autodesk Inventor software. Before performing research on the developed gear structures, tests were carried out to analyze the influence of the prototype material and the density of the internal structure used on the tensile and torsional strength of standardized samples. Their goal was to select a material for producing the gears in question and to determine the internal structure ensuring the highest mechanical strength. Based on them, ABS material was selected. Non-linear analysis of gear pairs was performed in the Autodesk Inventor Nastran 2021 environment.

Then, a static test stand was adapted to test the static strength of a series of polymer gears, analyzing the maximum loading moment and torsional angle. The paper describes representative samples and the most common damage to gear pairs.

The station for durability testing of gear transmissions was also adapted. A research program was developed experimentally. Several parameters were recorded during the tests. The developed design solutions of gears were analyzed, allowing their use, taking into account the reduction of production costs while maintaining the greatest possible durability and strength. After completing a series of tests, the obtained results were analyzed and described.

## 14. Literatura

- [1] Adibi H., Hashemi M. R.: *Experimental study on tensile strength of cooper microparticles filled polymer composites printed by fused deposition modeling process*, Rapid Prototyping Journal, 2022, 28 (1), s. 21-31. DOI 10.1108/RPJ-08-2020-0199
- [2] Alharbi K. A. M.: *Wear and Mechanical Contact Behavior of Polymer Gears*, Journal of Tribology, 2019, 141 (1). <https://doi.org/10.1115/1.4041020>
- [3] Ali M. H., Issayev G., Shehab E., Sarfraz, S.: *A critical review of 3D printing and digital manufacturing in construction engineering*, Rapid Prototyping Journal, 2022, 28 (7), s. 1312-1324. <https://doi.org/10.1108/RPJ-07-2021-0160>
- [4] Ambati S. S., Ambatipudi R.: *Effect of infill density and infill pattern on the mechanical properties of 3D printed PLA parts*, Materials Today: Proceedings, 2022, 64, s. 804-807. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.05.312>
- [5] Atakok G., Kam M., Koc H. B.: *Tensile, three-point bending and impact strength of 3D printed parts using PLA and recycled PLA filaments: A statistical investigation*, Journal of Materials Research and Technology, 2022, 18, s. 1542-1554. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2022.03.013>
- [6] Baglioni S., Cianetti F., Landi L.: *Influence of the addendum modification on spur gear efficiency*, Mechanism and Machine Theory, 2012, 49, s. 216-233. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.10.007>
- [7] Balderrama-Armendariz C. O., MacDonald E., Espalin D., Cortes-Saenz D., Wicker R., Maldonado-Macias A.: *Torsion analysis of the anisotropic behavior of FDM technology*, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2018, 96, s. 307-317. <https://doi.org/10.1007/s00170-018-1602-0>
- [8] Bączkowski M., Marciniak D., Bieliński M.: *Influence of FFF process parameters and macrostructure homogeneity on PLA impact strength (Rapid communication)*, Polimery, 2021, 66 (9), s. 1-4. <https://doi.org/10.14314/polimery.2021.9.5>
- [9] Beg M. D., Khan M. S., Khan A. A.: *Investigation on tribological behavior of FDM printed ABS polymer*, International Journal of Technical Research and Applications, 2017, 5 (3), s. 75-77.
- [10] Bhosale V., Gaikwad P., Dhere S., Sutar C., Raykar S. J.: *Analysis of process parameters of 3D printing for surface finish, printing time and tensile strength*,

