

ZESZYTY NAUKOWE
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

SCIENTIFIC LETTERS
OF RZESZOW UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

NR 300

MECHANIKA

Rocznik
tom XXXVII
zeszyt 92/2020



WYDZIAŁ
BUDOWY MASZYN
I LOTNICTWA
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Wydano za zgodą Rektora

Redaktor naczelny
Wydawnictw Politechniki Rzeszowskiej
dr hab. inż. Lesław GNIEWEK, prof. PRZ

Rada Naukowa ZN PRz Mechanika

Sergei ALEXANDROV (Rosja), Helmut BOEM (Austria), Józef GAWLIK (Polska),
Rudolf KAWALLA (Niemcy), Yaroslav KOVAČIK (Słowacja), Krzysztof KUBIAK (Polska),
Volodymyr KUSHCH (Ukraina), Hirpa G. LEMU (Norwegia), Thomas G. MATHIA (Francja),
Tadeusz MARKOWSKI (Polska), Pavlo MARUSCHAK (Ukraina), Paweł PAWLUS (Polska),
Andrea PICCOLROAZ (Włochy), Igor SEVOSTIANOV (USA)
Jarosław SĘP (Polska), László SIKOLYA (Węgry), Emil SPISÁK (Słowacja)
Feliks STACHOWICZ (Polska), Marian SZCZEREK (Polska),
Nicolae UNGUREANU (Rumunia), Elena VILCHEVSKAYA (Rosja)

Komitet Redakcyjny
(afiliacje: Polska)

redaktor naczelny
prof. dr hab. Bartłomiej WIERZBA
redaktorzy tematyczni (naukowi)
dr hab. inż. Andrzej BURGHARDT, prof. PRZ
dr hab. inż. Tomasz ROGALSKI, prof. PRZ
prof. dr hab. inż. Jarosław SĘP
redaktor statystyczny
prof. dr hab. inż. Paweł PAWLUS
sekretarz redakcji
dr hab. inż. Tomasz TRZEPIECIŃSKI, prof. PRZ
członkowie
dr hab. inż. Tadeusz BALAWENDER, prof. PRZ
dr hab. inż. Piotr STRZELCZYK, prof. PRZ

Redakcja językowa
Anna BARAN, Mateusz SZAL

Skład łamanie
Mariusz TENDERA

p-ISSN 0209-2689 e-ISSN 2300-5211

Wersja drukowana Rocznika jest wersją pierwotną.

Redakcja czasopisma: Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów (e-mail: tomtrz@prz.edu.pl)
<http://oficyna.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika>

Wydawca: Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej
al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów (e-mail: oficyna@prz.edu.pl)
<http://oficyna.prz.edu.pl>

Informacje dodatkowe i stopka – str. 95

SPIS TREŚCI

Paweł BAŁON, Andrzej ŚWIĄTONIOWSKI, Edward REJMAN, Bartłomiej KIEŁBASA, Robert SMUSZ, Janusz SZOSTAK, Łukasz KOWALSKI, Natalia BAŁON, Jacek CIEŚLIK: Zastosowanie cienkościennych konstrukcji integralnych w lotnictwie na przykładzie projektu SAT-AM	5
Agnieszka KRAMEK, Justyna GUMIENIAK: Czynniki wpływające na obniżenie hałasu przekładni zębatach	19
Stanisław ANTAS: Układ wylotowy typu kolana sprężarki promieniowej i osiowo-promieniowej	29
Aleksander MAZURKOW, Waldemar WITKOWSKI: Wpływ rodzaju zasilania i klasy oleju na nośność filmu olejowego	45
Robert FULARSKI, Kamil OCHAŁ, Ryszard FILIP: Wpływ przygotowania powierzchni koła zębatego na wartość naprężeń własnych określanych metodą dyfrakcji rentgenowskiej	53
Maria TYCHANICZ-KWIECIEŃ, Marek MARKOWICZ: Projekt i budowa stanowiska do wyznaczania współczynnika przewodzenia ciepła otulin izolacyjnych	65
Katarzyna KACZOROWSKA, Michał JAKUBOWSKI: Wykorzystanie metod przyrostowych w budowie i obróbce elementów kompozytowych o złożonej geometrii	77
Informacje dodatkowe	95

Paweł BAŁON¹
Andrzej ŚWIĄTONIOWSKI²
Edward REJMAN³
Bartłomiej KIEŁBASA⁴
Robert SMUSZ⁵
Janusz SZOSTAK⁶
Łukasz KOWALSKI⁷
Natalia BAŁON⁸
Jacek CIEŚLIK⁹

ZASTOSOWANIE CIENKOŚCIENNYCH KONSTRUKCJI INTEGRALNYCH W LOTNICTWIE NA PRZYKŁADZIE PROJEKTU SAT-AM

Konstrukcje samolotów są poddawane w trakcie lotu działaniu różnych składowych stanu obciążenia. Każde zadanie w czasie lotu składa się z szeregu manewrów, które generują różne obciążenia samolotu, zarówno pod względem wartości, jak i kierunku ich działania. Wysoki poziom trwałości i niezawodności jest podstawowym, ścisłym wymogiem dla współczesnych konstrukcji lotniczych. Oznacza to, że podczas projektowania statku powietrznego należy wziąć pod uwagę wiele nierzadko sprzecznych ze sobą ograniczeń. Najważniejszym z nich jest masa konstrukcji, która ma decydujący wpływ zarówno na właściwości lotne i techniczne, jak i na ekonomikę eksploatacji. To sprawia, że samolot jest jednym z najbardziej złożonych produktów technicznych. Nowoczesne konstrukcje samolotów, a ściślej ich elementy nośne, są prawie wyłącznie wykonane jako cienkościenne, które spełniają postulat zminimalizowania masy kon-

¹ Autor do korespondencji: Paweł Bałon, SZEL-TECH Szeliga Grzegorz, ul. Sołtyka 16, 39-300 Mielec, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30-B2, 30-059 Kraków, e-mail: p.balon@szel-tech.pl, ORCID: 0000-0003-3136-7908.

² Andrzej Świątoniowski, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30-B2, 30-059 Kraków.

³ Edward Rejman, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów.

⁴ Bartłomiej Kielbasa, SZEL-TECH Szeliga Grzegorz, ul. Sołtyka 16, 39-300 Mielec.

⁵ Robert Smusz, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów.

⁶ Janusz Szostak, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30-B2, 30-059 Kraków.

⁷ Łukasz Kowalski, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30-B2, 30-059 Kraków.

⁸ Natalia Bałon, SZEL-TECH Szeliga Grzegorz, ul. Sołtyka 16, 39-300 Mielec.

⁹ Jacek Cieślik, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30-B2, 30-059 Kraków.

strukcji. Szeroko rozpowszechnione są systemy, w których pokrycie jest wzmocnione elementami wzdłużnymi i poprzecznymi, zapewniając wymaganą sztywność i wytrzymałość całości systemu. Podczas gdy miejscowa utrata stateczności pokrycia jest dopuszczalna w warunkach obciążenia roboczego, przekroczenie poziomów obciążenia krytycznego elementów szkieletu konstrukcyjnego (ramy, podłużnice, wręgi) jest praktycznie równoznaczne ze zniszczeniem konstrukcji. Wskazane czynniki wymuszają ciągle doskonalenie zarówno metod projektowania, jak i rozwiązań konstrukcyjnych w lotnictwie. Rozwój inżynierii materiałowej i ciągle doskonalenie procesów technologicznych nie pozostają bez znaczenia dla skuteczności tych pomysłów.

Dyscypliny te pozwalają konstruować geometrycznie złożone integralne struktury, które stwarzają możliwość nie tylko bardziej racjonalnego wykorzystania właściwości materiału, ale także, poprzez ich odpowiednie ukształtowanie, znacznie zwiększają dopuszczalne obciążenia konstrukcji nośnej. Główną zaletą przy projektowaniu części integralnych jest oszczędność ekonomiczna, uzyskana w wyniku wyeliminowania lub ograniczenia operacji montażowych. Gęsto żebrowane elementy pokrycia wykonane w tej technologii należą do elementów konstrukcji nośnej, które zmniejszają masę i podnoszą parametry wytrzymałościowe konstrukcji nośnej. Zmniejszając grubość pokrycia i jednocześnie wprowadzając gęsto usztywniające elementy podłużne, można uzyskać konstrukcję o znacznie wyższych obciążeniach krytycznych, a w konsekwencji bardziej korzystny rozkład gradientów i poziomów naprężeń, co bezpośrednio przyczynia się do zwiększenia trwałości zmęczeniowej. W artykule podjęto próbę oceny wprowadzenia nowych technologii wykonania konstrukcji płatowców dla podniesienia ich walorów wytrzymałościowych, aerodynamicznych oraz masowych.

Słowa kluczowe: konstrukcje cienkościenne, konstrukcje integralne, frezowanie z dużą prędkością skrawania, HSM

1. Wprowadzenie

Konstrukcje lotnicze w trakcie eksploatacji są poddawane szerokiemu spektrum obciążeń. Każde zadanie wykonywane w locie składa się z szeregu manewrów, które generują odmienne rodzaje obciążenia samolotu, zarówno co do wartości, jak i kierunku ich działania. Rygorystycznym wymogiem, stawianym współczesnym konstrukcjom lotniczym jest wysoka trwałość i niezawodność. Wymóg ten sprawia, że w trakcie procesu projektowania samolotu należy uwzględniać wiele nierzadko sprzecznych warunków. Najistotniejszy parametr stanowi tutaj masa konstrukcji, mająca decydujący wpływ zarówno na właściwości lotno-techniczne, jak i ekonomiczność eksploatacji. Sprawia to, iż statki powietrzne są jednymi z najbardziej złożonych systemów współczesnej techniki.

Obecnie konstrukcje lotnicze, a ściślej – ich struktury nośne wykonuje się niemal wyłącznie jako cienkościenne, które w doskonałym stopniu spełniają postulat minimalizowania masy konstrukcji. W lotnictwie szeroko rozpowszechnione są cienkościenne konstrukcje, które są wzmacniane elementami wzdłużnymi oraz poprzecznymi, co zapewnia wymaganą sztywność i wytrzymałość. O ile w warunkach obciążenia eksploatacyjnego dopuszczalna jest lokalna utrata stateczności pokrycia, to przekroczenie krytycznych poziomów obciążenia konstrukcji (wręgi, podłużnice) jest praktycznie równoznaczne ze zniszczeniem konstrukcji.

Wspomniana specyfika wymusza ciągłe ulepszanie zarówno metod projektowania, jak i doskonalenie rozwiązań konstrukcyjnych struktur lotniczych. Nie bez znaczenia dla poprawy skuteczności tych zamysłów jest rozwój nauki o materiałach oraz ciągłe usprawnianie procesów technologicznych. Dyscypliny te pozwalają na konstruowanie złożonych geometrycznie integralnych struktur, które stwarzają możliwości nie tylko bardziej racjonalnego wykorzystania charakterystyk materiałowych, lecz również poprzez ich odpowiednie kształtowanie, zwiększają w sposób znaczący właściwości mechaniczne struktury nośnej. Zaletą o pierwszorzędym znaczeniu, przemawiającą za stosowaniem konstrukcji integralnych, jest oszczędność ekonomiczna, zyskiwana wskutek eliminacji lub ograniczenia operacji montażowych. Do kategorii elementów struktury nośnej, które nie zmniejszając lub wręcz pomniejszając masy, podwyższają parametry wytrzymałościowe konstrukcji nośnej, należą gęsto żebrowane elementy pokrycia. Zmniejszając grubość pokrycia oraz jednocześnie wprowadzając dostatecznie gęsto usztywniające elementy wzdłużne i poprzeczne, można uzyskać strukturę o zdecydowanie wyższych wartościach obciążeń krytycznych, a w konsekwencji korzystniejszy rozkład gradientów i poziomów naprężeń, co w prostej linii przekłada się na wzrost trwałości zmęczeniowej.

2. Sposoby podwyższania wytrzymałości struktur cienkościennych

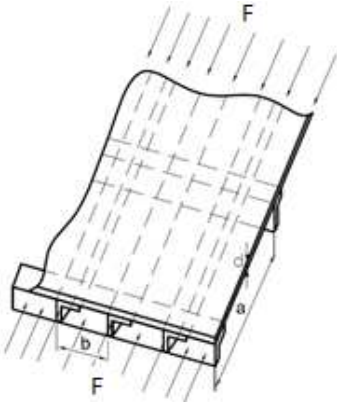
Cienkościenne struktury nośne konstrukcji lotniczych są poddawane złożonym stanom obciążenia. Aby zgodnie ze stosownymi przepisami spełniać wymagania stawiane statkowi powietrznemu, należy zapewnić mu odpowiednią sztywność oraz wytrzymałość. Jedną z możliwych form osiągnięcia celu jest:

- zastosowanie pokrycia o zwiększonej grubości, co prowadzi do wzrostu masy konstrukcji oraz nieefektywnego wykorzystania właściwości materiału,
- zastosowanie struktur kompozytowych (w tym również przekładkowych), co wiąże się z koniecznością zastosowania technologii Automated Tape Laying (ATL) zapewniającej powtarzalność właściwości mechanicznych konstrukcji (preimpregnatów cienkowarstwowych układanych w warstwy bądź zestawy warstw za pomocą innowacyjnej technologii Automatic Tape Laying),
- wzmacnianie pokrycia za pomocą elementów usztywniających. Rozwiązanie takie jest obecnie szeroko stosowane, bowiem pozwala na efektywne wykorzystanie materiału oraz właściwości geometrii struktury.

Wybór wersji jest uzależniony od wielu czynników, spośród których jednym z najistotniejszych jest poziom obciążenia doprowadzający konstrukcję do utraty lokalnej stateczności elementów pokrycia.

Jednym z podstawowych elementów współcześnie projektowanych struktur nośnych płatowca jest pokrycie. W każdej formie konstrukcja składa się z cien-

kościennego pokrycia oraz elementów usztywniających, wzdłużnych i poprzecznych. Jedną z dominujących form obciążenia stanowi ściskanie wywoływane równomiernie rozłożonym obciążeniem ciągłym przykładanym do brzegu płyty, równoległe do osi podłużnic (rys. 1.).



Rys. 1. Schemat ściskanej struktury pokrycia wzmocnianej podłużnicami i wręgami

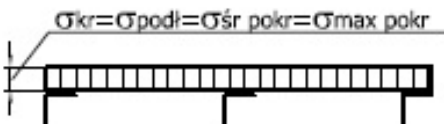
Pokrycie samolotu, wzmocniane elementami wzdłużnymi i poprzecznymi, zostaje dzielone na szereg elementów, z których każdy wyodrębniony fragment można traktować jako płytę podpartą (najczęściej przegubowo) na czterech brzegach. Sukcesywnie zwiększane obciążenie wywołuje stany naprężenia przedstawione na rys. 2-4.

Gdy $F < F_{kr}$, pokrycie nie utraci stateczności i w całym obszarze płyty pojawia się jednorodny stan naprężenia:

$$\sigma_{podt} = \sigma_{śr\ pokr} = \frac{F}{\sum(A_{podt} + A_{pokr})} \quad (1)$$

gdzie: $\sum(A_{podt} + A_{pokr})$ – suma powierzchni podłużnych oraz pokrycia, F – obciążenie.

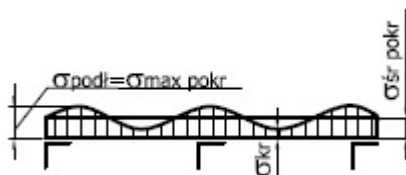
Zwiększanie obciążenia doprowadza do pojawienia się stanu krytycznego. Po jego przekroczeniu konstrukcja zmienia swoją pierwotną formę geometryczną, co powoduje wystąpienie odmiennego stanu naprężeń w stosunku do pierwotnego. Poszczególne fazy zmiany stanu naprężenia przedstawiono na rys. 2-4 [1, 2].



Rys. 2. Stan naprężenia w ściskanej płycie przed utratą stateczności

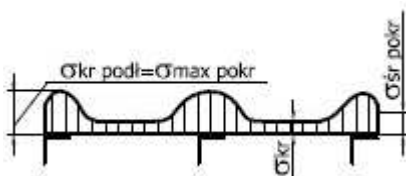
Zwiększanie siły F wywołuje wzrost naprężenia w podłużnicach i elementach pokrycia w tzw. strefie współpracującej w pobliżu podłużnic, które nie utraciły stateczności. W elementach, które utraciły stateczność, naprężenia pozostają na poziomie σ_{KR} .

Rys. 3. Stan naprężenia w przekroju poprzecznym płyty po utracie stateczności



Przy pewnym poziomie siły F i wzroście jej do takiej wartości, że naprężenia w podłużnicach i przyległych do nich obszarach pokrycia staną się równe naprężeniom granicznym, podłużnice również tracą stateczność i płyta ulega zniszczeniu.

Rys. 4. Rozkład naprężeń w przekroju zebrowanej płyty w warunkach nośności granicznej



Przedstawiona jakościowa ocena stanu naprężenia konstrukcji pokrycia wskazuje, jak istotne znaczenie w zwiększeniu obciążalności konstrukcji odgrywają elementy wzmacniające typu podłużnice. We współczesnych konstrukcjach lotniczych najczęściej są one wykonywane jako elementy integralne z pokryciem, tworzone na drodze obróbki ubytkowej. Odpowiedni dobór technologii ich wykonania, zapewnienie dokładności wymiarowo-kształtowej, jak również wysokiej wydajności procesu obróbkowego stanowi jeden z podstawowych problemów, jakie należy rozwiązać we współczesnej technologii wytwarzania. Zagadnieniom tym została poświęcona dalsza część opracowania [3-5].

3. Technologiczne metody zwiększenia obciążalności konstrukcji lotniczych i zmniejszenia ich masy – badania własne

Zastosowanie konstrukcji integralnych pozwala na zmniejszenie masy konstrukcji i pracochłonności ich wykonania ze względu na uniknięcie stosowania elementów łączących oraz przewymiarowania lokalnego konstrukcji. Pociąga to jednak za sobą wprowadzanie technologii umożliwiających kształtowanie cienkościennych elementów nośnych. We współczesnym lotnictwie integralne części samolotów ze stopów aluminium i tytanu są wykonywane najczęściej metodą obróbki wiórowej z półfabrykatów takich jak płyty walcowane na zimno lub na gorąco.

Jednak ciągle dążenie do obniżenia kosztów produkcji w przemyśle lotniczym wymusiło stworzenie nowych metod i strategii obróbki elementów konstrukcyjnych samolotów i śmigłowców poprzez wprowadzenie elementów integralnych.

Konstrukcje blaszane i nitowane były szeroko stosowane w XX w. Ostatnia dekada XX i początek XXI w. to dynamiczny rozwój integralnych, jak i kompozytowych części. Zespoły montażowe zawierały dużą liczbę części, co zwiększało pracochłonność ich wykonania oraz ciężar konstrukcji. Sytuację tą zmienia m.in. zastosowanie metody obróbki High Speed Machining, która to technologia umożliwia wykonanie integralnych cienkościennych konstrukcji z pełnych półfabrykatów. W celu wdrożenia tego procesu w warunkach produkcyjnych przeprowadzono badania własne nad technologią HSM w warunkach przemysłowych zarówno na próbkach, jak również konkretnych wyrobach. Obiektem badań była belka samolotu, która w klasycznym wykonaniu składa się z ok. 30 części (rys. 5.). Wykorzystanie obróbki HSM umożliwiło wykonanie takich elementów, jak i podobnych, np. wręga samolotu, jako jednej integralnej części.



Rys. 5. Belka samolotu wykonana w technologii gięcia i nitowania struktur blaszanych

Obróbka HSM umożliwia wykonywanie integralnych elementów, zachowując jednocześnie tak ważne cechy konstrukcji lotniczych, jakimi są niski ciężar oraz cienkie ścianki zapewniające odpowiednią wytrzymałość i wysoką sztywność. Ważnym zagadnieniem przy stosowaniu obróbki HSM, szczególnie w obróbce zgrubnej cienkich ścianek i żeber, jest właściwy rozkład nadładku obróbkowego, tak aby zapewnić im odpowiednią sztywność giętną, co wpływa na dokładność obróbki i chropowatość powierzchni.

W celu uzyskania dużej wydajności obróbki, jak również chropowatości powierzchni i dokładności wymiarowej wytwarzanych elementów zachodzi konieczność prowadzenia obróbki z dużymi prędkościami skrawania i wysokimi prędkościami obrotowymi wrzeciona. We własnych badaniach realizowano to z prędkością skrawania v_c ok. 850 m/min oraz prędkością obrotową narzędzia $n = 48\ 000$ obr./min. Powodowało to wystąpienie małych sił skrawania oraz małych odkształceń, umożliwiając uzyskanie wymaganej dokładności wymiarowej i kształtowej przedmiotu obrabianego.

W prowadzonych badaniach stwierdzono, że przy obróbce wykończeniowej ścianek o grubości poniżej 1,5 mm dla uzyskania odpowiedniej dokładności istotnym czynnikiem jest szerokość warstwy skrawanej a_p mierzona wzdłuż osi frezu, która nie powinna przekroczyć wartości 6 mm dla ścianek o wysokości do 75 mm.

Podczas obróbki wykończeniowej naroży, w przypadku gdy stosunek wysokości ścianki do promienia naroża jest duży, należy:

- zastosować narzędzie o możliwie dużej średnicy (mniejszy stosunek L/D),
- wykorzystać narzędzie o mniejszej średnicy do obróbki ostatecznej.

Podczas wykonywania części o grubości ścianki ok. 0,6 mm, zalecane jest wykorzystanie narzędzi diamentowych, ze względu na możliwość uzyskania powierzchni obrabianej o chropowatości Ra ok. $0,2 \mu\text{m}$ oraz redukcję drgań pogarszających falistość powierzchni i mogących uszkodzić narzędzie. Diamentowe narzędzia charakteryzują się małym zużyciem, posiadają dużą trwałość i zapewniają odpowiednią jakość powierzchni. Kluczowym wskaźnikiem doboru parametrów skrawania, oprócz zapewnienia wymaganej chropowatości powierzchni i dokładności wymiarowo-kształtowej, jest uzyskanie odpowiedniej wydajności obróbki. Miarą tego jest wskaźnik wydajności obróbki MMR (Material Removal Rate), który będzie decydował o celowości zastosowania metody obróbki HSM dla danej części.

W celu ukazania możliwości zastosowania technologii HSM w konstrukcjach lotniczych wykonano tą metodą belkę samolotu. Na rysunku 5. pokazano belkę wykonaną w technologii klasycznej, zaś na rys. 6. oraz 7. zaprezentowano belkę wykonaną w technologii HSM. Podzespół ten został zamontowany zamiennie w kadłubie samolotu, spełniając wszystkie wymagania konstrukcyjne i montażowe.



Rys. 6. Belka samolotu (struktura cienkościenna) wykonana w technologii frezowania HSM



Rys. 7. Obróbka belki wzdłużnej metodą HSM

Frezowanie z dużą prędkością skrawania HSM (High Speed Machining) jest stosowane w przemyśle lotniczym, szczególnie do obróbki stopów aluminium [6, 7]. Czynnikiem odróżniającym HSM od innych technik frezowania jest taki dobór parametrów skrawania – szerokości frezowania, głębokości skrawania, posuwu oraz prędkości skrawania – aby zapewnić dobrą jakość powierzchni oraz dokładność wymiarów i kształtów przedmiotu obrabianego, a równocześnie uzyskać wysoką wydajność obróbki, skracając w ten sposób czas wytwarzania elementów integralnych [8]. Opisuje to wzór (2), gdzie: a_e – szerokość warstwy skrawanej, a_p – głębokości skrawania, v_f – prędkość posuwu [9]:

$$Q = \frac{a_e \cdot a_p \cdot v_f}{1000} \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right] \quad (2)$$

Wprowadzenie metody HSM umożliwia wykonywanie z pełnego materiału bardzo skomplikowanych integralnych części lotniczych o cienkich ściankach [10, 11]. Obecnie w projektowaniu struktury samolotów dąży się do tego, aby składał się on głównie z elementów integralnych, które we wcześniej stosowanych technologiach były wytwarzane poprzez łączenie części składowych za pomocą spawania, zgrzewania lub nitowania. Można do tej grupy zaliczyć żebra, podłużnice, dźwigary i wręgi, a także pokrycia kadłuba i skrzydła. Po frezowaniu części te są montowane w większe zespoły lub kompletne wyroby. Głównym celem stosowania opisanej technologii w konstrukcjach lotniczych jest, oprócz zapewnienia spełnienia kryterium funkcjonalności, uzyskanie jak najlepszego współczynnika stosunku wytrzymałości do ciężaru konstrukcji.

Stosowanie dużych prędkości obróbki skrawaniem umożliwia ekonomiczne wytwarzanie elementów integralnych, poprzez skracanie czasu wykonania tych części, ale również poprawia jakość powierzchni obrabianej w stosunku do klasycznych sposobów obróbki [9, 12].

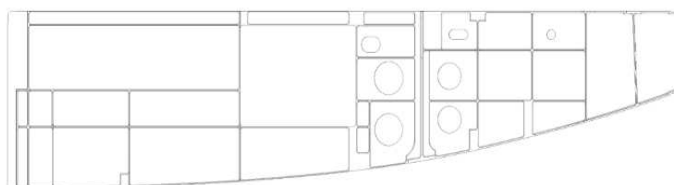
Jak wspomniano wcześniej, jednym z podstawowych czynników decydujących o wprowadzeniu metody HSM w przemyśle lotniczym jest wydajność procesu skrawania Q [mm^3/min], zależna od głębokości skrawania a_p , szerokości warstwy skrawanej a_e , posuwu na ostrze f_z , liczby ostrzy narzędzia z_n oraz prędkości obrotowej narzędzia n . W dążeniu do maksymalnej wydajności procesu skrawania należy wziąć pod uwagę inne niekorzystne zjawiska pojawiające się w procesie obróbkowym. Stosowanie nadmiernych parametrów skrawania, zwłaszcza posuwu i głębokości skrawania, powoduje wystąpienie niekorzystnego zjawiska, jakim są drgania samowzbudne (chatter).