- Materials Today: Proceedings, 2022, 59, s. 841-846.  
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.01.210>
- [11] Birosz M. T., Ledenyák D., Andó, M.: *Effect of FDM infill patterns on mechanical properties*, Polymer Testing, 2022, 113.  
<https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2022.107654>
- [12] Braccesi C., Morettini G., Cianetti F., Palmieri M.: *Evaluation of fatigue damage with an energy criterion of simple implementation*, Procedia Structural Integrity, 2018, 8, s. 192-203. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2017.12.021>
- [13] Braut S., Tevčić M., Butković M., Božić Ž., Žigulić R.: *Application of modified Locati method in fatigue strength testing of a turbo compressor blade*, Procedia Structural Integrity, 2021, 31, s. 33-37. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2021.03.007>
- [14] Bravo A., Koffi D., Toubal L., Erchiqui F.: *Life and damage modeling applied to plastic gears*, Engineering Failure Analysis, 2015, 58 (1), s. 113-133.  
<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.08.040>
- [15] Budzik G., Dziubek T., Przeszłowski Ł. P., Sobolewski B., Dębski M., Gontarz M. E.: *Study of unidirectional torsion of samples with different internal structures manufactured in the MEX process*, Rapid Prototyping Journal, 2023, 29 (8), s. 1604-1619. <https://doi.org/10.1108/RPJ-09-2022-0332>
- [16] Budzik G., Dziubek T., Sobolewski B., Borek K., Gontarz M.: *Durability of chain transmission obtained using FFF technology*, Polimery, 2023, 68 (11-12).  
<https://doi.org/10.14314/polimery.2023.11.5>
- [17] Budzik G., Magniszewski M., Przeszłowski Ł., Oleksy M., Oliwa R., Bernaczek, J.: *Torsional strength testing of machine elements manufacture by incremental technology from polymeric materials (Rapid communication)*, Polimery, 2018, 63 (11-12), s. 830-832. DOI: [dx.doi.org/10.14314/polimery.2018.11.13](https://doi.org/10.14314/polimery.2018.11.13)
- [18] Budzik G., Wiczorowski M., Oleksy M., Przeszłowski Ł., Paszkiewicz A., Sobolewski B., Woźniak J., Oliwa R.: *The Place of 3D Printing in the Manufacturing and Operational Process Based on the Industry 4.0 Structure*, Technicki Glasnik – Technical Journal, 2022, 16 (2), s. 252-257. <https://doi.org/10.31803/tg-20220412195706>
- [19] Budzik G., Woźniak J., Paszkiewicz A., Przeszłowski Ł., Dziubek T., Dębski M.: *Methodology for the Quality Control Process of Additive Manufacturing Products*

- Made of Polymer Materials*, Materials, 2021, 14.  
<https://doi.org/10.3390/ma14092202>
- [20] Budzik G., Woźniak J., Przeszłowski Ł.: „Druk 3D jako element przemysłu przyszłości. Analiza rynku i tendencje rozwoju”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 2022.
- [21] Budzisz W., Marciniak A.: *The New Gear Finishing Method Research for Highly Loaded Gears*, Aerospace, 2022, 9, 131. DOI: [10.3390/aerospace9030131](https://doi.org/10.3390/aerospace9030131)
- [22] Bulanda K., Oleksy M., Oliwa R., Budzik G., Przeszłowski Ł., Mazurkowiak A.: *Biodegradable polymer composites used in rapid prototyping technology by Melt Extrusion Polymers (MEP)*, Polimery, 2020, 65 (6), s. 430-436. DOI: [10.14314/polimery.2020.6.2](https://doi.org/10.14314/polimery.2020.6.2)
- [23] Bulanda K., Oleksy M., Oliwa R., Budzik G., Przeszłowski Ł., Fal J., Jesionowski T.: *Polymer Composites Based on Polycarbonate (PC) Applied to Additive Manufacturing Using Melted and Extruded Manufacturing (MEM) Technology*, Polymer, 2021, 13. <https://doi.org/10.3390/polym13152455>
- [24] Casado J. A., Carrascal I., Polanco J. A., Gutiérrez-Solana F.: *Fatigue failure of short glass fibre reinforced PA 6.6 structural pieces for railway track fasteners*, Engineering Failure Analysis, 2006, 13 (2), s. 182-197. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2005.01.016>
- [25] Chacón J. M., Caminero M. A., García-Plaza, Núñez P. J.: *Additive manufacturing of PLA structures using fused deposition modeling: Effect of process parameters on mechanical properties and their optimal selection*, Materials and Design, 2017, 124. <http://dx.doi.org/10.1016/j.matdes.2017.03.065>
- [26] Chand R., Sharma V. S., Trehan R., Gupta M. K.: *A physical investigation of dimensional and mechanical characteristics of 3D printed nut and bolt for industrial applications*, Rapid Prototyping Journal, 2022, 28 (5), s. 953-966. <https://doi.org/10.1108/RPJ-09-2021-0250>
- [27] Černe B., Lorber R., Duhovnik J., Tavčar J.: *Influence of temperature- and strain rate-dependent viscoplastic properties of polyoxymethylene on the thermo-mechanical response of a steel-polyoxymethylene spur gear pair*, Materials Today: Communications, 2020, 25. <https://doi.org/10.1016/j.mtcomm.2020.101078>

- [28] Dearn K. D., Hoskins T. J., Petrov D. G., Reynolds S. C., Banks R.: *Applications of dry film lubricants for polymer gears*, *Wear*, 2013, 298-299, s. 99-108. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.11.003>
- [29] Demir S., Yüksel: *Evaluation of effect and optimizing of process parameters for fused deposition modeling parts on tensile properties via Taguchi method*, *Rapid Prototyping Journal*, 2023, 29 (4), s. 720-730. DOI 10.1108/RPJ-06-2022-0201
- [30] Dębski M., Magniszewski M., Bernaczek J., Przeszlowski Ł., Gontarz M., Kielbicki M.: *Influence of torsion on the structure of machine elements made of polymeric materials by 3D printing*, *Polimery*, 2021, 66 (5), s. 298-303. DOI: [dx.doi.org/10.14314/polimery.2021.5.3](https://doi.org/10.14314/polimery.2021.5.3)
- [31] Dev S., Srivastava R.: *Experimental investigation and optimization of FDM process parameters for material and mechanical strength*, *Materials Today: Proceeding*, 2020, 26, s. 1995-1999. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.02.435>
- [32] Dietrich M., pod red.: „Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 3”, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1999, Wyd. III zmienione. ISBN 83-204-2346-5
- [33] Dong P., Zuo S., Du S., Tenberge P., Wang S., Xu X., Wang X.: *Optimum design of the tooth root profile for improving bending capacity*, *Mechanism and Machine Theory*, 2020, 151. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103910>
- [34] Doshi M., Mahale A., Singh S. K., Deshmukh S.: *Printing parameters and materials affecting mechanical properties FDM-3D printed Parts: perspective and prospects*, *Materials Today: Proceedings*, 2022, 50, s. 2269-2275. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.10.003>
- [35] Duarte F. M., Covas J. A., da Costa S. F.: *Predicting the effect of build orientation and process temperatures on the performance of parts made by fused filament fabrication*, *Rapid Prototyping Journal*, 2022, 28 (4), s. 704-715. <https://doi.org/10.1108/RPJ-04-2021-0084>
- [36] Duhovnik L., Zorko J., Sedej D.: *The Effect of The Teeth Profile Shape on Polymer Gear Pair Properties*, *Tehnički Vjesnik*, 2016, s. 199-207. <https://doi.org/10.17559/TV-20151028072528>
- [37] Düzcükoğlu H.: *Study on development of polyamide gears for improvement of load-carrying capacity*, *Tribology International*, 2009, 42, s. 1146-1153. DOI: 10.1016/j.triboint.2009.03.009



- [38] Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłóś Z.: „Wytrzymałość materiałów”, T. 1, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 2013. ISBN-13 978-83-7926-104-8
- [39] Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłóś Z.: „Wytrzymałość materiałów”, T. 2, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 2013. ISBN-13 978-83-7926-105-5
- [40] Dziubek T., Sobolewski B., Budzik G., Gontarz M.: *Static Analysis of Selected Design Solutions for Weight-Reduced Gears*, Advances in Science and Technology, Research Journal, 2022, 16 (3), s. 258-268. <https://doi.org/10.12913/22998624/150254>
- [41] Enea S., Moon S. K.: *Guidelines for 3D printed springs using material extrusion*, Rapid Prototyping Journal, 2022, 28 (3), s. 409-427. DOI: 10.1108/RPJ-04-2020-0078
- [42] Feld M.: „Podstawy projektowania procesów technologicznych typowych części maszyn”, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Wyd. 4, Warszawa, 2009. ISBN 978-83-204-3569-9
- [43] Fontana L., Minetola P., Iuliano L., Rifuggiato S., Khandpur A. S., Stiuso V.: *An investigation of the influence of 3d printing parameters on the tensile strength of PLA material*, Materials Today: Proceedings, 2022, 57, s. 657-663. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.02.078>
- [44] Garbarski J.: „Części maszyn z tworzyw sztucznych”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2016.
- [45] García-Domínguez A., Claver J., Sebastián M. A.: *Infill optimization for pieces obtained by 3D printing*, Procedia Manufacturing, 2019, 41, s. 193-199.
- [46] Gnatowski A., Gołębski R., Sikora P.: *Analysis of the Impact of Changes in Thermomechanical Properties of Polymer Materials on the Machining Process of Gears*, Polymers, 2021, 13 (1). <https://doi.org/10.3390/polym13010028>
- [47] Goriparthi B. K., Naveen P. N. E., Sankar H. R.: *Performance evaluation of composite gears composed of POM, CNTs and PTFE*, Polymer Composites, 2021, 42 (3), s. 1123-1134. <https://doi.org/10.1002/pc.25887>
- [48] Gouaillier D., Hugel V., Blazevic P., Kilner Ch., Monceaux J., Lafourcade P., Marnier B., Serre J., Maisonnier B.: *Mechatronic design of NAO humanoid*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, Kobe, Japan, 12-17.05.2009. DOI: [10.1109/ROBOT.2009.5152516](https://doi.org/10.1109/ROBOT.2009.5152516)