Zakresy dopuszczalnej, stabilnej pracy obrabiarki są prezentowane za pomocą tzw. krzywej workowej przedstawiającej zależność głębokości skrawania od prędkości obrotowej narzędzia dla ustalonych pozostałych parametrów procesu.

Prowadzone badania własne potwierdziły niebezpieczeństwo wystąpienia drgań samowzbudnych przy nieodpowiednim doborze parametrów skrawania

względnie błędnej strategii obróbki, szczególnie ze względu na dobór ścieżki obróbkowej narzędzia. Najczęściej w takich przypadkach technolodzy próbują zredukować obroty wrzeciona. Według naszej oceny lepsze efekty można uzyskać, odpowiednio definiując postać półfabrykatu tak, aby jego kształt i wymiary były możliwie jak najbardziej zbliżone do wymiarów gotowej części. Ścieżka przebiegu narzędzia podczas obróbki wykończeniowej, szczególnie przy obróbce dużych powierzchni płaskich powinna być tak ukształtowana, aby nadatek na obróbkę był usuwany w pierwszej kolejności w pobliżu punktu centralnego płyty, zaś na końcu – przy jej obrzeżach.

Właściwy dobór parametrów skrawania zapewnia falistość powierzchni obrabianej dopuszczalną dla tej klasy wyrobów. Stosowanie frezowania szybkiego zarówno przy obróbce zgrubnej, jak i wykończeniowej znacząco skraca czasy maszynowe obróbki, co jest istotnym aspektem ekonomicznym [9, 13].



Rys. 8. Geometria belki samolotu z usztywnieniami poprzecznymi i podłużnymi

Dla porównania wyników prowadzonych badań własnych, na rys. 8. pokazano belkę samolotu wykonaną w technologii klasycznej oraz technologii frezowania HSM.

4. Zalecenia technologiczne dla stosowania technologii HSM w kształtowaniu konstrukcji lotniczych

Frezowanie z dużymi prędkościami skrawania zapewnia wykonanie z pełnego materiału skomplikowanych części cienkościennych zgodnie z wysokimi wymaganiami dotyczącymi jakości wyrobów, jak również pozwala na skrócenie czasu wykonania wyrobu i uniknięcie kosztownego oprzyrządowania stosowanego w innych technologiach. Obecnie przy projektowaniu statków powietrznych dąży się do tego, aby zawierały one dużą liczbę elementów integralnych. Metoda frezowania z dużymi prędkościami skrawania umożliwia wykonanie części, które we wcześniej stosowanych technologiach musiały być łączone poprzez nitowanie, spawanie czy zgrzewanie [14]. Do tej grupy należy zaliczyć takie elementy jak: wręgi, żebra, podłużnice oraz pokrycia kadłuba i skrzydła. Zastosowanie techniki frezowania HSM ułatwia wykonanie cienkich ścianek, gdyż skraca ona czas kontaktu narzędzia z przedmiotem obrabianym i w konsekwencji zmniejsza się wpływ oddziaływania czynników siłowych i cieplnych wywołujących ugięcia sprężyste i plastyczne.

W przemyśle lotniczym i kosmicznym części z metali lekkich są wykonywane poprzez usunięcie za pomocą frezowania nawet 98% materiału przygotówki. Frezowanie szybko przenika do innych dziedzin, coraz częściej jest stosowane w przemyśle motoryzacyjnym do wytwarzania części ze stopów aluminium lub magnezu. Obróbka z dużymi prędkościami została zapoczątkowana we frezowaniu, ale zaadaptowana również w toczeniu, rozwiercaniu i wierceniu. Współczesne centra obróbcze są wielozadaniowe, w efekcie w jednej operacji realizuje się kilka złożonych zabiegów.

Doświadczenia własne uzyskane w wyniku badań nad zastosowaniem technologii HSM w wykonaniu struktur cienkościennych pozwalają na sformułowanie pewnych wskazań prowadzących do minimalizacji błędów kształtu oraz poprawy jakości powierzchni obrabianych części:

- należy stosować prędkość skrawania min. 850 m/min: dla ścianek o grubościach 0,6-1 mm celowe jest skrawanie prędkościami ok. 1000 m/min i głębokością skrawania ok. 0,2 mm,
- należy przeprowadzić optymalizację parametrów skrawania ze względu na składową siłę skrawania prostopadłą do frezowanej ścianki,
- podstawowym warunkiem poprawnej obróbki struktur cienkościennych, gwarantującym dobrą jakość powierzchni i zachowanie tolerancji kształtu, jest prawidłowy dobór odpowiedniego stosunku wysokości do grubości, mianowicie:
 - dla ścianek bardzo cienkich stosunek wysokości do grubości powinien spełniać warunek $< 15:1$ (rys. 9.)
 - dla ścianek o umiarkowanej grubości stosunek wysokości do grubości $< 30:1$
 - dla ścianek grubych stosunek wysokości do grubości może być większy od 30:1.
- struktura konstrukcji winna być taka, aby wystąpiły usztywnienia zarówno poprzeczne, jak i wzdłużne, przy czym ich grubości mogą być różne (rys. 8.).



Rys. 9. Gotowa belka wzdłużna wykonana metodą HSM dla współczynnika wysokości ścianek do grubości $< 15:1$

Liczba przejść we wszystkich przypadkach będzie uwarunkowana wymiarami ścianki i osiową głębokością skrawania. W celu zmniejszenia ugięcia ścianki podczas obróbki należało skrócić czas styku narzędzia z materiałem obrabianym, poprzez zastosowanie wysokiej prędkości obrotowej. Istotną rolę odgrywa stabilność narzędzia i obrabianej ścianki. W przypadku mało sztywnego podparcia frezowanego fragmentu przedmiotu cienkościennego należy zastosować frezowanie przeciwbieżne. Efekty frezowania można poprawić również poprzez frezowanie przeciwnych ścianek zębca z zachowaniem różnicy poziomów frezowania, co gwarantuje lepsze podparcie ścianki w punktach zmiany głębokości frezowania. Zaleca się, aby naddatek na obróbkę wykończeniową wynosił 0,2-0,5 mm.

W przypadku ścianek o małych grubościach (0,4-0,6 mm) i dużych wymaganiach jakości powierzchni, konieczne jest zastosowanie wysokoobrotowych elektrowrzecion mocowanych dodatkowo na obrabiarkach i stosowanie małej głębokości skrawania. Szczegółowy opis strategii frezowania w technologii HSM zawarto w pracach [8, 14, 15].

Obecnie zakres zastosowania technologii HSM znacznie rozszerza się poza przemysł lotniczy i technologia ta znajduje zastosowanie w innych dziedzinach przemysłu, co pokazano w tab. 1.

Tabela 1. Zakres zastosowania technologii HSM we współczesnym przemyśle

Korzyści technologiczne	Zakres zastosowań	Przykłady zastosowań w przemyśle
Duża objętościowa wydajność obróbki	Stopy metali lekkich, stale i żeliwa	Produkcja w przemyśle lotniczym i kosmicznym, wytwarzanie narzędzi i form odlewniczych
Wysoka jakość powierzchni	Obróbka precyzyjna, elementy specjalne	Przemysł optyczny, precyzyjne części mechaniczne, łopatki spiralne do sprężarek
Małe siły skrawania	Obróbka elementów z cienkimi ściankami	Przemysł lotniczy i kosmiczny, przemysł motoryzacyjny, przemysł AGD
Transport ciepła skrawania przez wiór	Obróbka materiałów ze ograniczeniem wpływu ciepła	Mechanika precyzyjna, stopy magnezu

5. Wnioski

Zastosowanie technologii High Speed Machining (HSM) do obróbki cienkościennych struktur samolotów jest możliwe dzięki precyzji stosowanych obrabiarek oraz dobrych właściwości obróbkowych stopów aluminium typu 7075. Odpowiedni dobór parametrów obróbki zapewnia niską chropowatość i małą falistość powierzchni. W przypadku obróbki ścianek o stosunku wysokości do grubości mniejszym niż 15, wpływ odkształcenia konstrukcji na dokładność wymiarową przedmiotu nie jest ważny i mieści się w zakresie tolerancji obrabiarki. W przypadku smukłych, wyższych ścianek wpływ ten zaczyna być widoczny i należy go zminimalizować poprzez wybór parametrów obróbki (posuw, głębokość skrawania). Zapewnienie dokładności kształtu wymaga odpowiedniego wyboru baz technologicznych i sposobu montażu przedmiotu obrabianego.

W złożonych strukturach przestrzennych należy wprowadzić dodatkowe bazy zapewniające sztywność mocowania, a następnie usunąć je podczas operacji końcowych.

Ostateczne zastosowanie technologii HSM pozwala producentowi skrócić czas obróbki detalu. Przykładowo czas produkcji pokazanej belki (łącznie z przygotowaniem oprogramowania) wynosi 320 godzin. Można go skrócić do 15 godzin w produkcji seryjnej, stosując sprawdzony program kontroli i doświadczenie zdobyte podczas produkcji prototypu. Przy wykonawstwie prototypu czas obróbki zgrubnej belki wyniósł ok. 18 godzin, a wykończeniowej ok. 5 godzin, co w sumie zajęło ok. 23 godziny na wyprodukowanie belki przy zastosowaniu technologii HSM. W przypadku zastosowania technologii klasycznej, czas wykonania belki jest kalkulowany na 141 godzin.

Wykonana część jest integralną konstrukcją zastępującą obecne metody wytwarzania tego samego elementu poprzez obróbkę plastyczną poszczególnych części (30 lub więcej części), a następnie łączenie ich za pomocą elementów złącznych. Całkowity czas produkcji poszczególnych elementów belki był ponad 6 razy dłuższy niż czas produkcji z wykorzystaniem metody HSM. Jednocześnie z korzyściami wynikającymi ze skrócenia czasu produkcji ramy, zaletą proponowanej technologii jest również jakość i dokładność wykonania, a także chropowatość uzyskanych powierzchni.

Podziękowanie

The works were carried out within the project “699757/SAT-AM” – Work programme topic: JTI-CS2-2015-CPW02-AIR-02-07. More Affordable Small Aircraft Manufacturing; Airframe itd. Grant Agreement No: CS2-AIR-GAM-2014-2015-01 (annex III) co-financed by Horizon 2020 Clean Sky 2. Special thanks go to the teams from: Instytut Lotnictwa, SZEL-TECH Szeliga Grzegorz, Zakłady Lotnicze Margański&Mysłowski, PZL Mielec, CIRA, Eurotech, Metrol and Ultratech.

Literatura

1. Brzoska Z., Statyka i stateczność konstrukcji prętowych i cienkościennych, PWN, Warszawa 1965.
2. Fellipa C.A., Introduction to finite element methods, Dep. of Aerospace Eng. Sci. Boulder, Colorado 2006.
3. Fellipa C.A., Nonlinear finite element methods, Dep. of Aerospace Eng. Sci. Boulder, Colorado 2001.
4. Kopecki T., Stany zaawansowanych deformacji w projektowaniu cienkościennych ustrojów nośnych, Oficyna Wydawnicza PRz, Rzeszów 2010.
5. Kopkowicz M., Wytrzymałość materiałów. Laboratorium, Oficyna Wydawnicza PRz, Rzeszów 2006.
6. Lundblad M., Influence of Cutting Tool Geometry on Residual Stress in the Work-piece, Proc. Third Wave Advant Edge User's Conferece, Atlanta, GA, Paper 7(2002).

7. Shet C., Deng X., Residual Stresses and Strains in Orthogonal Metal Cutting, *Int. J. Machine Tools Manuf.*, 43/6(2003), 573-587.
8. Kuczmaszewski J., Pieśko P., Zawada-Michałowska M., Influence of Milling Strategies of Thin-walled Elements on Effectiveness of their Manufacturing, *Procedia Engineering* (2017), 182:381-186.
9. Adamski W., Manufacturing development strategies in aviation industry, *Advances in Manufacturing Science and Technology*, Vol. 34, nr 3(2010), 73-84.
10. Bałon P., Szostak J., Kiełbasa B., Rejman E., Smusz R., „Application of High Speed Machining Technology in Aviation”, 21st International ESAFORM Conference on Material Forming (2018).
11. Bałon P., Rejman E., Smusz R., Szostak J., Kiełbasa B., „High Speed Milling in thin-walled aircraft structures”, *Applied Computer Science*, Vol. 14, nr 2(2018), pp. 82-95.
12. Shih A.J., Yang H.T.Y., Experimental and Finite Element Predictions of Residual Stresses Due to Orthogonal Metal Cutting, *Int. J. Num. Meth. Eng.*, 36(1993), 1487-1507.
13. Mativenga P.T., Hon K.K.B., An experimental study of cutting force in high speed end milling and implications for dynamic force modelling, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 127, 2(2005), 251-261.
14. Adamski W., Wpływ nowych technik wytwarzania na konstrukcję samolotu, *Mechanika*, nr 12(2015).
15. Włodarczyk M., Analiza wpływu sił skrawania oraz zamocowania na poziom naprężeń w aspekcie grubości ścianek wybranej konstrukcji kieszeniowej, *Postępy Nauki i Techniki*, nr 8(2011) Politechnika Lubelska.

Agnieszka KRAMEK¹
Justyna GUMIENIAK²

CZYNNIKI WPLYWAJĄCE NA OBNIŻENIE HAŁASU PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Wibroaktywność pojawiająca się w trakcie pracy przekładni zębatych ma wiele źródeł pochodzenia. Kształtowanie warunków akustycznych jest możliwe jeszcze na etapie projektowania i konstruowania. Dodatkowo wysokie wymagania ekonomiczne i eksploatacyjne zmuszają do poszukiwania innowacyjnych metod badawczych w zakresie technik symulacyjnych. Przyczyny parametrycznych drgań przekładni zębatych mają podłoże wewnętrzne i zewnętrzne, które są najczęściej wymuszane przez oddziaływania innych zespołów roboczych maszyn i trudne do wyeliminowania. Najważniejszymi czynnikami wpływającymi na poziom hałasu podczas pracy kół zębatych są: rodzaj przekładni, profil zęba, podziałka – moduł, kąt przyłożenia, faza wżębiania i wyżębiania wynikająca z położenia średnic tocznych na odcinku czynnym przyporu, zmiany profilu zęba, stopień pokrycia kół zębatych, luz międzyzębowy, obciążenie zęba, poziom jakości, wykończenie powierzchni (chropowatość), bicie i niewyważenie, przełożenie, rezonans, lepkość smaru oraz korpus przekładni.

Słowa kluczowe: wibroaktywność, przekładnie zębate

1. Wprowadzenie

Przekładnie zębate są powszechnie stosowane w układach napędowych maszyn, dlatego odgrywają ogromną rolę w kształtowaniu warunków akustycznych w miejscach pracy. Hałas powstający podczas eksploatacji różnych urządzeń mechanicznych generują w dużej mierze drgania parametryczne kół zębatych zależne od masy, sztywności i współczynnika tłumienia [1]. Na cichą pracę przekładni zębatych ma wpływ wiele czynników pojawiających się na różnych etapach projektowania i konstruowania, zanim powstaną koła zębate. Dopasowanie jednego lub więcej z nich, zanim przekładnia zostanie wykonana, często podnosi koszty, ale może spowodować znaczne obniżenie poziomu hałasu i wydłużenia czasu poprawnej pracy urządzenia [2]. Najlepszym momentem na rozwiązywanie problemów hałasu przekładni zębatych jest etap projektowania. Późniejsze

¹ Autor do korespondencji: Agnieszka Kramek, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Wydział Mechaniczno-Technologiczny w Stalowej Woli, ul. Kwiatkowskiego 4, 37-450 Stalowa Wola, e-mail: a.kramek@prz.edu.pl, ORCID: 0000-0002-5463-6771.

² Justyna Gumieniak, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, Wydział Mechaniczno-Technologiczny w Stalowej Woli, ul. Kwiatkowskiego 4, 37-450 Stalowa Wola.

poprawki są zwykle bardzo kosztowne i niesatysfakcjonujące. Należy jednak zawsze zachować równowagę pomiędzy potrzebą obniżenia hałasu a zadowalającą konstrukcją [3]. Coraz wyższe wymagania ekonomiczne, konstrukcyjne i eksploatacyjne stawiane projektantom powodują, że w rezultacie mają oni do rozwiązania skomplikowane zadania. Niezastąpionym narzędziem umożliwiającym uzyskanie postawionych założeń są techniki symulacyjne. Pozwalają one na wykorzystanie modeli przekładni zębatych znanych z literatury [2, 4].

Przyczyny parametrycznych drgań przekładni zębatych mają podłoże wewnętrzne i zewnętrzne, które są najczęściej wymuszane przez oddziaływania innych zespołów roboczych maszyn i trudne do wyeliminowania.

Tabela 1. Przyczyny drgań przekładni zębatych [1]

Mechanizm wymuszeń dynamicznych	
Wymuszenia zewnętrzne	Wymuszenia wewnętrzne
<ul style="list-style-type: none"> • Zmiany obciążeń eksploatacyjnych 	<ul style="list-style-type: none"> • Wahania sztywności zębów
<ul style="list-style-type: none"> • Błędy montażowe systemu 	<ul style="list-style-type: none"> • Zmiany kierunku siły tarcia w punkcie tocznym przyporu
<ul style="list-style-type: none"> • Niewyrównoważenie układu 	<ul style="list-style-type: none"> • Błędy wykonawcze
<ul style="list-style-type: none"> • Inne zewnętrzne wymuszenia dynamiczne 	<ul style="list-style-type: none"> • Błędy przy zazębieniu i wyzębieniu par zębów • Zmiany sztywności łożyskowania

Najważniejszymi czynnikami wpływającymi na poziom hałasu podczas pracy kół zębatych są: rodzaj przekładni, profil zęba, podziałka – moduł, kąt przyłożenia, faza wżębienia i wyzębienia wynikająca z położenia średnic tocznych na odcinku czynnym przyporu, zmiany profilu zęba, stopień pokrycia kół zębatych, luz międzyzębowy, obciążenie zęba, poziom jakości, wykończenie powierzchni, bicie i niewyważenie, przełożenie, rezonans, lepkość smaru oraz korpus przekładni. Do oceny stanu technicznego kół zębatych stosuje się diagnostykę wibroakustyczną, polegającą zazwyczaj na pomiarze amplitudy drgań korpusu i analizie częstotliwościowej sygnału drganiowego [5]. Badania prowadzone w różnych ośrodkach skupiają się na redukcji drgań u źródła, tj. w zazębieniu kół zębatych i łożyskach, a także na zmniejszeniu wibroaktywności obudów, np. poprzez zastosowanie dodatkowego wzmocnienia korpusu.

2. Analiza czynników hałasotwórczych w pracy przekładni zębatych

Rodzaj przekładni

Wśród wielu typów przekładni najbardziej cichobieżne są przekładnie walcowe (o zębach prostych, śrubowych i podwójnie śrubowych) o osiach równoległych. Przekładnie kątowe stożkowe o zębach prostych lub kołowo-lukowych są zazwyczaj znacznie głośniejsze – wynika to głównie z technologii ich wykonania

i montażu. Przekładnie walcowe umożliwiają utrzymanie ścisłych tolerancji wykonania i zapewniają pracę przy minimalnym tarciu powierzchni współpracujących zębów, co sprawia, że pracują ciszej [6]. Przekładnia śrubowa ma dodatkową zaletę utrzymywania więcej niż jednego zęba w kontakcie podczas pracy (spiralny stopień pokrycia). Z tego powodu jest możliwa redukcja hałasu w porównaniu z kołami zębatymi walcowymi o zębach prostych [7]. W przekładniach o zębach podwójnie śrubowych (tzw. strzałkowych) główny problem polega na zapewnieniu położenia punktu przecięcia obu spirali śrubowych w jednej płaszczyźnie dla obu współpracujących kół. Wszelkie niewielkie odchylenia wykonawcze, w połączeniu z bezwładnością osiową tych kół zębatych znacznie utrudnią równy podział obciążeń i płynne działanie, są przyczyną wibracji i hałasu. Optymalnym rodzajem przekładni we wszystkich zakresach prędkości jest przekładnia śrubowa o pojedynczej linii śrubowej (lewej i prawej).

Profil zęba

Wiele lat temu opracowano inne profile zębowe niż ewolwentowe. Żaden z nich nie został szeroko zastosowany, głównie z powodu braku wystarczających zalet i tradycji produkcji uzasadniających ewentualne odstępstwo od zastosowania form ewolwentowych [6]. Przekładnie z zębami o profilu łukowym zatrzymują więcej smaru pomiędzy ząbami, w rezultacie powoduje to redukcję hałasu i zużycia. Niemniej jednak są one wciąż w dużej mierze traktowane jako eksperymentalne i nie okazały się bardziej ciche niż typ ewolwentowy. Ponadto producenci posiadają zazwyczaj technologię do wytwarzania zarysów ewolwentowych, co jest jednym z głównych powodów, dla których nie rozpowszechniły się inne typy zarysów. Inne formy zarysów zębów są projektowane konkretnie do przenoszenia znacznie większych obciążeń niż równoważne zęby ewolwentowe i są przeważnie znacznie głośniejsze. Bogate doświadczenie z tradycyjnymi przekładniami ewolwentowymi doprowadziło do modyfikacji powierzchni zęba w celu cichszej pracy, czego nie udało się wypracować dla niestandardowych rozwiązań [8].

Podziałka (moduł, m)

Dla cichej i płynnej pracy należy wybrać możliwie najmniejszą podziałkę ($t = \pi \cdot m$), dla danych warunków obciążenia. Im mniejsza jest podziałka, tym większa liczba zębów współpracuje jednocześnie – jest większy stopień pokrycia. Zapewnia to płynniejsze przenoszenie obciążenia, zmniejszając amplitudę drgań w strefie wżębiania i wyżębiania – spowoduje to cichszą pracę przekładni.

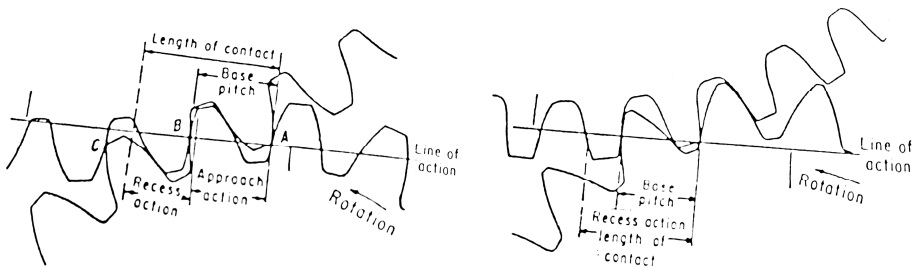
Im mniejsza będzie podziałka, tym mniejszy ząb i niższy wskaźnik wytrzymałości pracujących kół zębatych. Aby to zrekompensować, istnieje kilka możliwości: zwiększyć średnice podziałowe koła zębatego, szerokość wieńca lub użyć materiału o wyższej wytrzymałości. Takie koła zębate wymagają precyzyjnego szlifowania. W rezultacie potrzeba więcej czasu na wykonanie zębów, co zwiększa koszt przekładni [9].

Kąt przyłożenia (przyporu)

Tam, gdzie niski poziom hałasu jest kluczowym wymogiem, należy wybrać możliwie najmniejszy kąt przyłożenia. W związku ze stale rosnącym zapotrzebowaniem na przekładnie o większym obciążeniu, wielu projektantów skłaniało się ku kątowi przyłożenia 25° . Koła zębate o kącie przyłożenia 25° rzeczywiście zapewniają większą wytrzymałość, ale są głośniejsze, ponieważ zmniejsza się znacznie stopień pokrycia. Kąt przyłożenia 20° wydaje się być najlepszym kompromisem pomiędzy siłą a głośnością. Inne kąty przyporu można zastosować tam, gdzie jeden z tych czynników jest kluczowy – kąt $14\frac{1}{4}^\circ$ zapewnia mniejszy hałas, a kąt 25° daje większą wytrzymałość. Reasumując, kąt przyłożenia 20° jest dobrym kompromisem pomiędzy cichym działaniem i wysokim obciążeniem [6].

Faza wżębiania

Przy współpracy (podczas obrotu) dwóch kół zębatych, gdzie jedno z nich jest kołem napędzającym, a drugie napędzanym, punkty styku zarysów obu zębów wyznaczają na linii przyporu odcinek zwany czynnym odcinkiem przyporu (*length of contact LC*). Linia przyporu przecina oś łączącą środki obu kół w punkcie zwanym punktem tocznym. Punkt ten jest punktem czynnego odcinka przyporu i dzieli go na dwie części: część formowaną w fazie wżębiania (*approach action*) i część tworzoną w fazie wyżębiania (*recess action*). Współpraca zarysów dwóch zębów jest kombinacją poślizgu i toczenia. Poślizg pojawia się na początku wżębiania, a jego wartość maleje do zera w punkcie tocznym. Przy wejściu w strefę wyżębiania pojawia się poślizg o przeciwnym kierunku, a jego wartość zwiększa się aż do chwili całkowitego wyżębiania. W momencie przechodzenia przez punkt toczny występuje zerwanie filmu olejowego, powodując zwiększone tarcie. Badania wykazały, że zjawiska zachodzące w strefie wżębiania są bardziej niebezpieczne niż w strefie wyżębiania i powodują zatarcia i większy hałas. Stąd sugestia – aby zmniejszyć hałas, należałoby zwiększyć strefę wyżębiania. Możliwe są różne kombinacje, włącznie z wersją, że czynny odcinek przyporu jest strefą wyżębiania. Należy jednak pamiętać, że w takim przypadku pracującą częścią zęba jednego koła jest tylko głowa (powyżej średnicy tocznej), a drugiego koła stopa (poniżej średnicy tocznej). Wielkości poślizgu mogą więc być tak duże, że spowodują znaczne zacieranie i niszczenie zębów jednego z kół (rys. 1.) [8].