- [49] Hasl Ch., Illenberger Ch., Oster P., Tobie T., Stahl K.: *Potential of oil-lubricated cylindrical plastic gears*, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, 2018, 12 (1). <https://doi.org/10.1299/jamdsm.2018jamdsm0016>
- [50] Hooton J. D. S., Gonçalves D. E. P., Fernandes C. M. C. G.: *Experiments and finite element analysis on a hybrid polymer gear rack*, Mechanism and Machine Theory, 2023, 186. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2023.105363>
- [51] Höhn B.-R., Michaelis K., Wimmer A.: *Low loss gears*. Gear Technology, 2007, s. 28-35.
- [52] Hribersek M., Erjavec M., Hlebanja G., Kulovec S.: *Durability testing and characterization of POM gears*, Engineering Failure Analysis, 2021, 124. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105377>
- [53] <https://3dwpraktyce.pl/2020/11/satair-produkuje-pierwsza-certyfikowana-drukowana-w-3d-czesc-do-samolotu-airbus/> (dostęp: 10.12.2023 r.)
- [54] <https://centrumdruku3d.pl/druk-3d-w-branzy-lotniczej-czyli-jakie-czesci-samolotu-moga-byc-drukowane-3d/> (dostęp: 10.12.2023 r.)
- [55] <https://f3dfilament.com/> (dostęp: 13.12.2023 r.)
- [56] <https://help.prusa3d.com/pl/> (dostęp: 22.01.2024 r.)
- [57] <http://www.3duniversal.eu/pl/> (dostęp: 13.12.2023 r.)
- [58] Hyla I.: „Tworzywa sztuczne. Własności - przetwórstwo - zastosowanie”, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa, 1984.
- [59] Jandal A., Chaturvedi I., Wazir I., Raina A., Haq M. I. U.: *3D printing - A review of processes, materials and applications in industry 4.0*, Sustainable Operations and Computers, 2022, 3, s. 33-42. <https://doi.org/10.1016/j.susoc.2021.09.004>
- [60] Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: „Przekładnie walcowe: Geometria - wytrzymałość - dokładność wykonania”, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1992. ISBN 83-206-1046-X
- [61] Kalin M., Kupec A.: *The dominant effect of temperature on the fatigue behaviour of polymer gears*, Wear, 2017, 376-377, part B, s. 1339-1346. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.02.003>
- [62] Kapelevich A., Mcnamara T. M.: *Direct Gear Design for Automotive Applications*, SAE Technical Papers, 2005, s. 1-9. DOI: [10.4271/2005-01-1817](https://doi.org/10.4271/2005-01-1817)

- [63] Kaygusuz B., Özerinç S.: *Improving the ductility of polyactic acid parts produced by fused deposition modeling through polyhydroxyalkanoate additions*, Journal of Applied Polymer Science, 2019, 136 (43). DOI: 10.1002/app.48154
- [64] Khan I., Kumar N.: *Fused deposition modeling process parameters influence on the mechanical properties of ASB: A review*, Materials Today: Proceeding, 2021, 44, s. 4004-4008. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.10.202>
- [65] Khorasani M., Ghasemi A., Rolfe B., Gibson I.: *Additive manufacturing a powerful tool for aerospace industry*, Rapid Prototyping Journal, 2022, 28 (1), s. 87-100. <https://doi.org/10.1108/RPJ-01-2021-0009>
- [66] Kim W.-S., Kim Y.-J., Kim Y.-S., Park S.-U., Lee K.-H., Hong D.-H., Choi C.-H.: *Evaluation of the fatigue life of a tractor's transmission spiral bevel gear*, Journal of Terramechanics, 2021, 94, s. 13-22. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2020.11.005>
- [67] Kluczyński J., Śnieżek L., Kravcov A., Grzelak K., Svoboda P., Szachogłuchowicz I., Franek O., Morozov N., Torzewski J., Kubeček P.: *The Examination of Restrained Joints Created in the Process of Multi-Material FFF Additive Manufacturing Technology*, Materials, 2020, 13 (4). <https://doi.org/10.3390/ma13040903>
- [68] Koffi D., Bravo Al., Toubal L., Erchiqui F.: *Optimized use of cooling holes to decrease the amount of thermal damage on a plastic gear tooth*, Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8 (5), s. 1-13. DOI: 10.1177/1687814016638824
- [69] „Konstrukcje z tworzyw sztucznych. Praktyczny poradnik zasady doboru materiałów”, Wydawnictwo Informatyzacji Zawodowej ALFA-WEKA Sp. z o. o., Warszawa, 1997.
- [70] Kozik B.: „Dwudrożna przekładnie zębate wykonane metodami szybkiego prototypowania”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 2019. ISBN 978-83-7934-302-7
- [71] Kozik B., Dębski M., Bąk P., Gontarz M., Zaborniak M.: *Effect of heat treatment on the tensile properties of incrementally processed modified polyactide*, Polimery, 2021, 66 (6), s. 357-361. DOI: dx.doi.org/10.14314/polimery.2021.6.4
- [72] Kurmaz L. W., Kurmaz O. L.: „Podstawy konstruowania węzłów i części maszyn”, Kielce: Politechnika Świętokrzyska, 2011. ISBN 978-83-88906-34-3
- [73] Landi L., Steconi A., Morettini G., Cianetti F.: *Analytical procedure for the optimization of plastic gear tooth root*, Mechanism and Machine Theory, 2021, 166. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2021.104496>