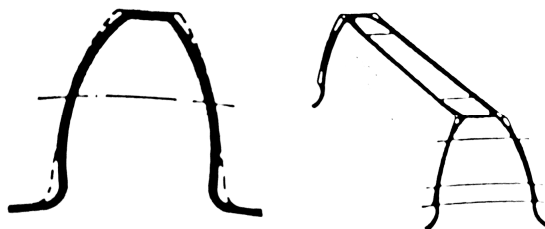


Rys. 1. Fazy wżębiania i wyżębiania [8]

Zmiany profilu zęba

Właściwa modyfikacja zębów jest bardzo ważna, jeśli przekładnia ma być cicha i wytrzymała. Badania dynamiczne wykazały, że większość przekładni o dużej mocy, a także wiele lekko obciążonych wymaga modyfikacji profilu zęba. Zapewnia to płynne przesuwanie się zębów, będących w kontakcie i tych bez kontaktu, bez uderzania, a także kompensuje niewspółosiowość, błędy w produkcji i ugięcia pod obciążeniem [5]. Ważne jest odciążenie głowy i stopy zęba. Modyfikacja polega na delikatnym pocienianiu głowy zęba po obu stronach stopniowo od pewnej wysokości do wierzchołka i podcięciu stopy zęba po obu stronach. W niektórych przypadkach nawet efekt hydrodynamiczny oleju smarowego może powodować, że zęby emitują stukot podczas pracy, nawet jeśli nie ma fizycznego kontaktu na końcówce zęba lub w jej pobliżu.

Beczowanie linii zęba to kolejna niezwykle ważna modyfikacja zęba. Ugięcia wałów wynikające z obciążenia i niewielkie błędy w wykonaniu otworów łożyskowych w korpusie mogą powodować twarde kontakty z bocznymi końcami zęba. Dlatego pożądane jest modyfikowanie linii zęba koła zębatego – na kształt beczki – w celu wyśrodkowania obszaru styku (rys. 2.). Wraz ze wzrostem obciążenia następuje płynne „rozciąganie” styku do momentu obciążenia całej powierzchni bocznej.



Rys. 2. Modyfikacje profilu zęba [8]

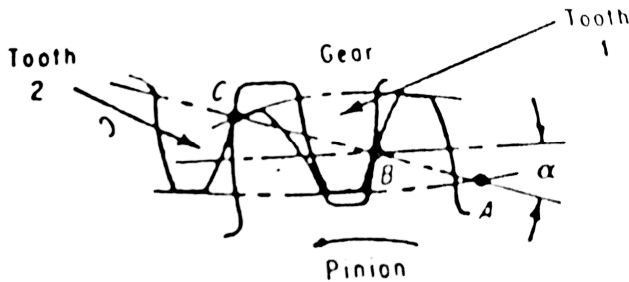
Z badań wynika, że poprawę właściwości akustycznych przekładni zębatych można uzyskać, stosując uzębienie wysokie charakteryzujące się wartością czołowego wskaźnika zazębienia (stopnia pokrycia) ok. 2,0 [1, 5].

Stopień pokrycia zazębienia

Hałas przekładni podczas pracy można zmniejszyć, projektując ją tak, aby stopień pokrycia był liczbą całkowitą. Testy pokazują, że jeśli stopień pokrycia wynosi 2,0, to dokładnie dwa zęby są zawsze w kontakcie i uzyskuje się płynniejsze przenoszenie obciążenia. Stopień pokrycia zazębienia (ϵ) oznacza średnią liczbę zębów w bezpośrednim kontakcie – w przypadku kół zębatych walcowych o zębach prostych współczynnik ten uzyskuje się, dzieląc długość odcinka przyporu (*length of contact LC*) przez podziałkę zasadniczą (*base pitch P_b*) – rys. 1.

W przypadku przekładni śrubowych całkowity stopień pokrycia jest sumą pokrycia czołowego i śrubowego. Jako przykład można założyć, że para kół zębatych ma współczynnik pokrycia wynoszący 1,5. Na początku dwie pary zębów

będą w kontakcie, dopóki nie zostanie osiągnięty punkt, w którym wiodąca para ulega rozłączeniu. W tym momencie tylko druga para będzie w kontakcie do czasu, aż kolejna para zębów się połączy. Dlatego w pewnym momencie dwa zęby stykają się, dzieląc obciążenie, a w innym punkcie tylko jeden ząb. Powoduje to oscylację ugięcia zęba, która, choć niewielka, przyczynia się do generowania dźwięku (rys. 3.).



Rys. 3. Współpraca zębów przy współczynniku pokrycia 1,5 [8]

Przy wyższym współczynniku pokrycia więcej zębów styka się przy przeniesieniu obciążenia, co zapewnia większą efektywność. Praktycznie dla redukcji hałasu i obciążeń dynamicznych najlepszy jest współczynnik o wartości 2,0. Znacznie łatwiej zrealizować to kryterium dla zębów skośnych, gdzie zwiększoną wartość wskaźnika zazębienia uzyskuje się przez dobranie odpowiedniej wartości kąta pochylenia linii zęba. W przypadku zębów prostych uzyskanie takiego stopnia pokrycia zazębienia nie jest już takie łatwe [5].

Luz międzyzębowy

Odształcenia termiczne, ugięcia wszelkich elementów podczas pracy, obciążenia odśrodkowe, drgania skrętne wałów oraz błędy wykonania uzębień – szczególnie błędy podziałek i wynikające stąd bicie uzębień – wymagają, aby podczas wżębiania i wyżębiania zachować odpowiedni luz międzyzębowy. Zbyt mały luz może być powodem nadmiernego hałasu. Jednakże w napędach pracujących w układzie przód–tył, w których utrata ruchu i uderzenia podczas pracy może stanowić problem, stosuje się mniejsze luzy.

Obciążenie zęba

Wraz ze wzrostem obciążenia zębów obserwuje się zmniejszony poziom hałasu. Wszystkie elementy przekładni – koła zębate, wały, korpus i inne – są wykonane zawsze z pewnymi błędami, które stanowią o niedoskonałości i powodują hałas. Jeżeli przekładnia (jej elementy) zostanie poddana większym obciążeniom, wówczas zwiększone ugięcia dominują nad błędami wykonawczymi i poprawiają równomierność przenoszenia mocy – przez to zmniejszają hałas przekładni. Wpływ zużycia i awarii na obciążenia dynamiczne działające na koła zębate

przedstawiono w pracy [10]. Odpowiedni dobór parametrów konstrukcyjnych umożliwia redukcję nadwyżek sił dynamicznych w zazębieniach i łożyskach oraz przyczynia się do obniżenia wartości skutecznych amplitud drgań poprzecznych w łożyskach [4]. Nieskomplikowana zmiana geometrii kół zębatych zastosowanych w przekładniach pozwala czasem na obniżenie poziomu zjawisk wibroaktywności i nie zawsze wiąże się to z dużymi nakładami finansowymi [2].

Poziom jakości

Jednym z łatwiejszych sposobów zmniejszania hałasu jest podniesienie poziomu jakości wykonania kół zębatych. Przy wyższej jakości (przy mniejszych błędach podziałki) obciążenia dynamiczne są mniejsze, co obniża poziom hałasu. Podniesienie wymagań jakościowych kół zębatych zwiększa jednak znacznie koszty produkcji. Wiąże się to z koniecznością zastosowania nowoczesnych obrabiarek oraz technik i technologii do wykańczania (szlifowania) uzębień. Szacuje się, że podniesienie poziomu jakości uzębień o cztery klasy zwiększa koszty o ok. 25-50% [9].

Wykończenie powierzchni

Chropowatość powierzchni zębów w powiązaniu z modyfikacją zarysu i linii zęba ma bardzo istotny wpływ na głośność przekładni. Im mniejsza jest chropowatość powierzchni, tym lepsza praca. Technologią stosowaną do obróbki wykończającej powierzchni zębów przed obróbką cieplną jest wiórkowanie. Metoda ta wygładza tylko powierzchnię. Kształt ewolwenty zależy od zachowania warunku parzystości styków wejścia–wyjścia układu wiórkownik–koło. Wszelkie deformacje powstałe w wyniku obróbki termicznej pozostają – co jest dużą wadą stosowania tej metody. Szlifowanie natomiast stosuje się po obróbce cieplnej i po tej technologii uzyskuje się wyższą jakość uzębienia poprzez zmniejszenie błędów podziałki międzyzębowej i całkowitej [8].

Bicie i niewyważenie

Każdy niewyważony element wirujący – a koło zębate może być wykonane również z biciem – wywołuje siłę odśrodkową, która wprowadza nierównomierność pracy zazębień. To zjawisko jest szczególnie ważne w przekładniach szybkoobrotowych, dlatego kontrolowanie stanu niewyważenia jest bardzo istotne.

Przełożenie

Aby zapobiec cyklicznemu kontaktowi zęba koła z tymi samymi zębami na kole współpracującym, należy przyjąć wartość przełożenia, która nie jest liczbą całkowitą. Stała współpraca tych samych zębów jest powodem zwiększonego hałasu. Jeżeli doda się jeden ząb do któregoś z elementów, wówczas wydłuży się czas, kiedy znów spotkają się te same zęby – zmniejszy się częstość drgań, a tym samym hałas [9].

Rezonans

Wszelkie elementy rezonujące przekładni, czyli elementy poddane działaniu różnych obciążeń, są powodem wibracji i hałasu. Zjawisko to dotyczy szczególnie obracających się części, a więc wałów i osadzonych na nich kół zębatych. Jeżeli częstość drgań wymuszonych – pochodzących od prędkości roboczych – osiągnie wartość częstości drgań własnych układu, wówczas nastąpi zjawisko rezonansu, czyli ogromnej wibracji i tym samym dużego hałasu. Należy bezwzględnie unikać takich sytuacji. Zaleca się tak dobierać prędkości robocze, aby omijać krytyczne częstości drgań własnych. Różnica pomiędzy nimi powinna wynosić co najmniej 20%.

Obciążenia elementów obrotowych są przenoszone również na korpus przekładni i inne elementy nośne. Właściwa konstrukcja obudów może znacznie się przyczynić do zablokowania emisji dźwięku do otoczenia. Na ogół żeliwny korpus jest cichszy niż stalowy, ale ten jest z kolei bardziej wytrzymały. W celu poprawy tłumienia obudowy stalowej należy unikać cienkich, płaskich płyt, należy stosować usztywniacze, żebra wzmacniające lub dodatkowy materiał – częstość drgań własnych zależy od masy elementu, im większa masa, tym mniejsza jest częstość drgań własnych. Jeżeli konieczne jest dalsze tłumienie hałasu, można umieścić pomiędzy dwiema stalowymi płytami warstwę materiału syntetycznego, takiego jak filc, kauczuk syntetyczny lub polimer, tworząc w ten sposób dodatkową wzmocnioną warstwę materiału tłumiącego [9].

Z przeprowadzonej analizy modalnej i wyznaczenia rozkładu amplitudy normalnej drgań na powierzchni korpusu wynika, że znaczącym czynnikiem obniżającym wibroaktywność przekładni jest odpowiednie usytuowanie uzebrowania górnej płyty korpusu, pozwalające na obniżenie drgań [11, 12].

W procesie projektowania jest możliwe wybranie częstotliwości ząbienia (indukcji drgań) poprzez zmianę liczby zębów kół zębatych, a także częstotliwości własnych obudowy poprzez zastosowanie żeber w taki sposób, aby częstotliwości te były jak najdalej od siebie [7]. Aby ograniczyć przenoszenie hałasu przez podłogę, obudowę należy zamontować na materiale izolującym wibracje, umieszczonym bezpośrednio pod przekładnią. Do wytłumienia powstałych drgań należy zastosować stosunkowo sztywną laminowaną gumę lub inny rodzaj materiału o podobnych właściwościach.

Lepkość smaru

Im wyższa lepkość smaru kół zębatych, tym większe działanie tłumiące współpracujących kół zębatych. Wyższe lepkości powodują pewną utratę sprawności i mocy, jednak oprócz tłumienia drgań obniżają znacznie zatarcia zębów, a tym samym zużywanie przekładni [6].

3. Podsumowanie

Analiza wibroaktywności podczas pracy przekładni zębatych jest przedmiotem badań wielu specjalistów. Problem jest bardzo złożony, zależny od szeregu

czynników związanych zarówno z cechami konstrukcyjnymi, jak i sposobem eksploatacji urządzenia. Obniżenie poziomu hałasu i drgań wymaga wnikliwych badań, które często łączą tradycyjną laboratoryjną analizę stanowiskową z technikami symulacyjnymi. Modelowanie komputerowe umożliwia tworzenie potencjalnych rozwiązań i znacznie skraca czas analizy, jednak w dużej mierze opiera się na założeniach obiektów rzeczywistych i ostatecznie optymalizacja konstrukcji wymaga empirycznego potwierdzenia wyniku w laboratorium.

Literatura

- [1] Wieczorek A., Metody zmniejszania hałasu przekładni zębatych – zmiana wskaźnika zazębienia, *Bezpieczeństwo Pracy*, 11(2008), s. 9-11.
- [2] Peruń G., Kształtowanie wibroaktywności przekładni zębatej wspomaganie badaniami laboratoryjnymi oraz symulacyjnymi, *Logistyka* 4(2015), s. 801-808.
- [3] Roguła J., Metody obniżania poziomu hałasu napędu w tokarkach, *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*, 83(2014), s. 205-212.
- [4] Peruń G., Wpływ wybranych czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na wibroaktywność przekładni zębatej, *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*, 77(2012), s. 61-68.
- [5] Wieczorek A., Konstrukcyjne metody zmniejszania drgań mechanicznych przekładni zębatych, *Bezpieczeństwo Pracy*, 07-08(2009), s. 34-37.
- [6] Ochęduszek K., *Koła zębate*, WNT, Warszawa 1969.
- [7] Figlus T., Wilk A., Madej H., Łazarz B., Investigation of gearbox vibroactivity with the use of vibration and acoustic pressure start-up characteristics, *The Archive of Mechanical Engineering*, 2(2011), s. 209-222.
- [8] Bradley W.A., How to design noise out of gears, *Machine Design*, December 13, Philadelphia Gear Corp. 1973, s. 149-153.
- [9] Drago R.J., How to design quiet transmissions, *Machine Design*, December 11, 1980, s. 175-181.
- [10] Bartelmus W., Zimroz R., Vibration condition monitoring of planetary gearbox under varying external load, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23(2009), s. 246-257.
- [11] Wilk A., Madej H., Figlus T., Analiza możliwości obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni zębatej, *Eksploatacja i Niezawodność*, 2(2011), s. 42-49.
- [12] Folega P., Madej H., Wilk A., Wpływ modyfikacji korpusu przekładni zębatej na jej wibroaktywność, *Przegląd Mechaniczny*, 6(2009), s. 33-37.

Stanisław ANTAS¹

UKŁAD WYLOTOWY TYPU KOLANA SPRĘŻARKI PROMIENIOWEJ I OSIOWO-PROMIENIOWEJ

Kolano jest układem wylotowym kanału przepływowego sprężarki promieniowej i osiowo-odśrodkowej, w którym następuje zmiana kierunku przepływu z promieniowego na kierunek wyznaczony przez oś dyfuzora komory spalania. W pracy przedstawiono metodę wyznaczania parametrów strumienia w przekroju wyjściowym układu wylotowego sprężarki promieniowej i osiowo-odśrodkowej. Analiza obejmuje układ wylotowy typu kolana. Zaprezentowano także odpowiednią metodę określania parametrów geometrycznych dla kanału wylotowego tego typu. Wymienione metody mogą być stosowane w trakcie realizacji projektu koncepcyjnego sprężarki, a oparto je na równaniu zachowania energii, równaniu ciągłości przepływu, pierwszej i drugiej zasadzie termodynamiki oraz funkcjach gazodynamicznych i definicjach używanych w teorii maszyn wirnikowych. Końcowa część pracy zawiera zasady doboru obliczeniowej wartości sprężu sprężarki z promieniowym dyfuzorem łopatkowym oraz wnioski.

Słowa kluczowe: sprężarka promieniowa i osiowo-promieniowa, kanał wylotowy, kolano

Nomenklatura

- a – prędkość dźwięku
- b – szerokość kanału
- C – prędkość bezwzględna
- D – średnica
- F – pole powierzchni
- h – wysokość kanału
- k – wykładnik izentropii
- K_m – współczynnik blokady przekroju
- l – praca właściwa/długość
- \dot{m} – strumień masy
- M – liczba Macha
- n – wykładnik politropy
- p – ciśnienie statyczne
- R – indywidualna stała gazowa/promień

¹ Autor do korespondencji: Stanisław Antas, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów, e-mail: santas@prz.edu.pl, ORCID: 0000-0001-6241-7061.

- s – stała w równaniu ciągłości/obwód
 T – temperatura statyczna
 α – kąt kierunkowy prędkości bezwzględnej
 ε – funkcja gazodynamiczna gęstości
 λ – liczba Lavalá
 λ_t – współczynnik tarcia
 ξ – współczynnik strat przepływu
 π – funkcja gazodynamiczna ciśnienia/spręż
 ρ – gęstość statyczna
 τ – funkcja gazodynamiczna temperatury
 σ – stopień strat ciśnienia spiętrzenia
 q – względna gęstość strumienia masy

Indeksy

- $/_A$ – dotyczy parametru części osiowej sprężarki
 $/_R$ – dotyczy parametru części promieniowej sprężarki
 $/_S$ – dotyczy parametru sprężarki
 $/_{KS}$ – dotyczy parametru komory spalania
 $/_{gr}$ – dotyczy parametru związanego z granicą pracy statecznej
 $/_{kr}$ – dotyczy parametru krytycznego
 $/_o$ – dotyczy parametru obliczeniowego
 $/_r$ – dotyczy parametru związanego z tarciem
 $/_{zr}$ – dotyczy parametru zredukowanego
 $/_{1...6}$ – dotyczy parametru związanego z odpowiednim przekrojem kontrolnym
 $/^*$ – dotyczy parametru spiętrzenia

1. Wprowadzenie

Układ wylotowy sprężarki odśrodkowej służy do doprowadzenia sprężonego strumienia powietrza do jego odbiornika. Sprężone powietrze jest następnie kierowane dalej do kolejnego zespołu silnika w określonym kierunku. Zadaniem układu wylotowego jednostopniowej lub dwustopniowej sprężarki promieniowej oraz osiowo-odśrodkowej jest zatem zebranie i odpowiednie skierowanie sprężonego czynnika do odbiorników różnych typów konstrukcyjnych. Wykonanie tego zadania powinno przebiegać w taki sposób, aby praca sprężarki poprzedzającej jej układ wylotowy nie uległa zakłóceniu. W celu zapewnienia prawidłowej pracy sprężarki i odpowiednich osiągnięć silnika kształty układów wylotowych oraz ich rozwiązania konstrukcyjne winny być odpowiednio starannie dobrane. Należy zauważyć, że w przekroju wyjściowym końcowego dyfuzora sprężarki promieniowej prędkość czynnika zwykle znacznie przekracza wartość dopuszczalną ze względu na prawidłową pracę odbiornika. Układy wylotowe sprężarek pro-

mieniowych stanowią zatem dyfuzory o różnych kształtach, w których następuje kontynuacja procesu sprężania powietrza kosztem wyhamowania strumienia. W przypadku lotniczego silnika turbinowego układ ten, łącząc wylot ostatniego dyfuzora sprężarki z dyfuzorem komory spalania, doprowadza powietrze do komory spalania.

Układ wylotowy w postaci dyfuzora stożkowego sprężarki doładowującej silnik tłokowy doprowadza czynnik do przewodów tłoczących, które są rurami o stałym przekroju kierującymi strumień powietrza lub mieszanek paliwowo-powietrzną do poszczególnych cylindrów.

Do najczęściej stosowanych we współczesnych konstrukcjach układów wylotowych sprężarek promieniowych należą:

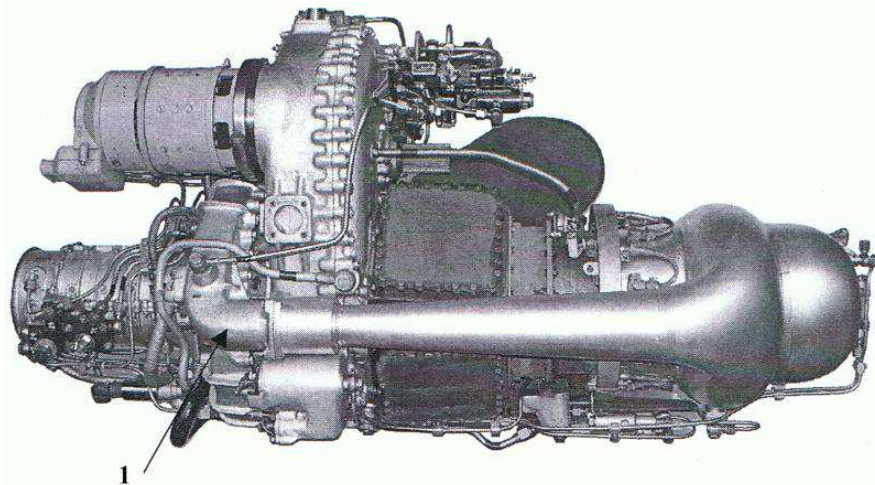
- dyfuzor typu łącznika,
- osiowy dyfuzor łopatkowy,
- dyfuzor stożkowy,
- dyfuzor typu kolana,
- dyfuzor zakrzywiony.

Ostatni z wymienionych powyżej układów wylotowych jest stosowany wyłącznie z dyfuzorem rurkowym sprężarki promieniowej lub osiowo-promieniowej [1, 2]. Należy zauważyć, że istnieje znaczna liczba publikacji dotyczących analizy parametrów czynnika przepływającego przez wlot, wirnik, dyfuzor bezłopatkowy i łopatkowy sprężarki promieniowej. Należy także zaznaczyć, że w dostępnej literaturze przedmiotu brakuje publikacji dotyczących kompleksowej analizy parametrów termicznych, kinematycznych i geometrycznych układów wylotowych sprężarek promieniowych i osiowo-promieniowych.

2. Kolano wylotowe

W turbinowych silnikach śmigłowych (np. RR500TP, Allison 250-B17) oraz śmigłowcowych (np. RR300, Allison 250-C30, GTD-350 – rys. 1.) stosuje się kolektory dwustrumieniowe sprężarki promieniowej i osiowo-promieniowej z układem wylotowym w kształcie kolana o stałym lub nieznacznie rosnącym w kierunku przepływu polu przekroju. Kolano kieruje sprężone powietrze do długich, prostych dyfuzorów stożkowych komory spalania, hamujących strumień do prędkości niezbędnych ze względu na prawidłową pracę komory spalania z przepływem zwrotnym ($M_{KS} = 0,05 \div 0,1$) [3].

Zadanie kolana, stanowiącego kanał zakrzywiony, polega na opóźnieniu i zmianie kierunku przepływu czynnika. Przepływ przez kolana wylotowe jest złożony. Występują tutaj bowiem przepływy wtórne (indukowane, kolanowe) oraz oderwanie strugi związane z dyfuzorowym ukształtowaniem kolana. Ze względu na brak publikowanych danych, straty ciśnienia spiętrzenia w kolanach określa się na podstawie wyników badań kanałów zakrzywionych o stałym przekroju.



Rys. 1. Silnik śmigłowiec GTD-350 – przekazany do Politechniki Rzeszowskiej przez WSK PZL Rzeszów: 1 – układ wylotowy sprężarki typu kolana

Jeżeli w kanale przepływowym jest zachowana stała wartość pola powierzchni przekroju, to dla przewodu prostokątnego zagiętego współczynnik strat przepływu jest funkcją parametrów geometrycznych – rys. 2.:

- a) kąta zagięcia α kanału,
- b) stosunku wymiarów R/b przekroju wzdłużnego,
- c) stosunku wymiarów h/b przekroju poprzecznego.

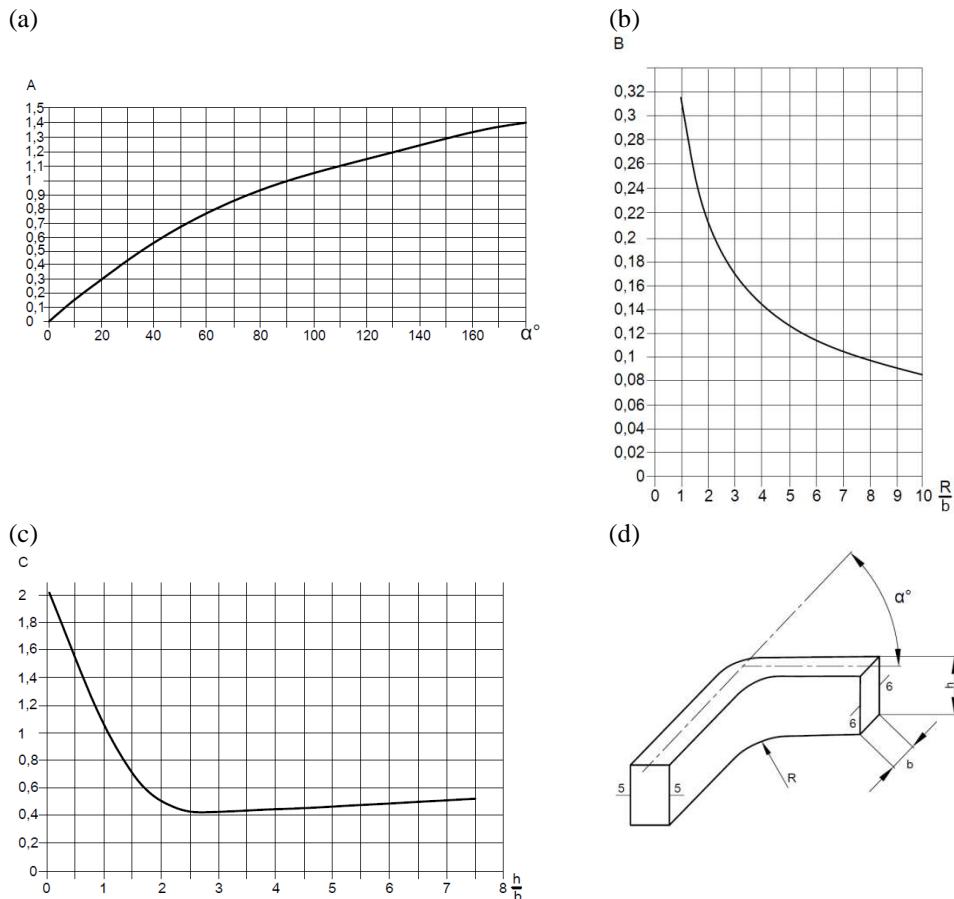
Aby określić straty ciśnienia spiętrzenia w przewodzie zagiętym, można się posługiwać zależnością:

$$\Delta p_{5,6}^* = \zeta_{5,6} \frac{\rho_5 C_5^2}{2} \quad (1)$$

gdzie ρ_5 , C_5 – odpowiednio gęstość i prędkość strumienia w przekroju wejściowym przewodu zagiętego. Natomiast współczynnik strat przepływu w kanale zagiętym wyznacza się z relacji podanej przez G.N. Abramowicza [4]:

$$\zeta_{5,6} = K_1 ABC \quad (2)$$

gdzie: $K_1 = 0,73$ – współczynnik proporcjonalności, $A = f(\alpha)$ – mnożnik zależny od kąta zagięcia przewodu (funkcję ilustruje rys. 2a), $B = f(R/b)$ – mnożnik zależny od kształtu przekroju wzdłużnego (zależność podano na rys. 2b), $C = f(h/b)$ – mnożnik zależny od kształtu przekroju poprzecznego kanału (związek przedstawiono na rys. 2c).



Rys. 2. Składowe współczynnika strat przepływu przewodu zagiętego (a), (b), (c) oraz jego parametry geometryczne (d) [5]

Przekrój wejściowy kolana odpowiada przekrojowi wyjściowemu (5-5) kolektora, zachowując jego kształt, zaś przekrój wyjściowy kolana (6-6) ma zazwyczaj zarys kołowy.

W przypadku kolektorów o zarysie prostokątnym i kwadratowym współczynnik strat przepływu w kolanie określa się na podstawie jego składowych, odczytanych bezpośrednio z rys. 2. Idelczik [6] do stosowania w praktyce zaleca wyznaczanie składowych współczynnika strat przepływu z analogicznych relacji.

Jeśli kształt przekroju wejściowego kolana odbiega od prostokątnego i kwadratowego, wówczas przekrój ten sprowadza się do równoważnego pod względem strat przekroju kwadratowego ($b = h$). Za przekroje równoważne uważa się te, które mają takie same promienie hydrauliczne [7]:

$$r_h = \frac{F_5}{s_5} \quad (3)$$

gdzie: F_5 – pole powierzchni przekroju wejściowego kolana, równe przekrojowi kanału kolektora w przekroju wyjściowym, s_5 – obwód przekroju F_5 .

Zatem:

$$r_h = \frac{h^2}{4h} = \frac{1}{4}h \quad (4)$$

Z porównania reguł (3) oraz (4) otrzymuje się dla kanału równoważnego:

$$h = \frac{4F_5}{s_5} \quad (5)$$

Dla określonych parametrów kanału zastępczego $h/b = 1,0$ oraz R/h , gdzie promień zagięcia przewodu R przyjmuje się z warunków konstrukcyjnych, z rys. 2. odczytuje się składowe współczynnika strat przepływu w kolanie.

Współczynnik strat przepływu w kolanie wylotowym określa zależność definicyjna [8]:

$$\zeta_{5,6} = \frac{l_{r5,6}}{C_5^2/2} \quad (6)$$

gdzie: $l_{r5,6}$ – praca strat tarcia w kolanie, C_5 – prędkość strumienia w przekroju wejściowym kolana (wyjściowym kolektora), lub:

$$\zeta_{5,6} = \frac{\Delta p_{5,6}^*}{\rho_5 C_5^2/2} \quad (7)$$

gdzie spadek ciśnienia spiętrzenia w kolanie:

$$\Delta p_{5,6}^* = p_5^* - p_6^* \quad (8)$$

Znajomość parametrów strumienia w przekroju wejściowym kolana oraz współczynnika strat przepływu $\zeta_{5,6}$ pozwala na wyznaczenie parametrów w jego przekroju wyjściowym (6-6). Temperatura spiętrzenia strumienia w przekroju wyjściowym kolana wylotowego (6-6) jest określana z zależności dla przepływu energetycznie odosobnionego:

$$T_6^* = T_5^* \quad (9)$$

Prędkość krytyczną dźwięku wyznacza formuła:

$$a_{kr6} = \sqrt{\frac{2kR}{k+1} T_6^*} \quad (10)$$

Prędkość wypływu strumienia można wyznaczyć z relacji przybliżonej:

$$C_6 = C_5 - \Delta C_{5,6} \quad (11)$$

gdzie spadek prędkości w kolanie $\Delta C_{5,6} = (0 \div 5) \frac{m}{s}$.

Dla komór spalania indywidualno-pierścieniowych prędkość strumienia powinna zawierać się w przedziale wartości: $C_6 = 90 \div 130$ m/s [5].

Liczba Laval'a prędkości wypływu strumienia z kolana jest obliczana z zależności definicyjnej [9]:

$$\lambda_6 = \frac{C_6}{a_{kr6}} \quad (12)$$

zaś jej wartość powinna mieścić się w przedziale $\lambda_5 = 0,2 \div 0,3$.

Znajomość wartości liczby Laval'a prędkości strumienia w przekroju wyjściowym kolana umożliwia wyznaczenie wartości funkcji gazodynamicznej temperatury [9]:

$$\tau(\lambda_6) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\right) \lambda_6^2 \quad (13)$$

oraz temperatury statycznej:

$$T_6 = T_6^* \tau(\lambda_6) \quad (14)$$

Stopień strat ciśnienia spiętrzenia w kolanie wylotowym określa formuła:

$$\sigma_{5,6} = 1 - \frac{k}{k+1} \zeta_{5,6} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_5^2 \quad (15)$$

Ciśnienie spiętrzenia powietrza w przekroju wyjściowym kolana oblicza się ze związku definicyjnego stopnia strat ciśnienia spiętrzenia:

$$p_6^* = \sigma_{5,6} p_5^* \quad (16)$$

Ciśnienie statyczne strumienia w przekroju wyjściowym kolana wyznacza się ze wzoru:

$$p_6 = p_6^* \pi(\lambda_6) \quad (17)$$

gdzie funkcję gazodynamiczną ciśnienia określa formuła [9]:

$$\pi(\lambda_6) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_6^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (18)$$

Funkcja gazodynamiczna – względna gęstość strumienia masy jest określona równaniem [9]:

$$q(\lambda_6) = \lambda_6 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_6^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (19)$$

Pole powierzchni kanału przepływowego w przekroju wyjściowym kolana opisuje relacja:

$$F_6 = \frac{\dot{m} \sqrt{T_6^*}}{s p_6^* q(\lambda_6) K_{m6}} \quad (20)$$

gdzie współczynnik blokady przekroju $K_{m6} = 0,97 - 0,98$.

Gęstość statyczną powietrza w przekroju wyjściowym łącznika oblicza się z formuły:

$$\rho_6 = \rho_6^* \varepsilon(\lambda_6) \quad (21)$$

gdzie gęstość spiętrzenia wyznacza się z równania stanu:

$$\rho_6^* = \frac{p_6^*}{RT_6^*} \quad (22)$$

natomiast funkcję gazodynamiczną gęstości określa zależność [9]:

$$\varepsilon(\lambda_6) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_6^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (23)$$

Sprawdzenie poprawności obliczeń może mieć następujący przebieg.

Temperaturę statyczną strumienia w przekroju wyjściowym kolana oblicza się z zależności dla przepływu izoenergetycznego:

$$T_6 = T_5 + \frac{C_5^2 - C_6^2}{2kR} \quad (24)$$

$$k - 1$$

Wykładnik politropy sprężania w kolanie można wyznaczyć na podstawie równania na pracę tarcia:

$$\frac{n_{5,6}}{n_{5,6} - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{l_{r5,6}}{R(T_6 - T_5)} \quad (25)$$

gdzie pracę sił tarcia podczas przepływu przez kolano określa wzór:

$$l_{r5,6} = \zeta_{5,6} \frac{C_5^2}{2} \quad (26)$$

Ciśnienie statyczne strumienia w przekroju wyjściowym kolana wyznacza się z równania politropy:

$$p_6 = p_5 \left(\frac{T_6}{T_5} \right)^{\frac{n_{5,6}}{n_{5,6} - 1}} \quad (27)$$

Ciśnienie spiętrzenia powietrza w przekroju wyjściowym kolana oblicza się, wykorzystując równanie izentropy:

$$p_6^* = p_5 \left(\frac{T_6^*}{T_6} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (28)$$

Gęstość statyczną powietrza na wylocie w przekroju wyjściowym wyznacza się z równania stanu:

$$\rho_6 = \frac{p_6}{RT_6} \quad (29)$$

Pole powierzchni kanału przepływowego w przekroju wyjściowym kolana określa się z równania ciągłości:

$$F_6 = \frac{\dot{m}}{C_6 \rho_6 K_{m6}} \quad (30)$$

Dla kolan wylotowych stopień dyfuzorowości zwykle zawiera się w przedziale:

$$\bar{F}_{6,5} = \frac{F_6}{F_5} = 1,0 \div 1,05$$

3. Uwagi końcowe

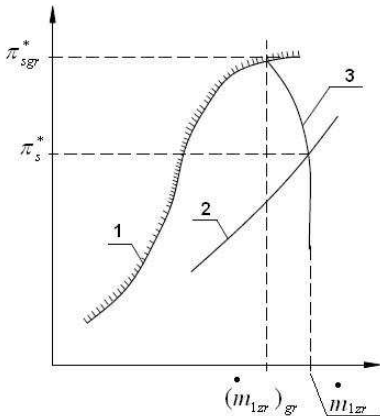
Obliczeniowa wartość sprężu zarówno sprężarki promieniowej, jak i osiowo-promieniowej $\pi_{S_o}^*$ powinna być większa od wartości sprężu sprężarki π_S^* zadanej w obliczeniach termogazodynamicznych silnika, a odpowiadającej wartości tego parametru na linii współpracy sprężarki i turbiny.

W lotniczym silniku turbinowym sprężarka bezpośrednio współpracuje z zasilanym przez nią całym kanałem przepływowym silnika, stanowiącym układ dławiący (przepustnicę na wylocie ze sprężarki). W układzie silnika wartość sprężu sprężarki π_S^* określa się zwykle podczas prób odbiorczych, mierząc jego wartość na linii współpracy sprężarki z napędzającą sprężarkę turbiną.

Ilościową ocenę odległości linii współpracy S-TS od granicy statecznej pracy sprężarki (rys. 3.) umożliwia zapas statecznej pracy sprężarki, zdefiniowany wyrażeniem [10]:

$$\Delta K_S = \frac{\pi_{S_{gr}}^* / (\dot{m}_{1_{zr}})_{gr} - \pi_S^* / \dot{m}_{1_{zr}}}{\pi_S^* / \dot{m}_{1_{zr}}} \quad (31)$$

gdzie: $\dot{m}_{1_{zr}}$ i $(\dot{m}_{1_{zr}})_{gr}$ – odpowiednio: zredukowany strumień masy powietrza, określony na wlocie do sprężarki w punkcie współpracy i na granicy statecznej pracy przy $n_{S_{zr}} = idem$, natomiast: π_S^* i $\pi_{S_{gr}}^*$ – odpowiednio: spręż sprężarki na linii współpracy S – TS i na granicy statecznej pracy przy $n_{S_{zr}} = idem$.

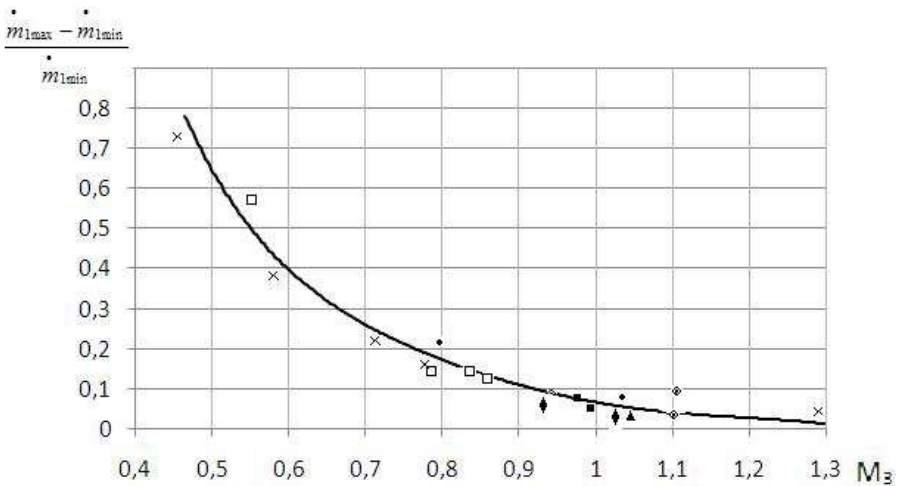


Rys. 3. Ilustracja określenia zapasu statecznej pracy sprężarki: 1 – granica pracy statecznej, 2 – linia współpracy S-TS, 3 – krzywa dławienia $n_{S_{zr}} = idem$

W zależności od typu konstrukcyjnego sprężarki, sposobu regulacji i zastosowania silnika zapas statecznej pracy wynosi zwykle $\Delta K_S = 0,1 \div 0,2$ – w przypadku sprężarek promieniowych oraz $\Delta K_S = 0,15 \div 0,25$ [10] dla osiowych.

Badania eksperymentalne sprężarek promieniowych z promieniowymi dyfuzorami łopatkowymi wykazały silny wpływ liczby Macha prędkości strumienia w przekroju wejściowym tj. gardzieli dyfuzora łopatkowego M_3 na przebieg krzywej dławienia sprężarki. Przebieg krzywej dławienia sprężarki promieniowej dla wybranej, obliczeniowej prędkości obrotowej charakteryzuje minimalna wartość strumienia masy powietrza w przekroju wejściowym sprężarki $(\dot{m}_{1min}) = (\dot{m}_{1cr})_{gr}$, odpowiadająca maksymalnej wartości jej sprężu $\pi_{Smax}^* = \pi_{Sgr}^*$ oraz maksymalna wartość strumienia masy powietrza w przekroju wejściowym sprężarki $\dot{m}_{1max} = \dot{m}_{1cr}$ stanowiące odciętą pionowego odcinka charakterystyki, którego rzędna w najwyższym punkcie odpowiada sprężowi π_S^* na linii współpracy S-TS [11].

Zaczerpnięty z pracy [3] rys. 4. ilustruje zależność $(\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}) / \dot{m}_{1min} = f(M_3)$, uzyskaną na podstawie rezultatów badań eksperymentalnych szeregu sprężarek ośrodkowych zawierających promieniowy dyfuzor łopatkowy.



Rys. 4. Zależność ilorazu $(\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}) / \dot{m}_{1min}$ od liczby Macha M_3 w przekroju wejściowym dyfuzora łopatkowego

Z rysunku 4. wynika bezpośrednio, że ze wzrostem liczby Macha M_3 maleje wartość parametru $(\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}) / \dot{m}_{1min}$, a dla $M_3 > 1,2$ krzywa dławienia przebiega niemal pionowo. Analogiczną zależność typu $\frac{(\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min})}{\dot{m}_{1max}} = f(\pi_S^*)$

podaje Japikse w pracy [11]. W związku z tym spręż obliczeniowy, na którego wartość projektuje się sprężarkę promieniową, powinien zapewniać jej pracę z zadawalającą wartością zapasu statecznej pracy, zatem $\pi_{Sgr}^* = \pi_{So}^*$ i relację (31) można także zapisać w następującej postaci:

$$\Delta K_S = \frac{\pi_{So}^* / \dot{m}_{1min} - \pi_S^* / \dot{m}_{1max}}{\pi_S^* / \dot{m}_{1max}} \quad (32)$$

skąd obliczeniowa wartość sprężu sprężarki promieniowej:

$$\pi_{So}^* = \frac{(1 + \Delta K_S) \pi_S^*}{1 + (\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}) / \dot{m}_{1min}} \quad (33)$$

lub:

$$\pi_{So}^* = \frac{(1 + \Delta K_S) \pi_S^*}{1 + \bar{m}} \quad (34)$$

gdzie:

$$\bar{m} = \frac{\dot{m}_{1max} - \dot{m}_{1min}}{\dot{m}_{1min}} \quad (35)$$

Obliczeniowa wartość sprężu sprężarki promieniowej jest wyznaczana ze wzoru (33) lub (34) po przyjęciu wartości jej zapasu statecznej pracy ΔK_S , liczby Macha M_3 oraz określeniu parametru \bar{m} (rys. 4.). Na wartość liczby Macha M_3 istotny wpływ wywiera stosunek średnicy wyjściowej D_3 do wejściowej D_2 dyfuzora bezłopatkowego. We współczesnych konstrukcjach sprężarek promieniowych lotniczych silników turbinowych stosunek średnic $\frac{D_3}{D_2} = 1,05 \div 1,1$ [12].

Przedstawioną na rysunku 4. zależność można wykorzystać dla doboru odpowiedniej wartości tego stosunku. Według pracy [3], w przypadku $M_3 < 1,2$ dla wyboru stosunku średnic $\frac{D_3}{D_2}$ odpowiadającego wybranej wartości liczby Macha M_3 , można wykorzystać przybliżoną zależność:

$$\frac{D_3}{D_2} = \frac{\bar{M}}{1 + a' \left(\bar{M} - 1 \right)} \quad (36)$$

gdzie:

$$\bar{M} = \sqrt{\frac{\frac{1}{M_3^2} + 0,2}{\frac{1}{M_2^2} + 0,2}} \quad (37)$$

$$a' = \frac{\lambda_t D_2}{8tg \alpha_2 b_2} \quad (38)$$

W przedstawionych relacjach oznaczono odpowiednio:

D_2 – średnica wirnika na wylocie,

b_2 – szerokość kanału wylotowego wirnika (wysokość łopatek),

α_2 – kąt kierunkowy prędkości bezwzględnej w przekroju wyjściowym wirnika,

λ_t – współczynnik tarcia ($\lambda_t = 0,03$),

M_2 – liczba Macha prędkości bezwzględnej w przekroju wyjściowym wirnika.

Sprężarka osiowo-odśrodkowa jest najkorzystniejszym wariantem dla śmigłowych i śmigłowcowych silników turbinowych o małych strumieniach masy powietrza $\dot{m} = 2 \div 6 \text{ kg/s}$ i umiarkowanych sprężach $6 \leq \pi_s^* \leq 12$. W sprężarce osiowej dla powyższych wydatków i spręży, łopatki końcowych stopni są zbyt krótkie, co wpływa ujemnie na wartość jej sprawności izentropowej. Szczegółową procedurę rozdziału sprężu sprężarki osiowo-promieniowej π_s^* pomiędzy część osiową π_{SA}^* i odśrodkową π_{SR}^* podano w pracy [13]. Ponieważ spręż sprężarki osiowo-odśrodkowej jest iloczynem spręży jej części składowych:

$$\pi_s^* = \pi_{SA}^* \pi_{SR}^* \quad (39)$$

zatem obliczeniową wartość sprężu sprężarki osiowo-promieniowej określa relacja:

$$\pi_{So}^* = (\pi_{SA}^*)_o (\pi_{SR}^*)_o \quad (40)$$

gdzie obliczeniowa wartość sprężu części osiowej sprężarki jest wyznaczana analogicznie jak dla sprężarki osiowej:

$$(\pi_{SA}^*)_o = \pi_{SA}^* \left(1 + \frac{\pi_{SA}^*}{100} \right) \quad (41)$$

Obliczeniowa wartość sprężu części promieniowej sprężarki osiowo-odśrodkowej $(\pi_{SR}^*)_o$ natomiast, może być obliczana z formuły (33).

Obliczenia układu wylotowego, a zarazem obliczenia przepływowe sprężarki promieniowej lub osiowo-promieniowej można uważać za poprawne, jeśli w rezultacie obliczeń uzyskano rzeczywistą wartość sprężu obliczeniowego sprężarki, definiowanego jako stosunek ciśnienia spiętrzenia w przekroju wyjściowym układu wylotowego p_{wyl}^* do ciśnienia spiętrzenia w przekroju wejściowym sprężarki – p_1^* :

$$(\pi_{So}^*)_{rz} = \frac{P_{wyl}^*}{P_1^*} \quad (42)$$

zbliżoną do wartości teoretycznej – wzór (33) lub (40). Zaleca się, aby błąd względny wartości wymienionych spręży nie przekroczył dla projektu wstępnego 1% [8], zaś dla projektu koncepcyjnego – 5% [14].

Jeżeli błąd względny rzeczywistej wartości sprężu obliczeniowego – wzór (42) oraz wartości teoretycznej na początku obliczeń przepływowych sprężarki – formuła (33) lub (40) przekracza wartość dopuszczalną, wówczas obliczenia sprężarki należy powtórzyć, przyjmując inną wartość sprawności hydraulicznej – mniejszą przy $(\pi_S^*)_{orz} < \pi_{So}^*$ i większą, gdy $(\pi_{So}^*)_{rz} > \pi_{So}^*$.

Literatura

1. Antas S., Exhaust system for radial and axial-centrifugal compressor with pipe diffuser, International Journal of Turbo and Jet Engines, 2019, Vol. 36, No 3, s. 297-304.
2. Antas S., Pipe diffuser for radial and axial – centrifugal compressors, International Journal of Turbo and Jet Engines, 2014, Vol. 31, No 1, s. 29-36.
3. Dmitriewskij W.I., Gazodynamiczeskij rasczet i profilowanie stupieni centrobieznego kopriessora, Techniczeskij otczet, No. 137, CIAM, Moskwa 1960.
4. Szlachtenko S.M., Teorija awiacionnych gazoturbinnnych dwigatelej, Maszynostrojenie, Moskawa 1975.
5. Gorbunow G.M., Wybor paramietrow i rasczet osnownych kamier sgorania, MAI, Moskwa 1972.
6. Idelczik I.E., Sprawocznik po gidrawliczeskim soprotiwleniam, Maszynostrojenie, Moskwa 1975.
7. Tuliszka E., Sprężarki, dmuchawy i wentylatory, WNT, Warszawa 1976.
8. Biełousow A.N., Musatkin N.F., Radko W.M., Teorija i rasczot awiacionnych łopatocznych maszyn, Samarskij Gosudarstwiennyj Aerokosmiczeskij Institut, Samara 2003.
9. Antas S., Lesikiewicz A., Teoria silników przepływowych. Funkcje gazodynamiczne, Wydawnictwo Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1987.

10. Antas S., Ocena wpływu wybranych metod modyfikacji maszyn wirnikowych turbinowych silników śmigłowych i śmigłowcowych na zapas statecznej pracy sprężarki, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006.
11. Japikse D., Decisive factors in advanced centrifugal compressor design and development, Concepts ETI, Inc. Wilder, Vermont 2006.
12. Dzygadło Z. [i in.], Zespoły wirnikowe silników turbinowych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982.
13. Antas S., Wolański P., Obliczenia termogazodynamiczne lotniczych silników turbinowych, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1989.
14. Dzierżanowski P. [i in.], Konstrukcja silników lotniczych, Wyd. WAT, Warszawa 1972.

DOI: 10.7862/rm.2020.03

Aleksander MAZURKOW¹
Waldemar WITKOWSKI²

WPLYW RODZAJU ZASILANIA I KLASY OLEJU NA NOŚNOŚĆ FILMU OLEJOWEGO

W artykule przedstawiono wpływ rodzaju zasilania i klasy oleju na nośność filmu olejowego. Pokazano równania rozkładu ciśnienia i temperatury oleju w szczelinach smarowych oraz równanie wysokości szczeliny smarowej. Są one uzupełniane równaniem modelu matematycznego oleju smarującego łożysko. Stwierdzono istotny wpływ lepkości $\eta = \eta(T)$ na nośność filmu olejowego. Wpływ ten rośnie wraz ze wzrostem wartości mimosrodowości względnej ε , niewielki wpływ sposobu zasilania łożyska dla mimosrodowości $\varepsilon \leq 0,55$.

Słowa kluczowe: smarowanie hydrodynamiczne, łożyska ślizgowe, szczelina smarowa, film olejowy, mimosrodowość względna, model adiabatyczny

Nomenklatura

B – szerokość panewki

$C_R = 0,5 \cdot (D - D_J)$ – luz promieniowy [m]

$D = 2R$ – średnica [m]

h – wysokość filmu olejowego [m]

F – obciążenie

N, h_{\min} – minimalna wysokość szczeliny smarowej [m]

n_J – prędkość obrotowa czopa [obr./min]

p – ciśnienie w filmie olejowym [N/m^2]

T – temperatura [$^{\circ}\text{C}$]

$x = \varphi \cdot R$ – współrzędna kartezjańskiego układu odniesienia [m]

y – współrzędna kartezjańskiego układu odniesienia [m]

z – współrzędna kartezjańskiego układu odniesienia [m]

β – kąt położenia linii środków czopa (O_J) i panewki (O)

ω_J – prędkość kątowna czopa [rad/s]

¹ Autor do korespondencji: Aleksander Mazurkow, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów, e-mail: almaz@prz.edu.pl, ORCID: 0000-0003-1719-991X.

² Waldemar Witkowski, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów.