- [74] Li W., Wood A., Weidig R., Mao K.: *An investigation on the wear behavior of dissimilar polymer engagements*, *Wear*, 2011, 271 (9-10), s. 2176-2183. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.11.019>
- [75] Lloret E., Shahab A. R., Linus M., Flatt R. J., Gramazio F., Kohler M., Langenberg S.: *Complex concrete structures. Merging existing casting techniques with digital fabrication*, *Computer-Aided Design*, 2015, 60, s. 40-49. <http://dx.doi.org/10.1016/j.cad.2014.02.011>
- [76] Lovo J. F. P., Neto V. G., Piedade L. P., Massa R. C., Pintão C. A., Foschini C. R., Fortulan C. A.: *Mechanical properties assessment of a 3D printed composite under torsional and perpendicular stress*, *Rapid Prototyping Journal*, 2023, 29 (1), s. 1-8. DOI: 10.1108/RPJ-03-2022-0067
- [77] Lu Z., Li Z., Liu H., Wei P., Xia B., Ye M.: *An accelerated fatigue test method of polymer gears based on thermostress conversion relations*, *Engineering Fracture Mechanics*, 2022, 226. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2022.108388>
- [78] Lu Z., Liu H., Wei P., Zhu C., Xin D., Shen Y.: *The effect of injection molding lunker defect on the durability performance of polymer gears*, *International Journal of Mechanical Sciences*, 2020, 180. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2020.105665>
- [79] Lu Z., Liu H., Zhu C., Song H., Yu G.: *Identification of failure modes of a PEEK-steel gear pair under lubrication*, *International Journal of Fatigue*, 2019, 125, s. 342-348. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.04.004>
- [80] Luo B., Li W.: *Investigation on the influence of heat on the dynamic characteristic of a gear transmission system*, *Engineering Failure Analysis*, 2020, 116. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104724>
- [81] Maciejczyk A.: *Konstrukcja korygowanej przekładni zębatej o zębach prostych w Inventorze. Generator przekładni walcowej*, *Autobusy*, 2018, 12/2018, s. 545-548.
- [82] Magalhães L., Martins R., Locateli C., Seabra J.: *Influence of tooth profile and oil formulation on gear power loss*, *Tribology Int.*, 2010, 43 (10), s. 1861-1871. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2009.10.001>
- [83] Mantecón R., Rufo-Martin C., Castellanos R., Diaz-Alvarez J.: *Experimental assessment of thermal gradients and layout effects on the mechanical performance of components manufactured by fused deposition modeling*, *Rapid Prototyping Journal*, 2022. <https://doi.org/10.1108/RPJ-12-2021-0329>

- [84] Mao K.: *A new approach for polymer composite gear design*, *Wear*, 2007, 262, s. 432-441. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.06.005>
- [85] Mao K., Chetwynd D.G., Millson M.: *A new method for testing polymer gear wear rate and performance*, *Polymer Testing*, 2020, 82. <https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2019.106323>
- [86] Mao K., Langlois P., Hu Z., Alharbi K., Xu X., Milson M., Li W., Hooke C. bJ., Chetwynd D.: *The wear and thermal mechanical contact behaviour of machine cut polymer gears*, *Wear*, 2015, 332-333, s. 822-826. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.01.084>
- [87] Mao K., Langlois P., Madhav N., Greenwood D., Millson M.: *A Comparative Study of Polymer Gears Made of Five Materials*, *Gear Technology*, 2019, s. 68-72.
- [88] Mao K., Li W., Hooke C. J., Walton D.: *Friction and wear behaviour of acetal and nylon gears*, *Wear*, 2009, 267 (1-4), s. 639-645. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.10.005>
- [89] Marciniak A., Sobolewski B.: *Modeling and simulation of bevel gear boxes in CAD environment*, *Diagnostyka*, 2015, 16 (3).
- [90] Markowski T., pod red.: „Przekładnie zębate o nietypowym zazębieniu - modelowanie, prototypowanie, badania stanowiskowe”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 2009. ISBN 978-83-7199-585-9
- [91] Markowski T., Mijał M., Rejman E.: „Podstawy konstrukcji maszyn. Napędy mechaniczne. Część I”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 1996.
- [92] Martins R., Seabra J., Brito A., Seyfert Ch., Luther R., Igartua A.: *Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: Biodegradable ester vs. Mineral oil*, *Tribology International*, 2006, 39, s. 512-521. DOI: 10.1016/j.triboint.2005.03.021
- [93] Matkovič S., Pogačnik A., Kalin M.: *Wear-coefficient analyses for polymer-gear life-time predictions: A critical appraisal of methodologies*, *Wear*, 2021, s. 480-481. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.203944>
- [94] Mazur D., Paszkiewicz A., Bolanowski M., Budzik G., Oleksy M.: *Analysis of possible SDN use in the rapid prototyping process as part of the Industry 4.0*, *Bulletin of the Polish Academy of Sciences. Technical Sciences*, 2019, 67 (1), s. 21-30. DOI: 10.24425/bpas.2019.127334