Indeksy

B – panewka stała

J – czop

1. Wprowadzenie

Poprzeczne łożyska ślizgowe mogą być zasilane świeżym olejem z kieszeni smarowej (rys. 1a) znajdującej się w części nieroboczej filmu olejowego lub też od strony czołowej łożyska (rys. 1b). Podstawę do budowy modeli matematycznych tego rodzaju łożysk stanowią równania rozkładu ciśnienia i temperatury oleju w szczelinach smarowych oraz równanie wysokości szczeliny smarowej. Wspomniane równania są uzupełniane równaniem modelu matematycznego oleju smarującego łożysko [1-5].

Równania rozkładu ciśnienia i temperatury są równaniami różniczkowymi, które rozwiązuje się dla warunków brzegowych odzwierciedlających rzeczywiste warunki pracy łożyska [6, 7]. W publikacji przedstawiono badania wpływu rodzaju zasilania oraz lepkości oleju na nośność filmu olejowego.

2. Równania modelu matematycznego łożyska zasilanego z kieszeni smarowej

Konstrukcję, geometrię oraz przepływ oleju w łożysku zasilanym z kieszeni smarowej ukazano na rys. 1a. Do obliczeń zastosowano metodę przedstawioną w normie [8]. Konstrukcję, geometrię oraz przepływ oleju w łożysku od strony czołowej łożyska przedstawiono na rys. 1b. Model obliczeniowy został zweryfikowany poprzez badania eksperymentalne [8-10].

Model matematyczny stanowi układ równań opisujących:

- rozkład ciśnienia w szczelinie smarowej:

$$\frac{4}{D^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \eta \cdot \omega_j \cdot \frac{\partial h}{\partial \varphi} \quad (1)$$

Równanie (1) uzyskano po przekształceniach równania zachowania pędu cząstek oleju oraz ciągłości przepływu [8].

- kształt szczeliny smarowej dla geometrii (rys. 1.):

$$h = 0,5 \cdot D \cdot \psi_R \cdot [1 \pm \varepsilon \cdot \cos(\pm \varphi \mp \beta)], \quad \text{gdzie } \psi_R = \frac{C_R}{D} \quad (2)$$

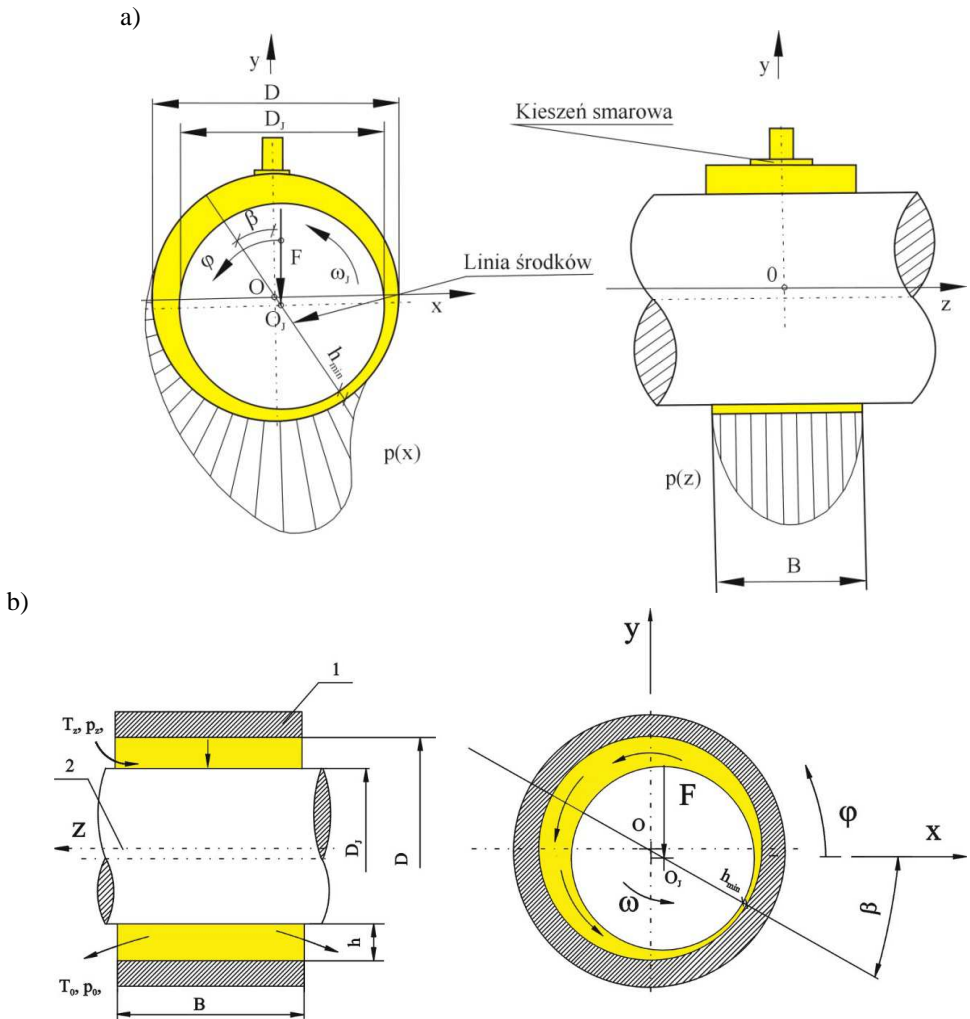
Równanie (2) uzyskano [8], przyjmując układ odniesienia jak na rys. 1a lub rys. 1b.

- rozkład temperatury w szczelinie smarowej w przypadku, gdy ciepło z łożyska jest odprowadzane przez przepływający olej:

$$\rho \cdot c_p \cdot \left[v_x^* \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v_z^* \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \eta \cdot [v_x^{**} + v_z^{**}] \quad (3)$$

gdzie:

$$v_x^* = \int_0^h v_x dy, \quad v_z^* = \int_0^h v_z dy, \quad v_x^{**} = \int_0^h \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 dy, \quad v_z^{**} = \int_0^h \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 dy.$$



Rys. 1. Geometria i rozkład ciśnienia w poprzecznym łożysku ślizgowym zasilanym świeżym olejem z kieszeni smarowej

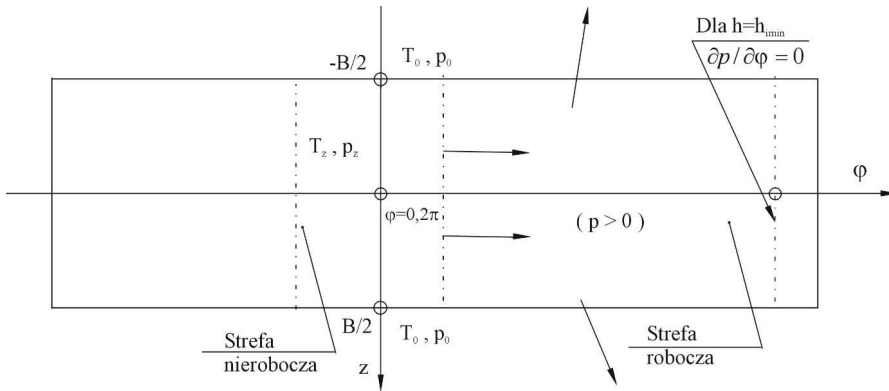
Równanie opisujące rozkład temperatury wyprowadzono z równania bilansu energii [8].

- właściwości oleju smarującego łożysko:

$$\eta(T) = \eta_0 \cdot e^{a_\eta \cdot (T-T_0) + b_\eta \cdot (T-T_0)^2}, \quad \rho(T) = \text{const} \quad c_p(T) = \text{const} \quad (4)$$

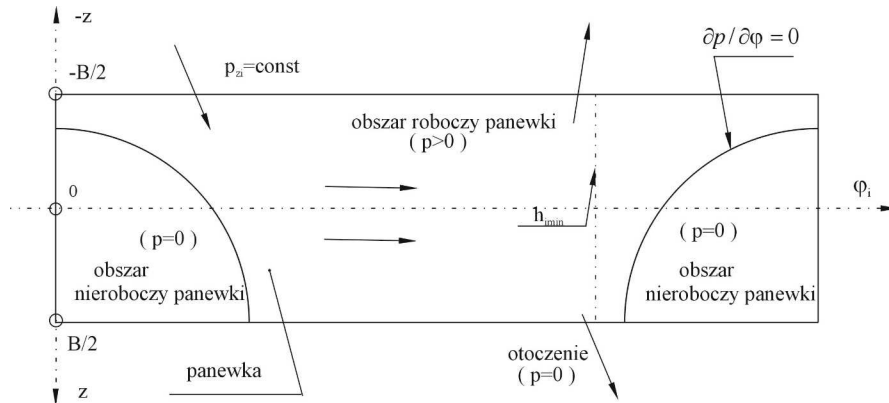
Do rozważań przyjęto, że olej jest płynem newtonowskim.

W przypadku zasilania łożyska z kieszeni smarowej wzajemnie sprzężony układ równań (1-4) rozwiązano dla warunków brzegowych opisujących pole ciśnienia i temperatury (rys. 2.).



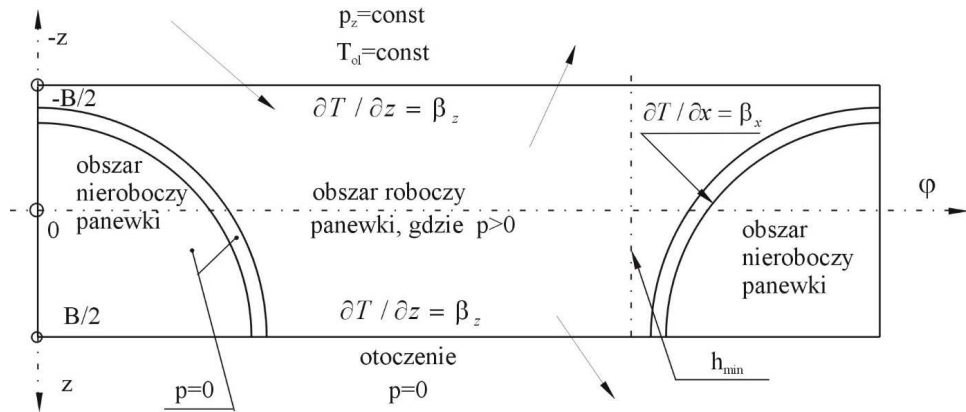
Rys. 2. Warunki brzegowe pola ciśnienia i temperatury dla modelu łożyska zasilanego z kieszeni smarowej

Dla łożyska zasilanego od strony czołowej łożyska układ równań (1-4) rozwiązano dla warunków brzegowych opisujących pola ciśnienia, które przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Warunki brzegowe pola ciśnienia dla łożyska zasilanego od strony czołowej łożyska. Liniami zakończonymi strzałkami zaznaczono kierunki przepływu oleju w łożysku

Natomiast warunki brzegowe pola temperatury przedstawiono na rys. 4.



gdzie:

$$\beta_x = \frac{\eta(v_{xi}^{**} + v_z^{**}) \cdot v_{xi}^*}{\rho \cdot c_p ((v_z^*)^2 + (v_{xi}^*)^2)} \quad \beta_z = \frac{\eta(v_{xi}^{**} + v_z^{**}) \cdot v_z^*}{\rho \cdot c_p ((v_z^*)^2 + (v_{xi}^*)^2)} \quad (9)$$

Rys. 4. Warunki brzegowe pola temperatury dla modelu łożyska zasilanego od strony czołowej łożyska

Wynikiem rozwiązywania równań równowagi termo-hydrodynamicznej czopa względem panewki stałe są wielkości: $p(\varphi, z)$, $T(\varphi, z)$, $h(\varphi)$, $F = F_L$.

3. Badania porównawcze parametrów pracy łożysk zasilanych z kieszeni smarowych i od strony czołowej łożyska

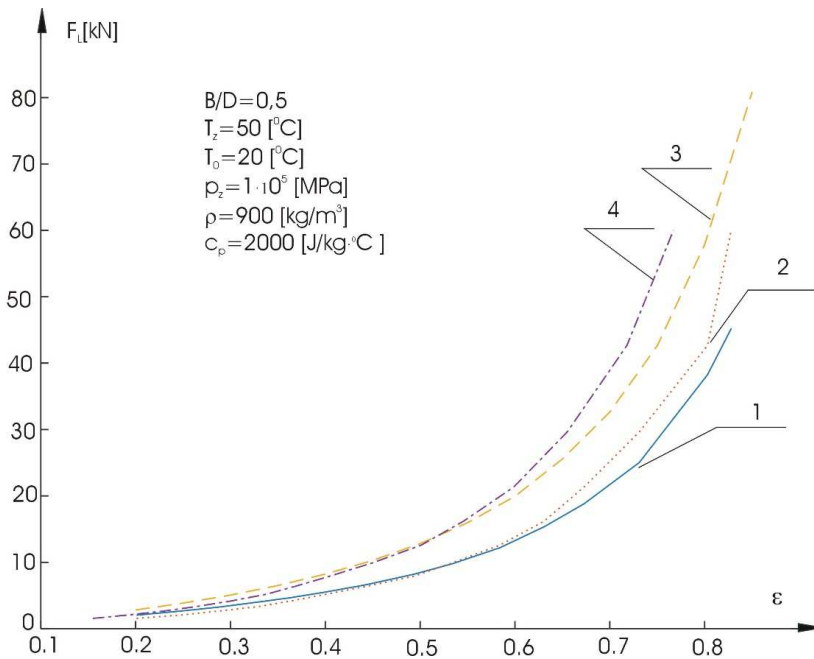
Do badań przyjęto oleje o właściwościach przedstawionych w tab. 1. Obliczenia przeprowadzono dla modeli łożyska zasilanego z kieszeni smarowej, jak i od strony czołowej łożyska. Wyniki badań w postaci funkcji $F = F_L = f(\eta_0, \varepsilon, rodzaj\ zasilania)$ zaprezentowano w formie graficznej na rys. 5. oraz w tab. 2.

Tabela 1. Wielkości zadane

Parametry zadane	
1. Średnica nominalna czopa	$D_J = 131,925$ [mm]
2. Średnica nominalna panewki stałej	$D = 132,109$ [mm]
3. Luz względny czop – panewka pływająca	$\psi = 1,39$ ‰
4. Szerokość względną	$B/D = 0,5$
5. Mimośrodowość względną	$\varepsilon = \langle 0,2-0,85 \rangle$

Tabela 1 (cd.). Wielkości zadane

Parametry zadane	
6. Prędkość obrotowa czopa $\omega = 500$ 1/s, $n_1 = 4774,65$ [obr./min]	
7. Lepkość oleju $\eta_0^{(1)} = 0,1084$ Pa·s, $a_\eta^{(1)} = -55291 \cdot 10^{-6}$, $b_\eta^{(1)} = 239 \cdot 10^{-6}$ $\eta_0^{(2)} = 0,5264$ Pa·s, $a_\eta^{(2)} = -75000 \cdot 10^{-6}$, $b_\eta^{(2)} = 349,01 \cdot 10^{-6}$	
8. Gęstość oleju $\rho_0 = 900$ [kg/m ³]	
9. Ciepło właściwe $c_{p0} = 2000$ [J/kg·°C]	
10. Temperatura oleju zasilającego łożysko	$T_z = 50$ [°C]
11. Ciśnienie oleju zasilającego łożysko	$p_z = 0,1$ [MPa]



Rys. 5. Wpływ sposobu zasilania i rodzaju oleju na nośność filmu olejowego: 1 – $\eta_0 = 0,1084$ [Pa·s] zasilanie od strony czoła łożyska, 2 – $\eta_0 = 0,1084$ [Pa·s] zasilanie z kieszeni smarowej, 3 – $\eta_0 = 0,5264$ [Pa·s] zasilanie od strony czoła łożyska, 4 – $\eta_0 = 0,5264$ [Pa·s] zasilanie z kieszeni smarowej

Tabela 2. Wyniki badań

Lepkość oraz sposób zasilania	Przyrost nośności filmu olejowego	
	$\varepsilon = 0,7$	$\varepsilon = 0,75$
Zmiana zasilania z czołowego na kieszeń smarową	$\Delta F_L = 3,7$ [kN] dla oleju $\eta_0 = 0,1084$ [Pa·s]	$\Delta F_L = 4,5$ [kN] dla oleju $\eta_0 = 0,1084$ [Pa·s]
	$\Delta F_L = 6,5$ [kN] dla oleju $\eta_0 = 0,5264$ [Pa·s]	$\Delta F_L = 11,0$ [kN] dla oleju $\eta_0 = 0,5264$ [Pa·s]
Zmiana lepkości z $\eta_0 = 0,1084$ [Pa·s] na $\eta_0 = 0,5264$ [Pa·s]	$\Delta F_L = 10,8$ [kN] zasilanie od strony czoła łożyska	$\Delta F_L = 13,5$ [kN] zasilanie od strony czoła łożyska
Zmiana lepkości z $\eta_0 = 0,1084$ [Pa·s] na $\eta_0 = 0,5264$ [Pa·s]	$\Delta F_L = 13,6$ [kN] zasilanie z kieszeni smarowej	$\Delta F_L = 20,0$ [kN] zasilanie z kieszeni smarowej

4. Omówienie wyników badań

Analizując przebiegi funkcji $F_L = F_L(\varepsilon, \eta_0)$ oraz uwzględniając sposób zasilania łożyska świeżym olejem (rys. 5. i tab. 2.), można zauważyć:

- istotny wpływ lepkości $\eta = \eta(T)$ na nośność filmu olejowego F_L . Wpływ ten rośnie wraz ze wzrostem wartości mimośrodowości względnej ε ,
- niewielki wpływ sposobu zasilania łożyska dla mimośrodowości $\varepsilon \leq 0,55$. Wpływ ten rośnie dla wartości mimośrodowości $\varepsilon > 0,55$. Łożyska zasilane z kieszeni smarowej mają większą nośność filmu olejowego.

Przedstawione wyniki stanowią pierwszy etap badań. W kolejnym etapie zostanie zbadany wpływ innych parametrów pracy gwarantujących prawidłową pracę łożyska, jak maksymalne ciśnienie i maksymalna temperatura w filmie olejowym.

Literatura

- [1] Barwell F.T., Łożyskowanie, WNT, Warszawa 1984.
- [2] Mazurkow A., Właściwości statyczne i dynamiczne, metoda projektowania łożysk ślizgowych z panewką pływającą, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2009.
- [3] Mazurkow A., Łożyskowanie ślizgowe, podstawy teoretyczne, właściwości, uszkodzenia, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2013.
- [4] Mazurkow A., Wybrane zagadnienia z teorii smarowania łożysk ślizgowych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2015.
- [5] Świdarski W., Właściwości adiabatycznego filmu olejowego w poprzecznych łożyskach ślizgowych, Zeszyty Naukowe, nr 706, Politechnika Łódzka, Łódź 1995.

-
- [6] Kaniewski W., Metodyka konstruowania łożyskowania ślizgowego, Sbornik Praci Wysoké Školy Strojní a textilní v Liberci, 1980, s. 179-180.
 - [7] Kaniewski W., Warunki brzegowe diatermicznego filmu smarnego, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej 1997, Zeszyt specjalny, z. 14.
 - [8] Bulushek B., Das Schwimmbüchsenlager bei stationärem Betrieb. Diss. ETH, 1980.
 - [9] DIN 31652, Teil 1, 2, 3: Hydrodynamische Radial – Gleitlager im stationärem Betrieb.
 - [10] Mazurkow A., Termodynamiczna teoria smarowania i statyczne charakterystyki ślizgowego łożyska poprzecznego z panewką pływającą, Praca doktorska, Politechnika Rzeszowska, 1993.

DOI: 10.7862/rm.2020.04

Robert FULARSKI¹

Kamil OCHAŁ²

Ryszard FILIP³

WPLYW PRZYGOTOWANIA POWIERZCHNI KOŁA ZĘBATEGO NA WARTOŚĆ NAPRĘŻEŃ WŁASNYCH OKREŚLANYCH METODĄ DYFRAKCJI RENTGENOWSKIEJ

Koła zębate przekładni lotniczych cechuje wysoki współczynnik niezawodności, wymagany ze względu na obszar zastosowania, dynamiczny charakter pracy oraz przenoszoną moc. Podczas całego cyklu eksploatacyjnego powierzchnie boczne zębów oraz obszary ich podstaw są narażone na uszkodzenia związane z różnymi stanami naprężeń występującymi w czasie zazębienia oraz okresie, kiedy poszczególne zęby kół współpracujących nie stykają się ze sobą. Koncentracja tych naprężeń, związana m.in. z dokładnością wykonania zębów, może prowadzić do różnego typu defektów, takich jak: „pitting”, zgniot, złom, uszkodzenia interferencyjne, wytarcia, wydarcia, odpryski, zatarcia czy przegrzania. W związku z tym koła zębate są poddawane m.in. badaniom naprężeń własnych metodą dyfrakcji rentgenowskiej, dla której procedura wykonania pomiarów oraz przygotowania materiału badawczego jest problematyczna ze względu na ograniczony lub niemożliwy bezpośredni dostęp do wymaganych obszarów pomiarowych. W niniejszym artykule opisano dwie metody przygotowania próbek do badań naprężeń własnych z zastosowaniem dyfraktometru rentgenowskiego wyposażonego w lampę chromową. Zakresem badań objęto: polerowanie elektrolityczne oraz cięcie elektroerozyjne. Przygotowane próbki kół zębatych, reprezentujące rozważane metody, poddano serii pomiarów na stanowisku badawczym, a otrzymane wartości naprężeń, reprezentujące ich stany w warstwie wierzchniej, poddano analizie. Porównano wpływ obydwu metod przygotowania kół zębatych na wartość naprężeń własnych warstwy wierzchniej zębów koła zębatego oraz wykazano, że rodzaj obróbki stosowanej podczas przygotowania próbek ma wpływ na wartości pomiarów naprężeń własnych.

Słowa kluczowe: dyfrakcja rentgenowska, naprężenia własne, koła zębate, polerowanie elektrolityczne, cięcie elektroerozyjne, warstwa wierzchnia

¹ Autor do korespondencji: Robert Fularski, Pratt & Whitney Rzeszów S.A., ul. Hetmańska 120, 35-078 Rzeszów, e-mail: robert.fularski@prattwhitney.com, ORCID: 0000-0001-9994-2601.

² Kamil Ochał, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów.

³ Ryszard Filip, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów.

1. Wprowadzenie

Współczesny rozwój lotnictwa jest związany w dużej mierze z czynnikami ekonomicznymi, pozwalającymi liniom lotniczym obniżyć koszty eksploatacyjne. Działania konstruktorów wynikające z tych potrzeb przekładają się na redukcję masy płatowców, a co się z tym wiąże ich poszczególnych modułów i komponentów. Możliwości takie stwarzają materiały nowej generacji, z których powstają części konstruowane z użyciem oprogramowania do komputerowego wspomaganie projektowania CAD (Computer Aided Design) i MES (Metoda Elementów Skończonych, ang. Finite Element Method, FEM). W wielu przypadkach nowo opracowywane komponenty, w związku z potrzebą redukcji masy, są narażone na zwiększone obciążenia. Przykładem mogą być kolejne konstrukcje rozwojowe silników stosowanych w lotnictwie, których osiągi rosną, pomimo obniżenia ich masy całkowitej. Działania z tym związane pozwalają przewoźnikom zwiększyć liczbę pasażerów lub masę przewożonych towarów.

Minimalizacja gabarytów oraz masy modułów przekładniowych, stosowana w przemyśle lotniczym, przekłada się na ilość materiału niezbędną do ich wytworzenia, a co za tym idzie redukcję wspomnianych wcześniej kosztów części składowych oraz rosnące obciążenia, jakie przenoszą współcześnie konstruowane wyroby [1]. Przykładem takich komponentów są koła zębate przekładni lotniczych, pracujące w warunkach szczególnie dużych obciążeń. Stawiane są im specjalne, wysokie wymagania wytrzymałościowe, zapewniające niezawodność mechanizmów przekładniowych oraz oczekiwaną liczbę cykli pracy przy jednoczesnej minimalizacji liczby operacji serwisowych, związanych z weryfikacją ich stanu technicznego podczas całego okresu eksploatacji.

Koła zębate, a w szczególności ich zęby, są narażone na różnego typu uszkodzenia, wynikające m.in. z dynamicznego charakteru pracy. Przekłada się to na oczekiwaną, wysoką wytrzymałość zmęczeniową [2]. Czynniki takie jak np. naciski punktowe powodują wzrost naprężeń miejscowych, które mogą skutkować wystąpieniem defektów. Niektóre z nich, jak chociażby pitting czy przegrzanie, są związane z olejem. W pierwszym przypadku jest on przyczyną powstawania i propagacji pęknięć, natomiast w drugim, w wyniku wystąpienia nieciągłości filmu olejowego występuje wzrost oporów tarcia, a co za tym idzie temperatury powierzchni bocznej zębów. Temperatura pracy kół zębatych w przekładni lotniczej osiąga wartość bliską niezbędnej do inicjacji przemian fazowych towarzyszących procesowi odpuszczania. Wystąpienie przemian fazowych podczas eksploatacji koła zębatego powoduje niestety utratę jego właściwości użytkowych. Ze względu na konieczność zahamowania procesów zachodzących podczas odpuszczania, skutkujących zmniejszeniem twardości warstwy przypowierzchniowej zębów, gatunki stali, z których są wykonywane koła zębate, zawierają w swoim składzie dodatki pierwiastków stopowych, np. Cr, Mo.

Coraz częściej stosowanym materiałem do wyrobu kół zębatych przekładni lotniczych jest stal stopowa Pyrowear 53 (AMS6308) [3] o składzie chemicz-

nym: C – 0,11%, Mn – 0,4%, Si – 0,9%, Cr – 1,0%, Ni – 2,0%, Mo – 3,25%, Cu – 2,0%, V – 0,1%, Fe – reszta [4]. Zainteresowanie tą stalą rośnie ze względu na podwyższony do temperatury ok. 240°C próg inicjacji procesu odpuszczania. Stal ta w procesach technologicznych, mających na celu wytworzenie koła zębatego, jest poddawana procesom obróbki cieplnej oraz mechanicznej, w celu nadania wymaganych właściwości użytkowych stanu warstwy wierzchniej, w tym: ściskających naprężeń własnych, mikrostruktury i topografii powierzchni [5, 6].

Ustalono, że jednym z czynników wpływających na wytrzymałość zmęczeniową zębów koła zębatego jest stan naprężeń własnych, którego wymagane wartości określają normy lotnicze [1-3, 5-12]. W celu zapewnienia ich wymaganego poziomu konieczne jest stosowanie określonych procesów obróbkowych [3, 7, 8], których przykładem może być proces obróbki ścierniej – szlifowanie. Umożliwiają one wytworzenie naprężeń ściskających w warstwie wierzchniej, przy czym wymagane jest zastosowanie wysokiego reżimu technologicznego kontroli parametrów technicznych obróbki tych procesów (m.in.: prędkości skrawania, posuwu), pozwalającego na zachowanie ich wielkości w wymaganym zakresie.

Ze względu na rodzaj oczekiwane są naprężenia ściskające. Wpływają one korzystnie na właściwości eksploatacyjne części – hamują inicjację i propagację pęknięć w warstwie wierzchniej, będących w wielu przypadkach przyczyną poważnych uszkodzeń określonych podzespołów lub całych zespołów [8, 9-12]. W przekładniach lotniczych uszkodzenia takie przekładają się na bezpośrednie zagrożenie bezpieczeństwa lotu. Koła zębate, zwłaszcza te stosowane w przemyśle lotniczym, muszą cechować się wysoką niezawodnością, stąd istotna jest weryfikacja stanu i charakteru naprężeń własnych w warstwie wierzchniej [8].

Analizę stanu naprężeń własnych prowadzi się w charakterystycznych dla koła zębatego obszarach, jakimi są powierzchnia boku zęba w obrębie koła podziałowego oraz stopa zęba (ze względu na uciążliwość przygotowania materiału badawczego, często weryfikowane w dnie wrębu). Obszary te charakteryzują się największymi obciążeniami związanymi z przekazywaniem mocy przez współpracujące, będące w zazębieniu koła zębate. Na podstawie dostępnych wyników pomiarów naprężeń własnych stwierdzono, że duży wpływ na otrzymywane wyniki pomiarów wywiera sposób przygotowania próbki do badań metodą dyfrakcji rentgenowskiej.

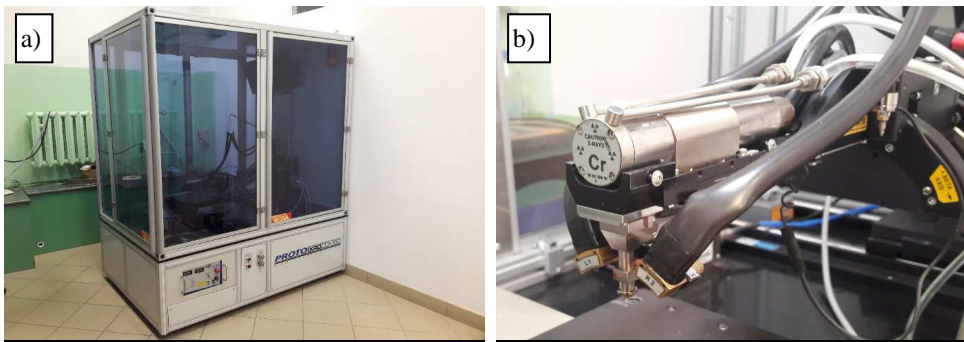
Głównymi procesami stosowanymi w przygotowaniu materiału do badań metodą dyfrakcji rentgenowskiej są: obróbka skrawaniem, np. frezowanie, wycinanie metodą elektroerozyjną lub cięcie strumieniem wody. Tego typu obróbki są w stanie powodować zmiany stanu naprężeń własnych badanej próbki, stąd otrzymywane wartości wielkości pomiarowych mogą być nieadekwatne do stanu rzeczywistego. Problemy wynikają z trudności przewidzenia, w jakim stopniu metoda stosowana do przygotowania próbki wpłynie na zmianę wartości naprężeń własnych, zwłaszcza w przypadku badania ich stanu w obszarze stopy zęba. W celu wykonania badania w tym rejonie niejednokrotnie niezbędne staje się

usunięcie całych zębów uniemożliwiających przeprowadzenie procedury pomiarowej charakterystycznych, określonych obszarów.

W pracy przeprowadzono badania weryfikujące wpływ dwóch metod przygotowania powierzchni kół zębatych na uzyskane wartości naprężeń własnych w wyznaczonych obszarach.

2. Materiał i metodyka badań

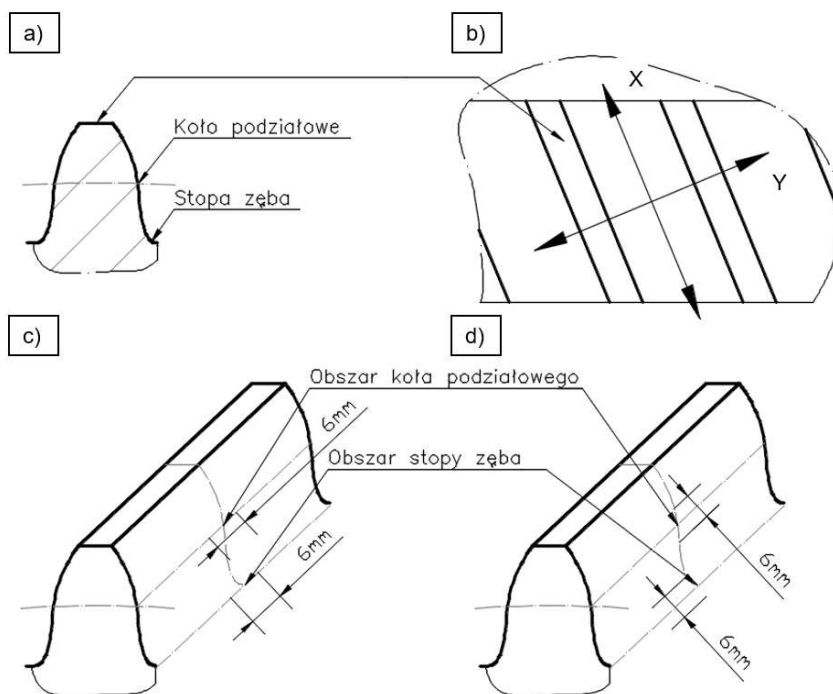
Badania przeprowadzono na kole zębatym daszkowym, wykonanym z ulepszonej cieplnie stali stopowej Pyrowear 53 o zawartości pierwiastków stopowych przedstawionej w tab. 1. Procedurę pomiarową przeprowadzono przy zastosowaniu dyfraktometru Proto iXRD firmy Proto Manufacturing (rys. 1.). Do określenia stanu naprężeń własnych warstwy wierzchniej, badanego dwuwieżkowego koła zębatego o zębach skośnych, zastosowano metodę dyfrakcji rentgenowskiej $\sin^2\psi$. W prowadzonych badaniach stosowano promieniowanie charakterystyczne lampy chromowej CrK_α o średnicy wiązki 1 mm. Napięcie anodowe i prąd anodowy wynosiły odpowiednio 20 kV i 4 mA.



Rys. 1. Stanowisko badawcze – dyfraktometr Proto iXRD firmy Proto Manufacturing (a), lampa rentgenowska (b)

Analizę stanu naprężeń własnych prowadzono na powierzchni bocznej zęba, w obszarze koła tocznego (średnicy podziałowej) oraz stopy zęba w rejonie dna wrębu. Pomiaru prowadzono w połowie szerokości wieńca zębatego. Naprężenia określono w dwóch kierunkach (rys. 2.) na zadanych głębokościach od powierzchni bocznej zęba i dna wrębu, określonych w obowiązującej dla badanych kół normie, stosowanej do zatwierdzania kół zębatych dla lotnictwa – jednakowych dla obydwu obszarów. Wymagane dla kół zębatych wielkości naprężeń własnych warstwy wierzchniej wynikają z obliczeń inżynierskich dopuszczalnych naprężeń stykowych, których wielkości są określone w normach branżowych stosowanych w przemyśle lotniczym. Reprezentantem tych norm jest np. ANSI/AGMA 2001 – D04 [13]. Obszary badawcze natomiast zawierały się w przedziale ± 3 mm od wskazanych na rys. 2. punktów określających średnicę

koła podziałowego i stopy zęba, wzdłuż profilu wyznaczonego przez krzywą powstałą w wyniku przecięcia powierzchni bocznej zęba płaszczyzną do niej prostopadłą, przechodzącą przez punkt symetrii linii zęba oraz w odległości ± 3 mm od rozpatrywanej płaszczyzny.



Rys. 2. Lokalizacja obszarów wykonywania pomiarów naprężeń normalnych σ_x oraz σ_y (a, c, d), kierunki pomiarów X oraz Y (b)

W badaniach zastosowano stałą elastyczności promieniowania rentgenowskiego: $1 + E/\nu$, gdzie: E – moduł Younga, ν – współczynnik Poissona [14-16]. Stała ta dla materiału PYROWEAR 53 wynosi 25000 ksi (172369MPa). Wartość kąta Bragg $2\theta = 156^\circ$.

Tabela 1. Zawartość pierwiastków stopowych stali PYROWEAR 53 [4]

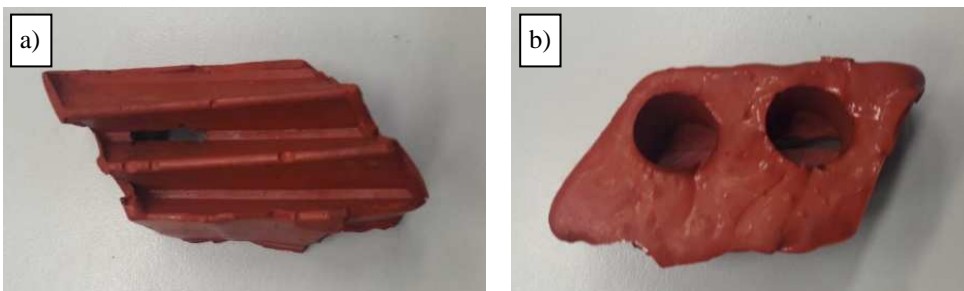
Cr	Ni	C	Mo	Cu	V	Mn	Si	Fe
1,0	2,0	0,11	3,25	2,0	0,1	0,4	0,9	reszta

Przyjęto dwie metody przygotowania powierzchni koła: polerowanie elektrolityczne oraz wycinanie elektroerozyjne. Przygotowanie powierzchni obejmowało usunięcie fragmentów lub kilku zębów (w zależności od metody), które

zastałoby obszar oddziaływania wiązki promieniowania rentgenowskiego, uniemożliwiając wykonanie dyfraktogramu.

Przygotowanie materiału do części badań określających wielkości naprężeń własnych z zastosowaniem metody polerowania elektrolitycznego wykonano przy użyciu polerki elektrolitycznej 8818-V3 firmy Proto Manufacturing. W procesie polerowania zastosowano elektrolit A2 firmy Struers, zawierający metanol oraz kwas nadchlorowy.

Chcąc zabezpieczyć pozostałe powierzchnie zębów przed oddziaływaniem elektrolitu, przygotowano specjalną formę silikonową (rys. 3.). W celu dodatkowej ochrony powierzchni zębów zabezpieczono je lakierem akrylowym, który usunięto acetonem po zakończeniu operacji polerowania.



Rys. 3. Forma silikonowa zastosowana w procesie polerowania elektrolitycznego koła zębatego (a), otwory umożliwiające zamontowanie pistoletu polerki elektrolitycznej (b)

Po zakończeniu polerowania mającego na celu usunięcie obszarów zębów uniemożliwiających wykonanie pomiaru, w środkowej części wieńca koła zębatego powstał krater (rys. 4. i 5.). Tak przygotowana próbka umożliwiła wykonanie pomiaru naprężeń własnych w kierunku prostopadłym do wyznaczonego przez linię zęba.

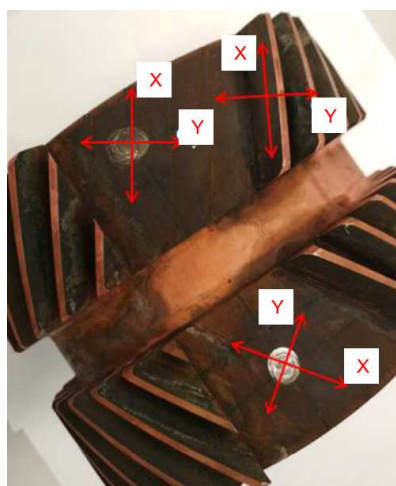


Rys. 4. Koło zębate po procesie polerowania elektrolitycznego – efekt końcowy



Rys. 5. Efekt końcowy polerowania elektrolitycznego uzębienia koła zębatego z zaznaczonymi kierunkami badań

Drugą metodą przygotowania próbki do badań naprężeń własnych było cięcie elektroerozyjne. Materiał badawczy (rys. 6.) poddano procesom przygotowawczym na 4-osiowej wycinarce elektroerozyjnej BP05d firmy ZAP B.P. Powierzchnię, na której wykonano pomiary naprężeń własnych, zabezpieczono lakierem akrylowym. Jako efekt końcowy uzyskano powierzchnie powstałe w wyniku wycięcia kilku zębów koła na wysokości ok. 2 mm od dna wrębu, pozwalające na pomiary stanu naprężeń w obszarze stopy zęba. Ponadto odsłonięto powierzchnie boczne zębów w celu pomiaru naprężeń własnych zlokalizowanych w rejonie koła podziałowego (rys. 6.).

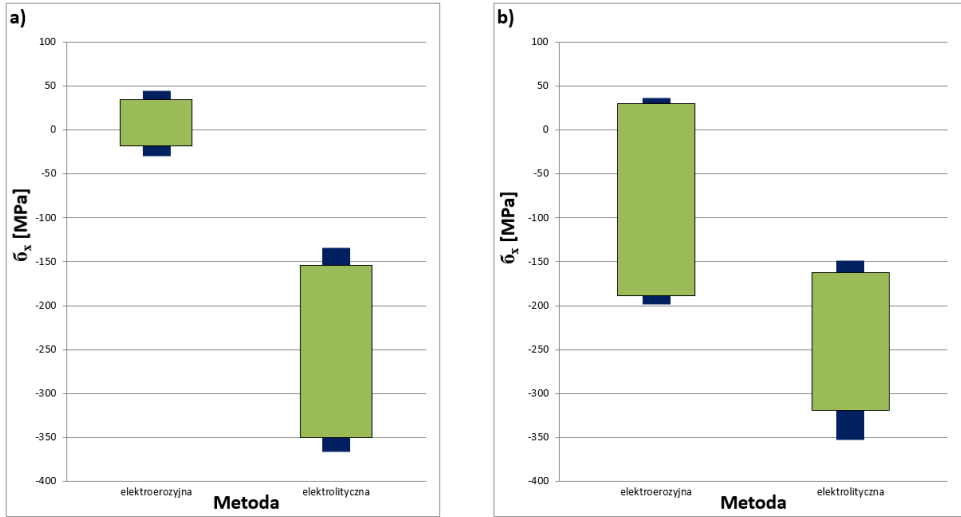


Rys. 6. Efekt końcowy cięcia elektroerozyjnego z oznaczonymi kierunkami badań

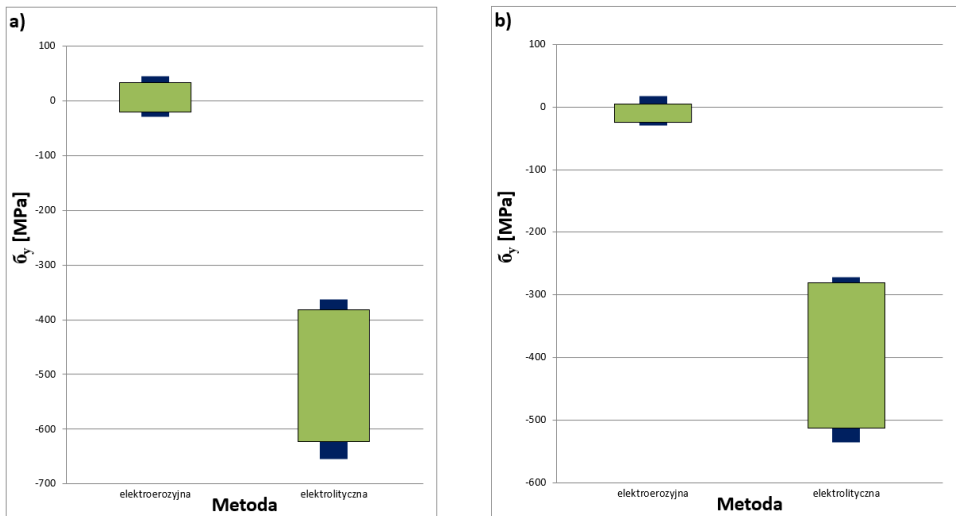
3. Wyniki badań oraz ich analiza

Wartość naprężeń własnych określono w wyznaczonych punktach pomiarowych (rys. 1.), kół zębatych daszkowych (rys. 5. i 6.). Naprężenia normalne σ_x

i $\bar{\sigma}_y$ badano w każdym punkcie pomiarowym w dwóch prostopadłych kierunkach: X oraz Y. W wyniku przeprowadzonych pomiarów uzyskano przedziały zmian wartości naprężeń własnych przedstawione na rys. 7. oraz rys. 8. (węższe słupki odzwierciedlają błąd pomiaru – wartości błęd zostały obliczone przez oprogramowanie dyfraktometru Proto iXRD firmy Proto Manufacturing).



Rys. 7. Wartości naprężeń własnych $\bar{\sigma}_x$ w obszarze podstawy zęba (a) i koła podziałowego (b), w zależności od metody przygotowania próbki



Rys. 8. Wartości naprężeń własnych $\bar{\sigma}_y$ w obszarze podstawy zęba (a) i koła podziałowego (b), w zależności od metody przygotowania próbki

Na podstawie analizy uzyskanych wyników badań stwierdzono, że metoda przygotowania próbki do przeprowadzenia badań ma duży wpływ na otrzymane w wyniku pomiaru wartości naprężeń własnych występujących w warstwie wierzchniej koła zębatego. Zaobserwowano różnice pomiędzy wielkościami naprężeń własnych próbek, do których przygotowania zastosowano cięcie elektroerozyjne oraz polerowanie elektrochemiczne. Rozbieżności wyników zauważono zarówno w rejonie koła podziałowego, jak i stopy zęba.

Ustalono, że wycięcie zębów metodą elektroerozyjną powoduje odprężanie materiału w wyznaczonych i analizowanych obszarach. Wartości naprężeń własnych wyznaczone na tak przygotowanej próbce są zbliżone do 0 MPa (rys. 7. i 8.). Odległość punktu pomiarowego od strefy cięcia ma wpływ na otrzymywane wartości, co można zaobserwować zwłaszcza w kierunku X w rejonie koła podziałowego. Zastanawiająca jest różnica uzyskanych wielkości pomiarowych dla tego punktu w badanych kierunkach X i Y, której przyczyną będzie tematem dalszych badań i analiz. W próbach przygotowanych metodą polerowania elektrolitycznego naprężenia własne w warstwie wierzchniej analizowanych punktów pomiarowych posiadały charakter naprężeń ściskających, oczekiwanych dla rozpatrywanego typu powierzchni, uzyskując wartość do ok. – 600 MPa.

W wyniku analizy wyników pomiarów próbek przygotowanych z użyciem polerowania elektrolitycznego zaobserwowano różnice pomiędzy wartościami naprężeń własnych mierzonymi w kierunkach X i Y. W obszarze stopy zęba naprężenia ściskające w kierunku Y są większe w sensie wartości bezwzględnej o ok. 250 MPa w stosunku do wartości naprężeń ściskających zmierzonych w kierunku X w tym obszarze. W obszarze średnicy podziałowej zęba zaobserwowano podobną zależność, przy czym zmiana wartości wynosi ok. 150 MPa.

Statystyczną istotność obserwowanych różnic pomiędzy metodami przygotowania próbek potwierdzono, wykorzystując test statystyczny t Studenta (tab. 2.). Wspomniany test t Studenta dla prób niezależnych jest testem parametrycznym i używa się go w celu porównania średnich z dwóch niezależnych od siebie grup pomiarów. Badane próbki powinny być równoliczne, cechować się rozkładem normalnym i wykazywać się homogenicznością wariancji, jednak niewielkie odstępstwa od przedstawionych założeń nie podważają zasadności stosowania tego testu statystycznego do weryfikacji hipotez.

Przyjęta w badaniach hipoteza zerowa testu t Studenta miała postać H_0 : wartość średnia naprężeń normalnych w zadanym kierunku wyznaczonych z użyciem metody elektrolitycznej przygotowania próbek i metody elektroerozyjnej są takie same. Hipoteza alternatywna była formułowana następująco H_1 : wartość średnia naprężeń normalnych w zadanym kierunku wyznaczonych z użyciem metody elektrolitycznej przygotowania próbek i metody elektroerozyjnej są różne.

Tabela 2. Wyniki porównawcze metod przygotowania próbek

Obszar	Kierunek	Metoda	Liczebność próbek	Wartość średnia	Odchylenie standardowe	Błąd standardowy wartości średniej	Różnica	Przedział ufności	P-Value
średnica podziałowa	X	ELEKTROEROZYJNA	12	-12,2	58	17	-227,208	169,706 - 284,711	6,95669E-07
		ELEKTROLITYCZNA	8	-239,4	59,3	21			
	Y	ELEKTROEROZYJNA	12	-10,67	8,58	2,5	406,333	339,105 - 473,562	1,95252E-06
		ELEKTROLITYCZNA	8	-417	80,1	28			
stopa zęba	X	ELEKTROEROZYJNA	12	10,1	16,9	4,9	-232,458	183,454 - 281,462	9,98734E-06
		ELEKTROLITYCZNA	8	-222,4	57	20			
	Y	ELEKTROEROZYJNA	12	9,5	14	4	536,625	465,286 - 605,964	4,02637E-07
		ELEKTROLITYCZNA	8	-526,1	83,4	29			

Jak wynika z tabeli 2., wartości parametru p są mniejsze od standardowo przyjmowanej wartości granicznej 0,05, czyli $p < 0,05$. Zatem można stwierdzić, że przy poziomie istotności 0,05 można odrzucić hipotezę zerową H_0 i zaakceptować hipotezę alternatywną H_1 , co prowadzi do wniosku, iż wyznaczone średnie wykazują istotną statystycznie różnicę między sobą.

4. Wnioski

Analiza uzyskanych wyników badań pozwoliła na sformułowanie następujących wniosków:

- Zastosowanie cięcia elektroerozyjnego w celu przygotowania kół zębatych do badań powoduje znaczną relaksację naprężeń własnych, co przy braku doświadczenia w stosowaniu tej technologii może ostatecznie doprowadzić do błędnych wartości pomiarów, a następnie do błędnej interpretacji wyników.
- Otrzymane wyniki pomiarów oraz przeprowadzone analizy statystyczne dla próbek przygotowanych metodą polerowania elektrolitycznego pozwalają na potwierdzenie prawidłowości wyboru właśnie tej metody przygotowania próbek.
- Przygotowanie próbek z wykorzystaniem polerowania elektrolitycznego pozwala zredukować niekorzystny efekt relaksacji naprężeń oraz zapewnia większą wiarygodność uzyskiwanych wyników pomiarów.
- Wykonane badania pozwalają na rekomendację polerowania elektrolitycznego jako metody, która w znacznie mniejszym stopniu niż metoda elektroerozyjna wpływa na stan naprężeń własnych warstwy wierzchniej, ograniczając tym samym błędy wynikające z oddziaływania procesu przygotowania próbki do badań.

Wszystkie wyniki pomiarów próbek, do których przygotowania zastosowano metodę polerowania elektrolitycznego, wykazują ujemne wartości pomiarów naprężeń własnych, co świadczy o ich ściskającym charakterze. Porównując otrzymane wartości naprężeń własnych z wielkościami pomiarów kontrolnych przeprowadzonych w obszarach oddalonych od stref trawionych, stwierdzono, że nie występują znaczące różnice pomiędzy otrzymanymi wynikami (otrzymane

wartości mieściły się w przedziałach ufności), co świadczy o niewielkim wpływie metody polerowania elektrolitycznego na wartości naprężeń własnych i jej przydatności do badań metodą dyfrakcji rentgenowskiej. Przy zastosowaniu metody elektroerozyjnej wartości naprężeń szczątkowych w badanych punktach uległy relaksacji, co może świadczyć co najmniej o niewłaściwych parametrach technologicznych użytych w procesie cięcia i znaczącym wpływie metody na wartość naprężeń własnych.

W związku z tym, w przypadku występowania czynników uniemożliwiających wykonanie pomiarów naprężeń własnych metodą dyfrakcji rentgenowskiej bez wycinania próbki z badanego przedmiotu, rekomenduje się stosowanie metody trawienia elektrolitycznego. Zaleca się ponadto:

- zabezpieczenie powierzchni niepodlegających badaniu lakierem akrylowym, chroniącym rozpatrywane powierzchnie przed działaniem elektrolitu,
- stosowanie form silikonowych, umożliwiających precyzyjne kierowanie czynnika trawiącego do strefy obróbki.

Przedstawione zalecenia wymagają wprowadzenia dodatkowych operacji, ale w myśl uzyskanych wyników badań są w pełni uzasadnione.