- [95] Melick H. G. H. van: *Tooth-Bending Effects in Plastic Spur Gears*, Gear Technology, 2007, s. 58-66.
- [96] Muminovic A. J., Colic M., Mesic E., Saric, I.: *Innovative design of spur gear tooth with infill structure*, Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences, 2020, 68 (3). DOI: 10.24425/bpasts.2020.133370
- [97] Müller L.: „Przekładnie zębate dużych mocy: projektowanie”, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1964.
- [98] Müller L.: „Przekładnie zębate. Projektowanie”, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1979, Wyd. III rozszerzone. ISBN 83-204-0072-4
- [99] Naik M., Thakur D. G., Chandel S.: *An insight into the effect of printing orientation on tensile strength of multi-infill pattern 3D printed specimen: Experimental study*, Materials Today: Proceedings, 2022, 62, s. 7391-7395. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.02.305>
- [100] Nahar C., Gurrula P. K.: *Transient thermal finite-element analysis of fused filament fabrication process*, Rapid Prototyping Journal, 2022, 28 (6), s. 1097-1110. <https://doi.org/10.1108/RPJ-05-2021-0104>
- [101] Niegodziński M., Niegodziński T.: „Wytrzymałość materiałów”, Wydawnictwo naukowe PWN, Warszawa, 2010. ISBN-13 978-83-01-15966-05
- [102] Ochęduszek K.: „Koła zębate. Tom I: Konstrukcja”, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1969, Wyd. V.
- [103] Oleksy M.: „Materiały polimerowe stosowane na elementy maszyn”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 2019.
- [104] Oleksy M., Budzik G., Bolanowski M., Paszkiewicz A.: *Industry 4.0 Part II. Conditions in the area of production technology and architecture of IT system in processing of polymer materials*. Polimery, 2021, 64 (5), s. 348-352. <https://doi.org/10.14314/polimery.2019.5.5>
- [105] Oleksy M., Budzik G., Sanocka-Zajdel A., Paszkiewicz A., Bolanowski M., Oliwa R., Mazur Ł.: *Industry 4.0, processing of polymer materials, integrated information systems*. Polimery, 2021, 63 (7-8), s. 531-535. <https://doi.org/10.14314/polimery.2018.7.7>
- [106] Oleksy M., Oliwa R., Bulanda K., Budzik G., Przeszlowski Ł., Magniszewski M., Paszkiewicz A.: *Torsional strength tests of spline connections made of polymer*



- materials (Rapid communication)*, Polimery, 2021, 66 (1), s. 52-55.  
DOI: [dx.doi.org/10.14314/polimery.2021.1.7](https://doi.org/10.14314/polimery.2021.1.7)
- [107] Otani T., Mineshita H., Miyazawa K., Nakazawa Y., Kasuga H., Kawai R., Takanishi A.: *Energy Efficiency Improvement of a Robotic Finger with Ultra High Molecular Weight Polyethylene Gear*, IEEE Access, 2017.  
DOI: 10.1109/ACCESS.2017
- [108] Peng F., Vogt B. D., Cakmak M.: *Complex flow and temperature history during melt extrusion in material extrusion additive manufacturing*, Additive Manufacturing, 2018, 22, s. 197-206. <https://doi.org/10.1016/j.addma.2018.05.015>
- [109] Pernet B., Nagel J. K., Zhang H.: *Compressive Strength Assessment of 3D Printing Infill Patterns*, Procedia CIRP, 2022, 105, s. 682-687.  
<https://doi.org/10.1016/j.procir.2022.02.114>
- [110] Pirjan A., Petroșanu D. M.: *The impact of 3D printing technology on the society and economy*, Journal of Information Systems & Operations Management, 2013, 7 (2), s. 360-370.
- [111] PN-EN ISO 527-1:2020-01: Tworzywa sztuczne - Oznaczanie właściwości mechanicznych przy statycznym rozciąganiu - Część 1: Zasady ogólne
- [112] PN-EN ISO 527-2:2012: Tworzywa sztuczne - Oznaczanie właściwości mechanicznych przy statycznym rozciąganiu - Część 2: Warunki badań tworzyw sztucznych przeznaczonych do różnych technik formowania
- [113] PN-ISO 14:1994: Połączenia wielowypustowe równoległe walcowe osiowane na średnicy wewnętrznej - Wymiary, tolerancje i sprawdzanie
- [114] PN-ISO 7800:1996: Metale - Drut - Próba jednokierunkowego skręcania
- [115] PN-91/M-88506:1991: Reduktory i motoreduktory ogólnego przeznaczenia - Uszkodzenia kół zębatach - Terminologia
- [116] Pogačnik A., Tavčar J.: *An accelerated multilevel test and design procedure for polymer gears*, Materials & Design, 2015, 65, s. 961-973.  
<https://doi.org/10.1016/j.matdes.2014.10.016>
- [117] Radzevich S. P.: „Gear Cutting Tools: Fundamentals of Design and Computation”, CRD Press, Boca Raton, 2010.
- [118] Rajeshkumar S., Manoharan R.: *Design and analysis of composite spur gears using finite element method*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 263. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/263/6/062048>