Literatura

1. Folęga P., Figlus T., Wyznaczanie naprężeń w podstawach zębów kół napędów zębatych, Politechnika Śląska, Gliwice, Journal of Machine Construction and Maintenance. Problemy Eksploatacji (4-2007), s. 83.
2. Kuhn F., Lopenhaus C., Klocke F., Model for the calculation of kinematic roughness in the tooth root, 12th CIRP Conference on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering (18-20 July 2018).
3. Freborg A., Ferguson B., Li Z., Modeling Heat Treatment for Characterizing Distortion, Residual Stress, Loading Response and Fracture in a Vacuum Carburized and Gas Quenched Steel Coupon, DANTE Inc., Cleveland, Ohio USA, Thermal Process Modeling, Proceedings from the 5th International Conference on Thermal Process Modeling and Computer Simulation (16-18 June 2014), Gaylord Palms Resort & Convention Center, Orlando, FL, USA, editors: B.L. Ferguson, R. Goldstein and R. Papp.
4. www.carpentertechnology.com/en/product-solutions/cartech-pyrowear-53-alloy/ (dostęp: 01.04.2020).
5. Kacalak W., Szafraniec F., Charakterystyka topografii stref kontaktu w połączeniach stykowych powierzchni kształtowanych w procesie szlifowania, Mechanik, R. 90, nr 10 (2017), s. 921-923.
6. Jolivet S., Mezghani S., El Mansori M., Vargioli R., Zahouani H., Experimental study of the contribution of gear tooth finishing processes to friction noise, Tribology International Vol. 115 (2017), s. 70-77.
7. Skrzypek S., Nowe metody pomiaru makronaprężeń własnych materiałów przy zastosowaniu dyfrakcji promieniowania X w geometrii stałego kąta padania, Wydawnictwo AGH, Kraków 2002.

8. Krajewska-Śpiewak J., Gawlik J., Wyznaczanie naprężeń własnych za pomocą metody rentgenograficznej w materiałach trudnoskrawalnych, *Innowacje w Zarządzaniu i Inżynierii Produkcji*, t. 1, red. R. Knosala, Oficyna Wydawnicza Polskiego Towarzystwa Zarządzania Produkcją (2017), s. 783-794.
9. Kocurek P., Nawrocki J., Kubiak K., Sieniawski J., Analiza stanu naprężeń własnych w odlewach segmentu aparatu kierującego turbiny silników lotniczych, *Inżynieria Materiałowa*, R. 36, nr 3 (2015), s. 129-133.
10. Krupa K., Habrat W., Kocurek P., Sieniawski J., Naprężenia własne w warstwie wierzchniej po toczeniu wykończeniowym stopu tytanu na osnowie fazy międzymetalicznej TiAl(γ), *Mechanik*, R. 86, nr 10 (2016), s. 1508-1509.
11. Gancarczyk K., Kocurek P., Analiza stanu naprężeń własnych i zawartości austenitu szczątkowego w kołach zębatych przekładni lotniczych, *Prace XLII Szkoły Inżynierii Materiałowej*, Wydawnictwo naukowe AKAPIT, Kraków 2014, s. 172-175.
12. Noyan I.C., Cohen J.B., *Residual Stress Measurement by Diffraction and Interpretation*, New York: Springer-Verlag 1987.
13. <https://wp.kntu.ac.ir/asgari/> (dostęp: 31.06.2020).
14. Fillit R.Y., Perry A.J., Strandberg C., X-ray elastic constants, stress profiling and composition of physically vapor deposited ZrN films, *Thin Solid Films*, Vol. 197, Iss. 1-2, 10 March 1991, s. 47-55.
15. Fréour S., Lacoste E., François M., Guillén R., Determining Ti-17 β -Phase Single-Crystal Elasticity Constants through X-Ray Diffraction and Inverse Scale Transition Model, *Materials Science Forum* (Vol. 681), March 2011, s. 97-102.
16. Mittemeijer E.J., Scardi P., *Diffraction Analysis of the Microstructure of Materials*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg (2004), s. 83.

Maria TYCHANICZ-KWIECIEŃ¹
Marek MARKOWICZ²

PROJEKT I BUDOWA STANOWISKA DO WYZNACZANIA WSPÓŁCZYNNIKA PRZEWODZENIA CIEPŁA OTULIN IZOLACYJNYCH

Celem pracy był projekt i budowa laboratoryjnego stanowiska pomiarowego do wyznaczenia współczynnika przewodzenia ciepła otulin izolacyjnych o pierścieniowym polu przekroju poprzecznego i określonej długości. Jest to szczególnie istotne zagadnienie w przypadku rurociągów ciepłowniczych, gdzie izolacja cieplna odgrywa znaczącą rolę przy poprawnej pracy instalacji. Pomiar współczynnika przewodzenia ciepła otulin izolacyjnych na zbudowanym stanowisku badawczym bazuje na metodzie rurowej, która polega na rozwiązaniu równania różniczkowego ustalonego przewodzenia ciepła w przegrodzie walcowej o nieskończonej długości. Stanowisko zostało wyposażone w dwie sekcje pomiarowe, na których możliwy jest jednoczesny pomiar dwóch różnych próbek badanych izolacji. Wykonano wstępne pomiary cieplne różnych materiałów izolacyjnych na każdej sekcji osobno oraz na obydwu sekcjach uruchomionych jednocześnie. Na podstawie przeprowadzonych pomiarów była możliwa weryfikacja poprawności budowy i działania stanowiska pomiarowego, jak również walidacja zastosowanej metody pomiarowej. Wykonano również pomiary temperatury za pomocą kamery termowizyjnej, dzięki czemu możliwe było ustalenie rozkładu temperatur na sekcjach pomiarowych. Otrzymane wartości współczynnika przewodzenia ciepła badanych materiałów izolacyjnych porównano z wartościami katalogowymi tych materiałów oraz dokonano analizy możliwych rozbieżności wyników.

Słowa kluczowe: izolacja cieplna, współczynnik przewodzenia ciepła, aparat rurowy, pomiary cieplne, badania eksperymentalne

Nomenklatura

d – średnica badanej otuliny

L – długość badanej otuliny

\dot{Q} – moc cieplna

T – temperatura

¹ Autor do korespondencji: Maria Tychanicz-Kwiecień, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, e-mail: mtychanicz@prz.edu.pl, ORCID: 0000-0003-4312-2772.

² Marek Markowicz, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów.

Symbole greckie

λ – współczynnik przewodzenia ciepła

Indeksy

1 – dotyczy sekcji 1

2 – dotyczy sekcji 2

$1sr - 10sr$ – dotyczy wartości średniej na termoparach 1–10

z – dotyczy powierzchni zewnętrznej izolacji

w – dotyczy powierzchni wewnętrznej izolacji

1. Wprowadzenie

Zastosowanie izolacji cieplnej wynika w głównej mierze z konieczności ograniczenia strat ciepła pomiędzy układem a otoczeniem. Izolacje cieplne są ponadto stosowane od wielu lat w celu poprawy wydajności energetycznej wielu instalacji i urządzeń przemysłowych oraz w celu utrzymania temperatury czynnika na ustalonym poziomie [1]. W związku z tym zakres stosowania izolacji cieplnych jest niezwykle szeroki, począwszy od układów niskotemperaturowych, po budownictwo, ciepłownictwo, systemy grzewcze, wentylacyjne, klimatyzacyjne, energetykę oraz przemysł metalurgiczny i chemiczny.

Istnieje wiele rodzajów izolacji cieplnych zróżnicowanych pod względem struktury wewnętrznej, zakresu temperatur stosowania i wielu innych czynników [2]. Wybór odpowiedniego rodzaju i grubości izolacji jest zależny od wielu kryteriów, w tym wymaganej efektywności cieplnej izolacji, stabilności i jednorodności właściwości cieplnych w czasie oraz zastosowania izolacji [1].

Materiały izolacyjne w znacznej większości posiadają budowę wieloskładnikową i niejednorodną, co wynika z występowania w ich strukturze fazy stałej oraz fazy płynnej. Złożona budowa wewnętrzna izolacji powoduje, że wymiana ciepła zachodząca w tych materiałach jest również bardzo złożona i występuje głównie na drodze przewodzenia ciepła w składniku stałym izolacji. Może występować również konwekcja i promieniowanie cieplne (szczególnie w wysokich temperaturach [3]) oraz dyfuzja wilgoci w przypadku izolacji zawilgoconych.

Wśród właściwości cieplnych najbardziej istotnych dla izolacji cieplnych jest współczynnik przewodzenia ciepła. Parametr ten zależy od wielu czynników, w tym od temperatury, ciśnienia, gęstości izolacji, obecności wilgoci, struktury materiału i wielu innych. W przypadku przemysłowych izolacji cieplnych konieczna jest okresowa kontrola właściwości termofizycznych materiałów ze względu na wymaganą stabilność pracy instalacji oraz możliwość starzenia cieplnego izolacji z upływem czasu. Istotne jest, aby warunki pomiaru przewodności cieplnej były zbliżone do warunków, w jakich izolacja będzie docelowo użytkowana.

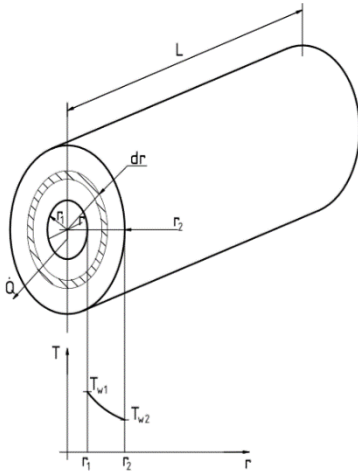
Jedyną metodą umożliwiającą prawidłowe określenie wartości współczynnika przewodzenia ciepła dla materiałów izolacyjnych jest metoda doświadczalna [4]. Istnieje wiele doświadczalnych metod pomiaru współczynnika przewodzenia ciepła izolacji [5]. Dobór odpowiedniej metody pomiarowej jest uwarunkowany przede wszystkim rodzajem, kształtem i wymiarami badanej izolacji, dokładnością metody pomiarowej oraz przewidywanym zakresem temperatur.

Ogólnie metody pomiaru współczynnika przewodzenia ciepła materiałów izolacyjnych można podzielić na metody ustalone i nieustalone [6]. Metody ustalone są odpowiednie dla materiałów stosowanych w systemach i instalacjach stałotemperaturowych lub niepodlegających znacznym wahaniom temperatury, jak np. izolacje w systemach grzewczych i rurociągach ciepłych. W przypadku izolacji rurowych pomiar współczynnika przewodzenia ciepła jest wykonywany za pomocą aparatów rurowych, w których próbka badanego materiału ma kształt walcowy. W aparacie rurowym do wyznaczenia przewodności cieplnej określa się moc cieplną przepływającą przez badany materiał oraz różnicę temperatur na powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej izolacji o danej długości i średnicy. Współczynnik przewodzenia ciepła wyznacza się z prawa Fouriera dla jedno- lub wielowarstwowej ścianki cylindrycznej. Za pomocą aparatu rurowego można wyznaczyć przewodność cieplną izolacji rurowych stosowanych w systemach grzewczych [7], niskotemperaturowych [8], instalacjach przemysłowych, wodociągowych, sanitarnych, a także izolacji budowlanych [9]. Istnieją również rozwiązania konstrukcyjne oparte na idei aparatu rurowego, umożliwiające pomiar przewodności cieplnej płynów [10], izolacji proszkowych [11] oraz stopów różnych materiałów [12]. Z kolei w [13] przedstawiono budowę mobilnego stanowiska do wyznaczania strat ciepła w rurociągach niskotemperaturowych na podstawie pomiaru właściwości cieplnych różnego rodzaju izolacji. Poszczególne rozwiązania konstrukcyjne aparatów rurowych różnią się pod względem dokładności pomiarów, dlatego istotne jest stosowanie nowoczesnej aparatury pomiarowej w celu uzyskania dokładnych i powtarzalnych wyników.

Celem artykułu jest przedstawienie koncepcji i budowy laboratoryjnego stanowiska pomiarowego służącego do określania współczynnika przewodzenia ciepła otulin izolacyjnych oraz wykonanie wstępnych pomiarów cieplnych. Stanowisko zostało wykonane w Zakładzie Termodynamiki Politechniki Rzeszowskiej w ramach pracy inżynierskiej. Wyposażono je w dwie sekcje pomiarowe, na których umieszczono dwa rodzaje izolacji szeroko wykorzystywanych w instalacjach przemysłowych i systemach grzewczych. Pomiaru ciepła przeprowadzono na każdej sekcji oddzielnie oraz na obydwu sekcjach jednocześnie w celu weryfikacji poprawności działania stanowiska. Dodatkowo przeprowadzono pomiary termowizyjne obydwu sekcji w celu ustalenia rozkładu temperatur na powierzchniach zewnętrznych izolacji. Współczynnik przewodzenia ciepła badanych izolacji określono na podstawie rozwiązania równania ustalonego przewodzenia ciepła w jednowarstwowej ściance cylindrycznej. Otrzymane wyniki pomiarów porównano z wartościami przewodności cieplnej deklarowanymi przez producentów oraz przeprowadzono analizę możliwych rozbieżności wyników.

2. Przewodzenie ciepła przez jednowarstwową ściankę walcową

Przyjmuje się założenie, że przepływ ciepła w rurze o nieskończonej długości L i przekroju cylindrycznym jest ustalony w czasie. Temperatura na powierzchni zewnętrznej T_{w2} i wewnętrznej T_{w1} jest stała i zmienia się jedynie w kierunku promieniowym, co zostało przedstawione na rys. 1. [4].



Rys. 1. Przewodzenie ciepła przez ściankę walcową

Gęstość strumienia ciepła zdefiniowana jako:

$$q = \frac{\dot{Q}}{A}; \quad q \neq idem \quad (1)$$

ulega zmianie pomimo stałej mocy cieplnej \dot{Q} , ponieważ w kierunku przewodzenia zmienia się powierzchnia wymiany ciepła:

$$A = 2\pi rL \quad (2)$$

Zgodnie z prawem Fouriera dla ścianki cylindrycznej o elementarnej grubości dr , przewodzona moc cieplna jest wyrażona jako:

$$\dot{Q} = -\lambda A \frac{dT}{dr} = -2\pi\lambda Lr \frac{dT}{dr} = idem \quad (3)$$

Po wykonaniu operacji rozdzielania zmiennych i scałkowaniu otrzymuje się średnią wartość współczynnika przewodzenia ciepła λ_m dla zakresu temperatur od T_{w1} do T_{w2} :

$$\lambda_m = \frac{\dot{Q} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{(T_{w1} - T_{w2})2\pi L} \quad (4)$$

Zgodnie z równaniem (4), pomiar przewodności cieplnej za pomocą aparatu rurowego opiera się na pomiarze mocy cieplnej dostarczonej do układu, różnicy temperatur oraz geometrii badanego materiału.

3. Opis stanowiska pomiarowego

Na rysunku 2. przedstawiono schemat stanowiska pomiarowego do wyznaczania współczynnika przewodzenia ciepła izolacji rurowych [14], które zostało zbudowane w Zakładzie Termodynamiki Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej w ramach pracy inżynierskiej. Z kolei na rysunku 3. przedstawiono widok rzeczywisty zbudowanego stanowiska pomiarowego. Stanowisko składa się z dwóch sekcji pomiarowych. Zasadniczym elementem każdej z sekcji jest cienkościenna, miedziana rura z umieszczoną wewnątrz grzałką elektryczną, na której z zewnątrz jest nałożona badana izolacja cieplna. Materiał izolacji musi pozostawać w bezpośrednim kontakcie z powierzchnią rury, aby uniknąć termicznych oporów kontaktowych. Grzałki są zasilane z instalacji elektrycznej poprzez autotransformator. Do powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej badanych izolacji są przymocowane rezystancyjne czujniki temperatury typu Pt100. Każdej z sekcji odpowiada 5 czujników temperatury: 2 czujniki na powierzchni wewnętrznej badanej izolacji i 3 – na powierzchni zewnętrznej. Czujniki są rozmieszczone w różnych miejscach i umożliwiają uzyskanie średniego rozkładu temperatury na powierzchniach badanych izolacji. Odczyt temperatury z poszczególnych termopar jest możliwy dzięki miernikowi temperatury, do którego podłączony jest przełącznik miejsc pomiarowych.

Stanowisko zostało wyposażone również w pulpit sterowniczy umiejscowiony w specjalnej obudowie przymocowanej do stołu. Na pulpicie sterowniczym można włączyć zasilanie główne oraz danej sekcji, a także dokonywać odczytu temperatur oraz parametrów elektrycznych grzałki. W celu zapewnienia sztywności całej konstrukcji, rurę wraz z izolacją przymocowano w specjalnie zaprojektowanych uchwytach i całość przytwierdzono do stołu. Pomiary na stanowisku badawczym są możliwe po włączeniu zasilania danej sekcji lub obydwu sekcji jednocześnie. Należy obserwować wskazania czujników temperatury do chwili ich ustalenia się. Po osiągnięciu stanu termicznie ustalonego można przystąpić do pomiarów właściwych. W tym celu należy odczytać pięciokrotnie, w około pięciominutowych odstępach czasu moc grzałki oraz temperaturę na każdym z czujników temperatury, odpowiadających danej sekcji pomiarowej. Warto pamiętać, że podczas pomiarów nie należy dokonywać zmian w zasilaniu żadnej z sekcji pomiarowych.

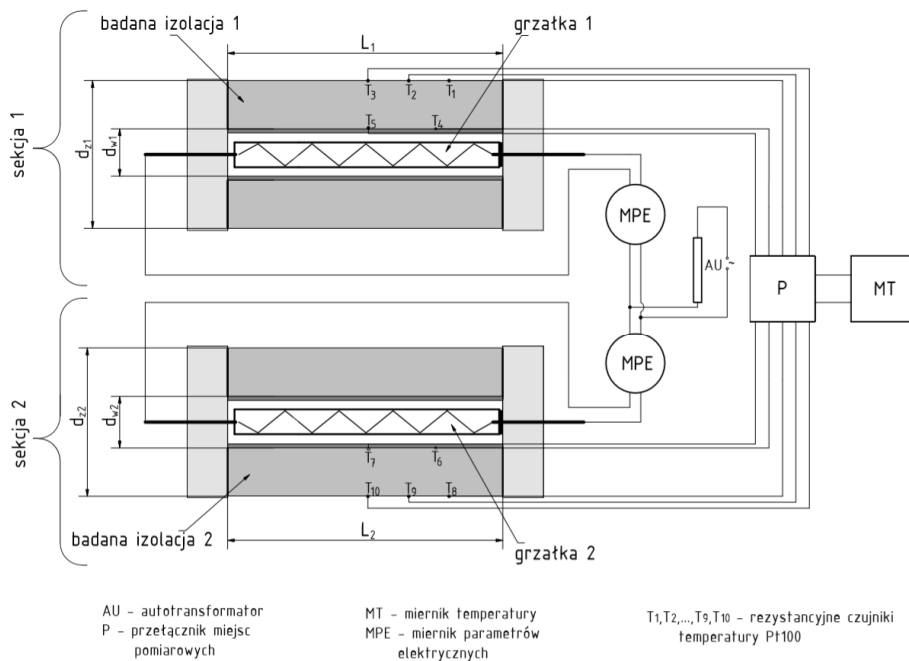
Aby móc obliczyć współczynnik przewodzenia ciepła, należy wyznaczyć średnią temperaturę na powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej badanej otuliny:

$$T_{z1} = \frac{T_{1sr} + T_{2sr} + T_{3sr}}{3} \quad (5)$$

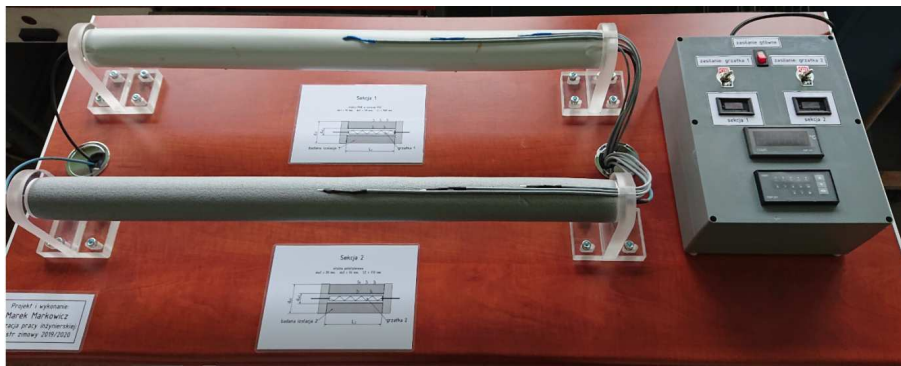
$$T_{w1} = \frac{T_{4śr} + T_{5śr}}{2} \quad (6)$$

$$T_{w2} = \frac{T_{6śr} + T_{7śr}}{2} \quad (7)$$

$$T_{z2} = \frac{T_{8śr} + T_{9śr} + T_{10śr}}{3} \quad (8)$$



Rys. 2. Schemat stanowiska pomiarowego



Rys. 3. Widok rzeczywisty stanowiska pomiarowego do pomiaru przewodności cieplnej otulin izolacyjnych

Wykorzystując średnie wartości temperatur na powierzchniach zewnętrznych i wewnętrznych badanych otulin, należy obliczyć współczynnik przewodności cieplnej badanych izolacji, korzystając ze wzorów:

$$\lambda_1 = \frac{\dot{Q} \ln\left(\frac{d_{z1}}{d_{w1}}\right)}{(T_{w1} - T_{z1})2\pi L_1} \quad (9)$$

$$\lambda_2 = \frac{\dot{Q} \ln\left(\frac{d_{z2}}{d_{w2}}\right)}{(T_{w2} - T_{z2})2\pi L_2} \quad (10)$$

4. Pomiary eksperymentalne

4.1. Pomiary na każdej sekcji oddzielnie

Do pomiarów współczynnika przewodzenia ciepła wybrano następujące materiały izolacyjne:

1. Sekcja 1 – otulina PUR w osłonie PVC o wymiarach:

$$d_{w1} = 0,018 \text{ m}; d_{z1} = 0,059 \text{ m}; L_1 = 0,769 \text{ m}$$

2. Sekcja 2 – otulina polietylenowa o wymiarach:

$$d_{w2} = 0,020 \text{ m}; d_{z2} = 0,055 \text{ m}; L_2 = 0,772 \text{ m}$$

Wybrane materiały należą do materiałów szeroko wykorzystywanych w rurowych instalacjach grzewczych, przemysłowych, wodociągowych, wodno-kanalizacyjnych i sanitarnych. Materiały poddano wstępnym badaniom cieplnym w celu określenia ich współczynnika przewodzenia ciepła. Pomiary przeprowadzono dwukrotnie, na każdej sekcji osobno oraz na obydwu sekcjach jednocześnie.

W celu określenia przewodności cieplnej izolacji umieszczonej na sekcji 1. włączono zasilanie grzałki 1, po czym po ustaleniu się temperatur przystąpiono do właściwego pomiaru. Mierzone parametry odczytano pięciokrotnie w pięciominutowych odstępach czasu i uśredniono. Wykorzystując wzory (5) i (6), obliczono średnią temperaturę na powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej izolacji, natomiast za pomocą wzoru (9) określono współczynnik przewodzenia ciepła izolacji sekcji 1. Wyniki pomiarów i obliczeń przedstawiono w tab. 1.

Tabela 1. Wyniki pomiarów sekcji 1.

\dot{Q} [W]	T_{z1} [K]	T_{w1} [K]	λ_1 [W/(mK)]
13,83	308,32	364,25	0,061

Następnie wyłączono zasilanie grzałki 1 i włączono zasilanie grzałki 2, oczekując na ustalenie się temperatur, po czym dokonano pomiarów właściwych na sekcji 2. Wykorzystując wzory (7) i (8), obliczono średnią temperaturę na powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej izolacji, natomiast za pomocą wzoru (10) określono współczynnik przewodzenia ciepła izolacji sekcji 2. Wyniki pomiarów i obliczeń przedstawiono w tab. 2.

Tabela 2. Wyniki pomiarów sekcji 2.

\dot{Q} [W]	T_{z2} [K]	T_{w2} [K]	λ_2 [W/(mK)]
14,68	303,72	357,28	0,057

4.2. Pomiary na obydwu sekcjach jednocześnie

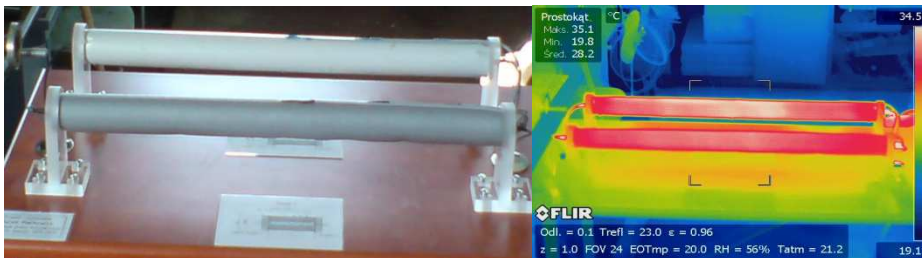
Pomiary na obydwu sekcjach jednocześnie przeprowadzono po włączeniu zasilania i ustaleniu się temperatur na obydwu sekcjach. Wyniki pomiarów mocy cieplnej oraz temperatur na powierzchniach zewnętrznych i wewnętrznych badanych izolacji, wraz z obliczonymi wartościami współczynnika przewodzenia ciepła zaprezentowano w tab. 3.