- [119] Rao V. D. P., Rajiv P., Geethika N.: *Effect of fused deposition modeling (FDM) process parameters on tensile strength of carbon fibre PLA*, Materials Today: Proceedings, 2019, 18. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.06.009>
- [120] Redwood B., Schöffner F., Garret B.: „The 3D Printing Handbook. Technologies, design and applications”, 3D Hubs, Amsterdam, 2018.
- [121] Roda-Casanova V., Sanchez-Marin F.: *A 2D finite element based approach to predict the temperature field in polymer spur gear transmissions*, Mechanism and Machine Theory, 2019, 133, s. 195-210. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.11.019>
- [122] Rutkowski A.: „Części maszyn”, Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne Sp. a., Warszawa, 1986.
- [123] Sarita B., Senthilvelan S.: *Effects of lubricant on the surface durability of an injection molded polyamide 66 spur gear paired with a steel gear*, Tribology International, 2019, 137, s. 193-211. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.050>
- [124] Senthilvelan S., Gnanamoorthy R.: *Damage Mechanisms in Injection Molded Unreinforced, Glass and Carbon Reinforced Nylon 66 Spur Gears*, Applied Composite Materials, 2004, 11, s. 377-397.
- [125] Sierra J. M., Fernandez M. del R., Garcia J. I. R., Cortizo J. L., Villazon M. M.: *Validation of design and materials for additive manufacturing of endocavitary mechanical distractor*, Rapid Prototyping Journal, 2022, 28 (6), s. 1005-1012. DOI: 10.1108/RPJ-06-2021-0143
- [126] Singh P. K., Siddhartha, Singh A. K.: *An investigation on the thermal and wear behaviour of polymer based spur gears*, Tribology International, 2018, 118, s. 264-272. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.10.007>
- [127] Skoć A., Świtoński E.: „Przekładnie zębate: zasady działania, obliczenia geometryczne i wytrzymałościowe”, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 2022. ISBN 978-83-01-18900-6
- [128] Sobczyk M., Oleksy M., Budzik G., Oliwa R., Stącel M., Majcherczyk H.: *Polymers in gearbox production*, Polimery, 2020, 65 (11-12), s. 749-756. DOI: dx.doi.org/10.14314/polimery.2020.11.1
- [129] Sobolak M.: „Analiza i synteza współpracy powierzchni kół zębatych metodami dyskretnymi”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 2006. ISBN 83-7199-405-2

- [130] Sobolak M.: „Modelowanie kół walcowych w środowisku CAD”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów, 2020. ISBN 978-83-7934-407-9
- [131] Sobolewski B.: *Generowanie parametrycznych modeli bryłowych kół zębatach walcowych metodą dopasowanego szyku po ścieżce*, STAL, Metale & Nowe Technologie: Koła zębata: Projektowanie - Wytwarzanie - Pomiary - Eksploatacja, 2018, s. 28-32.
- [132] Sobolewski B.: *Przegląd wybranych metod tworzenia modeli bryłowych kół zębatach w systemie Autodesk Inventor*, Przegląd Mechaniczny, 2017, 10/2017, s. 18-21.
- [133] Sobolewski B., Budzik G., Dziubek T. : *Analiza rozwiązań konstrukcyjnych kół zębatach o zmniejszonej masie*, Autobusy, 2017, 10/2017, s. 37-39.
- [134] Soundmand B. H., Shelesh-Nezhad K.: *Experimental investigation on the durability and failure modes of polybutylene terephthalate/calcium carbonate nanocomposite gears*, Engineering Failure Analysis, 2021, 120. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.105113>
- [135] Surowiak W., Chudzyński S.: „Tworzywa sztuczne w budowie maszyn”, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1970, Wyd. II rozszerzone i unowocześnione.
- [136] Tavčar J., Černe B., Duhovnik J., Zorko D.: *A multicriteria function for polymer gear design optimization*, Journal of Computational Design and Engineering, 2021, 6, s. 581-599. DOI: 10.1093/jcde/qwaa097
- [137] Tekkaya A. E., Khalifa N. B., Grzancic G., Hölker R.: *Forming of Lightweight Metal Components: Need for New Technologies*, Procedia Engineering, 2014, 81, s. 28-37. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.09.125>
- [138] Tran T. Q., Deng X., Canturri C., Tham C. L., Ng F. L.: *Highly-dense acrylonitrile butadiene styrene specimens fabricated by overheat material extrusion 3D printing*, Rapid Prototyping Journal, 2023, 29 (4), s. 687-696. DOI: 10.1108/RPJ-06-2022-0184
- [139] Trobentar B., Hriberšek M., Kulovec S., Glodež S., Belšak A.: *Noise Evaluation of S-Polymer Gears*, Polymers, 2022, 14. <https://doi.org/10.3390/polym14030438>
- [140] Trobentar B., Kulovec S., Hlebanja G., Glodež S.: *Experimental failure analysis of S-polymer gears*, Engineering Failure Analysis, 2020, 111. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104496>

- [141] Tunalioglu M. S., Agca B. V.: *Wear and Service Life of 3-D Printed Polymeric Gears*, Polymers, 2022, 14. <https://doi.org/10.3390/polym14102064>
- [142] Urbas U., Zorko D., Černe B., Tavčar J., Vukašinović N.: *A method for enhanced polymer spur gear inspection based on 3D optical metrology*, Measurement, 2021, 169. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.108584>
- [143] Wang J.: *Numerical and Experimental Analysis of Spur Gears In Mesh*, Curtin University Technology, 2003. <https://doi.org/hdl.handle.net/20.500.11937/879>
- [144] Wang Z. G., Hirasawa K., Yoshikawa Y., Osakada K.: *Forming of light-weight gear wheel by plate forging*, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2016, 65 (1), s. 293-296. <https://dx.doi.org/10.1016/j.cirp.2016.04.134>
- [145] Wood A. K., Williams V., Weidig R.: *The Relative Performance of Spur Gears Manufactured from Steel and PEEK*, Gear Technology, 2012, s. 58-65.
- [146] Xu Z., Yu W., Yimin S.: *A refined analytical model for the mesh stiffness calculation of plastic gears*, Applied Mathematical Modelling, 2021, 98, s. 71-89. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2021.04.032>
- [147] Yan J., Demirci E., Gleadall A.: *Single-filament-wide tensile-testing specimens reveal material-independent fibre-induced anisotropy for fibre-reinforced material extrusion additive manufacturing*, Rapid Prototyping Journal, 2023, 29 (7), s. 1453-1470. DOI: 10.1108/RPJ-09-2022-0301
- [148] Yang J., Zhang Y., Lee Ch.-H.: *Multi-parameter optimization-based design of lightweight vibration-reduction gear bodies*, Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36 (4). DOI: 10.1007/s12206-022-0325-1
- [149] Yao T., Deng Z., Zhang K., Li S.: *A method to predict the ultimate tensile strength of 3D printing polyacticacid (PLA) materials with different printing orientations*, Composites Part B, 2019, 163. <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2019.01.025>
- [150] Yao T., Ye J., Deng Z., Zhang K., Ma Y., Ouyang H.: *Tensile failure strength and separation angle of FDM 3D printing PLA material: Experimental and theoretical analyses*, Composites part B, 2020, 188. <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2020.107894>
- [151] Yao T., Zhang K., Deng Z., Ye J.: *A novel generalized stress invariant-based strength model for inter-layer failure of FFF 3D printing PLA material*, Materials and Design, 2020, 193. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2020.108799>

- [152] Zhang Y., Purssell C., Mao K., Leigh S.: *A physical investigation of wear and thermal characteristic of 3D printed nylon spur gears*, Tribology International, 2020, 14. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.105953>
- [153] Zhao Y., Chen Y., Zhou Y.: *Novel mechanical models of tensile strength and elastic property of FDM AM PLA materials: Experimental and theoretical analyses*, Materials and Design, 2019, 181. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2019.108089>
- [154] Zorko D., Demšar I., Tavčar J.: *An investigation on the potential of bio-based polymers for use in polymer gear transmissions*, Polymer Testing, 2021, 93. <https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2020.106994>
- [155] Zorko D., Kulovec S., Duhovnik J., Tavčar J.: *Durability and design parameters of a Steel/PEEK gear pair*, Mechanism and Machine Theory, 2019, 140, s. 825-846. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.07.001>