Tabela 3. Wyniki pomiarów na obydwu sekcjach jednocześnie

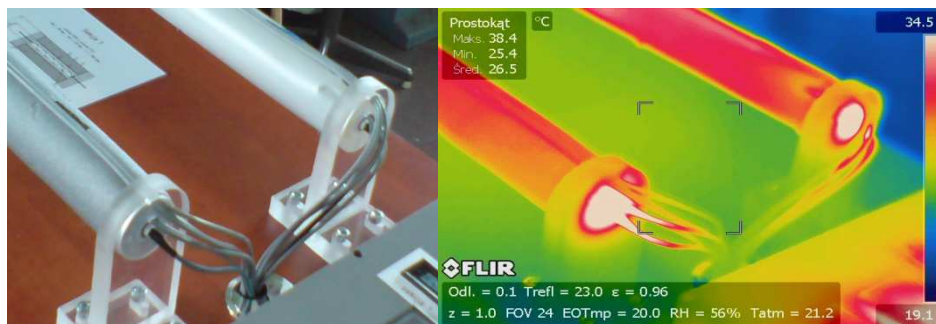
Sekcja	\dot{Q} [W]	T_z [K]	T_w [K]	λ [W/(mK)]
1	11,85	309,46	359,93	0,058
2	12,68	305,76	355,24	0,053

4.3. Pomiary termowizyjne

Badania termowizyjne przeprowadzono w celu ustalenia rozkładu temperatur na sekcjach pomiarowych oraz bardziej szczegółowego poznania zjawisk cieplnych zachodzących podczas pomiarów. Pomiary termowizyjne mogą również służyć do poprawnej interpretacji wyników kolejnych pomiarów eksperymentalnych wykonywanych na stanowisku. Pomiary kamerą termowizyjną przeprowadzono po włączeniu zasilania obydwu grzałek i po osiągnięciu stanu ustalonego. Jako wynik pomiarów otrzymano termogramy obrazujące rozkład temperatur na sekcjach pomiarowych, co przedstawiono na rys. 4. i 5.



Rys. 4. Rozkład temperatur – sekcje pomiarowe



Rys. 5. Rozkład temperatur – powierzchnie czołowe

Na uzyskanych termogramach można zaobserwować wzrost temperatury przy powierzchniach czołowych oraz przewodów zasilających, w wyniku czego część ciepła generowana przez grzałkę jest odprowadzana do otoczenia. Za przyczynę należy uznać brak zastosowania izolacji na powierzchniach czołowych rury, w wyniku czego temperatura izolacji zmniejsza się wraz z oddalaniem się od jej środka i zbliżaniem się do powierzchni czołowych. Innym, bardziej skutecznym rozwiązaniem ograniczającym straty ciepła przez powierzchnie boczne jest zastosowanie grzejników kompensacyjnych, jednak metoda ta jest bardzo pracochłonna ze względu na wymaganą dużą dokładność regulacji ogrzewania kompensacyjnego.

5. Wnioski

Otrzymane eksperymentalnie wartości współczynnika przewodzenia ciepła porównano z wartościami deklarowanymi przez producenta, co przedstawiono w tab. 4.

Tabela 4. Porównanie zmierzonej i deklarowanej przewodności cieplnej badanych materiałów izolacyjnych

Material	PUR w osłonie PVC	Polietylen
Zmierzona przewodność cieplna na osobnych sekcjach λ [W/(mK)]	0,061	0,057
Zmierzona przewodność cieplna na obydwu sekcjach naraz λ [W/(mK)]	0,058	0,053
Deklarowana przewodność cieplna λ [W/(mK)]	0,035–0,036 dla temperatury ok. 40°C	$\leq 0,040$

Można zauważyć, że wartości otrzymane z pomiarów, zarówno indywidualnych, jak i jednoczesnych, różnią się od tych deklarowanych przez producenta. Należy zauważyć, że pomiary eksperymentalne przeprowadzone na stanowisku odbywały się w innych temperaturach niż te, dla których producent określił

wartości współczynnika przewodzenia ciepła. Za najbardziej prawdopodobną przyczynę rozbieżności można uznać fakt, że na stanowisku pomiarowym użyto rury i izolacji o określonej i skończonej długości (bezwymiarowa długość sekcji

1: $\frac{L_1}{d_{z1}} \cong 13$ oraz sekcji 2: $\frac{L_2}{d_{z2}} \cong 14$), co powoduje dodatkową wymianę ciepła

u powierzchni czołowych. Potwierdzają to zarówno wyniki pomiarów termowizyjnych, jak również rozbieżności wyników pomiarów na każdej z sekcji oddzielnie oraz na obydwu sekcjach jednocześnie. W przypadku pomiarów na każdej z sekcji oddzielnie przez daną grzałkę przepływa prąd o natężeniu większym niż w przypadku zasilania dwóch grzałek jednocześnie, w wyniku czego wydzielana jest większa moc cieplna, a zarazem powstaje większa różnica temperatur między grzałką a otoczeniem. W takim przypadku wzrastają również straty ciepła do otoczenia, co ostatecznie wpływa na wzrost wartości współczynnika przewodzenia. Dodatkowymi źródłami rozbieżności wyników mogą być błędy wynikające z zastosowanej aparatury pomiarowej (czujniki temperatury, mierniki parametrów elektrycznych i inne elementy elektroniczne) oraz błędy pomiaru gabarytów otulin.

Biorąc pod uwagę wyznaczone eksperymentalnie wartości przewodności cieplnej badanych materiałów izolacyjnych oraz wszystkie możliwe rozbieżności w odniesieniu do wartości deklarowanych, można uznać, że stanowisko pomiarowe zostało zbudowane poprawnie, a samą metodę pomiarową za skuteczną do pomiarów walcowych próbek o pierścieniowym polu przekroju poprzecznego.

Planowana jest modyfikacja konstrukcji stanowiska mająca na celu ograniczenie strat ciepła przez powierzchnie czołowe oraz dalsze pomiary eksperymentalne różnych materiałów izolacyjnych.

Literatura

- [1] Furmański P., Wiśniewski T.S., Banaszek J., Izolacje cieplne. Mechanizmy wymiany ciepła, właściwości cieplne i ich pomiary, Instytut Techniki Ciepłej, Politechnika Warszawska, Warszawa 2006.
- [2] Górzyński J., Przemysłowe izolacje cieplne, wyd. Sorus, Poznań 1996.
- [3] Tychanicz-Kwiecień M., Wilk J., Gil P., Review of High Temperature Thermal Insulation Materials, Journal of Thermophysics and Heat Transfer 33(11):1-13 August 2018.
- [4] Kulesza J. i in., Pomiary cieplne – część I: podstawowe pomiary cieplne, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2001.
- [5] Wulf R., Barth G., Gross U., Intercomparison of Insulation Thermal Conductivities Measured by Various Methods, International Journal of Thermophysics (2007) 28:1679-1692.
- [6] Yüksel N., The Review of Some Commonly Used Methods and Techniques to Measure the Thermal Conductivity of Insulation Materials, Insulation Materials in Context of Sustainability (2016).

- [7] Zehendner H., Thermal Conductivity of Thermal Insulation Materials on Pipes, *Journal of Thermal Insulation*, Vol. 7, July 1983.
- [8] Cremaschi L., Shanshan C., Worthington K., Ghajar A.J., 2012. Measurements of Pipe Insulation Thermal Conductivity at Below Ambient Temperatures Part I: Experimental Methodology and Dry Tests. *ASHRAE Transactions*. 118(1):1061-1076.
- [9] Carlson J.D., Bhardwaj R., Phelan P.E., Kaloush K.E., Golden J.S., Determining Thermal Conductivity of Paving Materials Using Cylindrical Sample Geometry, *Journal of Materials in Civil Engineering* 2010.22:186-195.
- [10] Iyengar A.S., Abramson A.R., Comparative Radial Heat Flow Method for Thermal conductivity Measurement of Liquids, *Journal of Heat Transfer* June 2009, Vol. 131/064502-1.
- [11] Flynn D.R., A Radial-Flow Apparatus for Determining the Thermal conductivity of Loose-Fill Insulations to High Temperatures, *Journal of Research of the National Bureau of Standards-C. Engineering and Instrumentation*, Vol. 67C, No. 2, April-June 1963.
- [12] Williams R.K., Radial Heat Flow Thermal Conductivity Apparatus for Measurements on Sulfide and Telluride Melts, *The Review of Scientific Instruments*, Vol. 39, No. 8 August 1968.
- [13] Fesmire J.E. et al, Apparatus and method for thermal performance testing of pipelines and piping systems, United States Patent US 6,715,914 B1, April 2004.
- [14] Wesołowski A., Urządzenia chłodnicze i kriogeniczne oraz ich pomiary cieplne, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1980.

Katarzyna KACZOROWSKA¹
Michał JAKUBOWSKI²

WYKORZYSTANIE METOD PRZYROSTOWYCH W BUDOWIE I OBRÓBCE ELEMENTÓW KOMPOZYTOWYCH O ZŁOŻONEJ GEOMETRII

W niniejszej pracy przedstawiono problematykę wykorzystania metod przyrostowych w budowie i obróbce elementów kompozytowych o złożonej geometrii, jako składową szerszego projektu poświęconego budowie zespołu chłodzącego ogniwo paliwowe motoszybowca AOS-H2. Zważywszy na niewielkie wymiary części kompozytowych (jak na warunki zastosowań danego materiału), konieczne było wprowadzenie druku 3D, jako technologii pomocniczej zarówno w trakcie laminowania, obróbki półfabrykatów, jak również jako tańszą i szybszą alternatywę produkcyjną stempli dociskowych. Zastosowanie metod przyrostowych wpłynęło nie tylko na poprawę jakości gotowego wyrobu, ale również było niezbędne, aby niektóre z elementów wentylatora, wbrew powszechnej opinii, mogły zostać wykonane z włókna węglowego w tak niewielkiej skali (np. łopatkę, których wysokość nie przekraczała 50 mm). Wprowadzenie druku 3D do pracy z laminatem umożliwiło użycie kompozytu do budowy elementów o złożonej geometrii i stosunkowo niewielkich wymiarach.

Słowa kluczowe: kompozyt, włókno węglowe, druk 3D, metody przyrostowe

1. Wprowadzenie

Współczesna inżynieria lotnicza skupia się na zwiększaniu efektywności i szeroko rozumianej sprawności maszyn latających, prowadzących do zmniejszenia kosztów eksploatacyjnych [1]. W dalszym ciągu to masa i niezawodność podzespołów wchodzących w skład samolotu są czynnikami determinującymi i wpływającymi w sposób decydujący na to, czy jest on akceptowalny ze względów ekonomicznych i coraz to istotniejszych względów ekologicznych [2]. Pomijając kwestie napędu i jego spalanie, to właśnie materiały kompozytowe (kompozyty polimerowe) wydają się być najtrafniejszą drogą dla nowoczesnego lotnictwa [3], sprawiającą, że sprostą ono wymaganiom światowego rynku. Zwiększanie składu procentowego części kompozytowych w strukturze płatowca

¹ Autor do korespondencji: Katarzyna Kaczorowska, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów, e-mail: kaczorowskakatarzyna15@gmail.com, ORCID: 0000-0002-9704-4119.

² Michał Jakubowski, Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Łukasiewicza, al. Powstańców Warszawy 12, 35-959 Rzeszów.

[4] jest obecnie dosyć popularne, natomiast sprawa ma się zupełnie odwrotnie, jeśli chodzi o części mechaniczne, mówiąc precyzyjniej podzespoły samolotu często o niewielkich wymiarach, ale silnie obciążone złożonym stanem naprężeń. Sposoby projektowania i wykonywania takich elementów przy użyciu technologii kompozytowej albo nie są jeszcze ogólnodostępne, albo w ogóle nie zostały jeszcze opracowane [5]. Autorzy niniejszego artykułu zostali postawieni przed zadaniem zaprojektowania, opracowania technologii produkcji i wykonania kompozytowej, dwustopniowej turbiny chłodzącej ogniowo paliwowe motoszybowca AOS-H2 [6] o maksymalnych wymiarach średnicowych nieprzekraczających 200 mm przy zadanym napędzie wentylatorów generujących przepływ powietrza w postaci silników elektrycznych Hacker Q80-13XS, ograniczających długość łopatek ze względów konstrukcyjnych do jedynie 50 mm. Po analizie dostępnych środków, literatury i prób poprzednich zespołów pracujących nad tą problematyką uznano, że proces budowy urządzenia tego typu nie wymaga jedynie dostosowania, lecz kompleksowego opracowania i zweryfikowania na wszystkich jego etapach (projekt, technologia wykonania, wykonanie) [7]. W trakcie prac poświęconych konstruowaniu turbiny chłodzącej do AOS-a opracowano wiele oryginalnych i autorskich metod produkcyjnych (szerzej opisanych w innych publikacjach), sprawiających, że użycie włókna węglowego jako głównego materiału konstrukcyjnego do niewielkiego, lecz silnie obciążonego generatora strumienia chłodzącego, stało się uzasadnione [8]. Jednym z ważniejszych czynników, dzięki którym wykonanie urządzenia było możliwe, okazało się wprowadzenie do procesu produkcyjnego części kompozytowych technologii przyrostowych [9], jako metody pomocniczej znacznie ograniczającej koszty produkcyjne, alternatywnej dla części kompozytowych, służącej do wykończenia i umożliwiającej użycie rzadko stosowanych węglowych tkanin hybrydowych [10], a także jako techniki przyspieszającej proces prototypowania i weryfikacji teorii na etapie montażu zespołu chłodzącego jako całości. Brak wprowadzenia druku 3D do procesu produkcyjnego skutkowałoby bardzo wyraźnym wzrostem kosztów gotowego wyrobu [11], ale przede wszystkim brakiem możliwości uzasadnionego użycia materiału kompozytowego na najistotniejsze części turbiny chłodzącej.

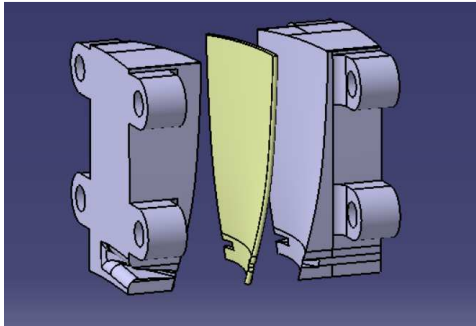
2. Druk 3D jako metoda pomocnicza

2.1. Kształtowniki łopatek

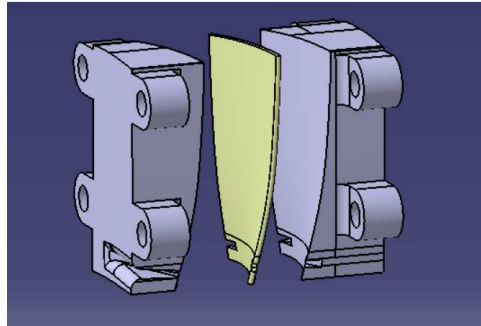
Druk 3D jako metoda pomocnicza miał kluczowe znaczenie w całości procesu wytwórczego gotowego zespołu chłodzącego. Zastosowanie metod przyrostowych w tym charakterze albo nie powinno być pominięte ze względów ograniczania kosztów produkcji, albo jest to wręcz jedyny możliwy sposób na wykonanie części czy narzędzi o specyficznej geometrii. Wprowadzenie druku 3D jako metody pomocniczej w procesach wyrobu elementów kompozytowych zwiększa zakres stosowalności laminatów, umożliwiając wykonywanie niewielkich części o bardzo złożonych kształtach, zapewniając wysoką jakość i powta-

rzalność elementów. W technologii wykonania turbiny chłodzącej, przy zastosowaniu drukarki 3D, zaplanowano wytworzenie dwóch kluczowych ze względów powodzenia projektu narzędzi.

Kształtowniki łopatek wykorzystują jedną z najważniejszych zalet metod przyrostowych, jaką jest możliwość wykonywania części o geometrii, w której występują kanały o płynnie zmiennych polach przekrojów (rys. 1., rys. 2.).



Rys. 1. Kształtowniki łopatek (widok A)



Rys. 2. Kształtowniki łopatek (widok B)

Podczas projektowania wentylatorów generujących przepływ powietrza, uznanych za najważniejsze elementy zespołu chłodzącego, napotkano na duże trudności konstrukcyjne, które rozwiązano dzięki zastosowaniu połączenia zamkowego jako metody montażowej łopatek wentylatora do tarcz. Takie rozwiązanie umożliwiło zastosowanie technologii kompozytowej do budowy wirnika, jednak wymagało opracowania sposobu otrzymywania bardzo powtarzalnej i zarazem skomplikowanej geometrii łopatek. Szybko okazało się, że łopatki o wysokości 50 mm wykonywane z włókna węglowego muszą być produkowane etapowo, w kilku procesach prowadzących do nadania elementom ostatecznego kształtu. Pomijając etap laminowania łopatek na formie, w którym to otrzymuje się ich surowy półfabrykat (rys. 3.), należało nadać im finalny kształt. O ile wykończenie ścianek bocznych nie stanowiłoby większych problemów technologicznych, ponieważ w procesie wytwórczym zapewniono możliwość obróbki tych sekcji jeszcze przed odformowaniem, stosując oryginalny projekt formy, to precyzyjne wykonanie nacięć umożliwiających solidny montaż gotowego wyrobu w tarczach wymagał już zaprojektowania specjalnego narzędzia. Istota działania kształtownika sprowadzała się do zamontowania łopatki wstępnie obrobionej między dwiema częściami narzędzia (rys. 4.), użycia śrub w celu uniemożliwienia ruchu półfabrykatu i wykończenia powierzchni bocznych wyrobu za pomocą obróbki ścierniej (rys. 5.). Nacięcie rowków w łopatce odbywało się przy użyciu piły włosowej umieszczonej w kanałach kształtownika, które ze względu na specjalną konstrukcję wyłapywały narzędzie skrawające, ustawiając je pod odpowiednim kątem do półfabrykatu, umożliwiając powtarzalne wykonywanie operacji, co było konieczne ze względu na dużą liczbę konstrukcyjnie identycznych elementów.

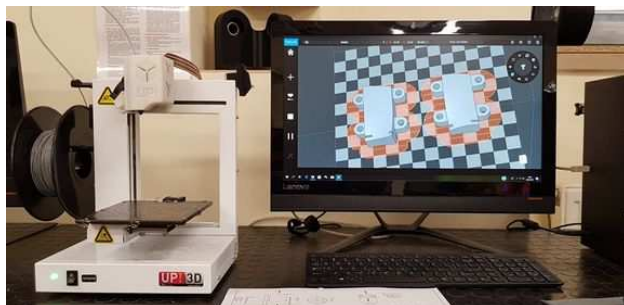


Rys. 3. Półfabrykat łopatki

Rys. 4. Półfabrykat w kształtowniku

Rys. 5. Gotowa łopatka w kształtowniku

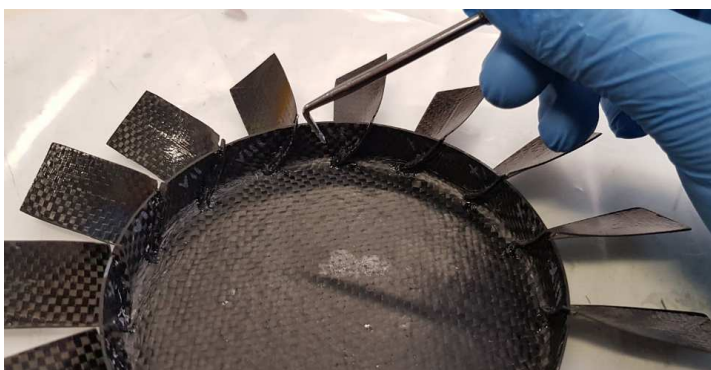
Kształtowniki wykonano z filamentu typu PETG, stosując stu procentowe wypełnienie, nie przekraczając 6 godzin pracy drukarki (rys. 6.).



Rys. 6. Wykonanie kształtowników na drukarce 3D



Rys. 7. Łopatka po obróbce



Rys. 8. Montaż łopatek do tarczy

Tak wykonane narzędzie umożliwiało obróbkę maksymalnie 15 łopatek z zachowaniem bardzo wysokiej jakości gotowego wyrobu (rys. 7.), potwierdzoną podczas procesu montażu (rys. 8.). Ze względu na zastosowaną technologię produkcji narzędzia, ciężko jest tutaj mówić o kosztach jego wykonania, więc kształtownik z widocznymi śladami eksploatacji mógł być natychmiastowo wymieniony na nowy zestaw obróbkowy.

2.2. Tuleja dociskowa

Tuleja dociskowa to narzędzie, które jest doskonałym przykładem, jak w bardzo prosty sposób można znacząco ograniczyć koszty produkcji, skrócić czas wykonania i zwiększyć jakość wyrobu. Na etapie projektu elementów tarczowych wchodzących zarówno w skład wentylatora, jak i statora, okazało się konieczne, ze względów konstrukcyjnych, zastosowanie ścianek prostopadłych schodzących się pod kątem prostym lub niewielkim zaokrągleniem rzędu $R1,5$ mm, powszechnie uważanych za bardzo kłopotliwe lub niewykonalne z materiałów laminowanych w formach. Mając na uwadze czas wykonania form i fakt zastosowania do ich produkcji płyt akrylowych typu ProLab, których użycie powinno być ograniczane ze względów ekonomicznych, konieczne było zastosowanie technologii próżniowej, jako metody służącej do wykonania półfabrykatów większości elementów składowych. Technika ta w przeciwieństwie do metody stempla nie wymaga produkcji frezowanych docisków, które w praktyce posiadają poziom skomplikowania i wielkość głównej części formy. Worek próżniowy świetnie sprawdzał się jako docisk geometrycznie regularnych sekcji elementów tarczowych, ale jakość materiału na niewielkich promieniach przejścia (rys. 12.) czy krawędziach prostopadłych była nieakceptowalna. W celu zapewnienia wysokiej jakości wyrobu, przy zachowaniu niskich kosztów produkcji, zaprojektowano tuleję dociskową (rys. 9.), której uniwersalna konstrukcja, w zależności od sposobu montażu i ułożenia w formie, umożliwia stosowalność w produkcji wielu elementów składowych wirnika czy statora. Na przykład stosowana przy wykorzystaniu sekcji dociskowej wyposażonej w zaokrąglenie $R1,5$ służyła do produkcji tarczy przedniej wentylatora, z kolei obrócona o 180° zapewniała dobrą jakość kątów prostych materiału dla obejm statora.



Rys. 9. Tuleja dociskowa

Technologia użycia tulei zakładała klasyczne ułożenie przelaminowanego materiału w formie i następane umieszczenie jej w worku próżniowym wraz z sączkami, jak w tradycyjnej metodzie niskociśnieniowej. Podczas redukcji ciśnienia należało zwrócić szczególną uwagę na pozostawienie nadmiaru worka w miejscach narażonych na niedoskonałości materiałowe tak, aby nie przyległ on do laminatu napięty. Po osiągnięciu zakładanego podciśnienia 900 mbar na elemencie umieszczano tuleję dociskową (rys. 10.) nałożoną odpowiednią stroną w kierunku laminatu i następnie obciążano dwukilogramowym ciężarkiem (rys. 11.).



Rys. 10. Tuleja dociskowa jako stempel



Rys. 11. Obciążenie tulei zapewniające odpowiedni docisk przelaminowanego materiału

Tak zaprojektowany proces produkcyjny świadczy o zastosowaniu technologii hybrydowej łączącej ze sobą techniki próżniowe i metodę stempla, zapewniając wysoką jakość wyrobu. Poprawa struktury laminatu, przy zastosowaniu nowej i specjalnej technologii produkcyjnej, jest widoczna gołym okiem na warstwach zewnętrznych (rys. 13.), ale wpływa także znacząco na jakość materiału w przekroju gotowego elementu, nawet w miejscach krytycznych, takich jak promienie przejścia (rys. 14.), szczególnie istotną w urządzeniach wysokoobrotowych.



Rys. 12. Widoczne nieciągłości materiału przy zbyt słabym docisku na krawędzi tarczy



Rys. 13. Poprawnie wykonana tarcza

Do wykonania tulei dociskowej posłużyła standardowa drukarka laboratoryjna zasilana filamentem typu PETG. Poziom wypełnienia druku powinien być dobrany odpowiednio do siły, z jaką tuleja będzie dociskana do laminatu,



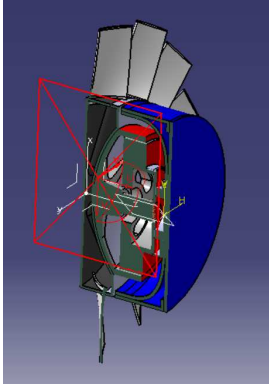
Rys. 14. Prawidłowo wykonany promień przejścia

ponieważ jej sztywność ma kluczowe znaczenie dla finalnego kształtu wyrobu. Tuleja stosowana do produkcji turbiny chłodzącej była drukowana przy 90% wypełnieniu i nie wykazywała żadnych oznak odkształceń przy obciążeniu do 6 kg. Brak opracowania technologii hybrydowej z zastosowaniem technik przyrostowych skutkowałby koniecznością produkcji co najmniej pięciu stempli, które w celu poprawności swojego działania w praktyce pochłonęłyby ilość materiału typu ProLab równoważną tej, zastosowanej na główne części formy, zwiększając tym samym o nawet 60% liczbę koniecznych do wyfrezowania wzorników, co w bardzo znaczący sposób wpłynęłoby na wzrost kosztów projektu i jego czas realizacji.

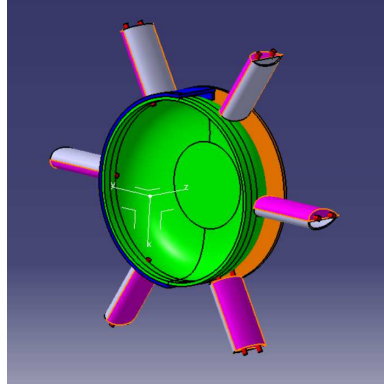
3. Druk 3D jako metoda zamienna

Stator to część konstrukcji łącząca rdzeń zespołu chłodzącego z korpusem, stanowiąc pewnego rodzaju szkielet całego złozenia, dlatego też jego budowa i podział musiały zostać starannie zaprojektowane w celu nadania mu odpowiedniej wytrzymałości z możliwością zapewnienia chłodzenia dla silników (poniekąd schowanych wewnątrz statora) – rys. 15. – napędzających wentylatory obrotowe. Projekt zakładał, aby obydwa podzespoły (wentylator z silnikiem) zostały przymocowane do statora za pomocą specjalnie zaprojektowanego stojanu silnika, natomiast już sam stator zapewnił połączenie z korpusem poprzez gwintowane pręty metalowe (rys. 16.) działające na zasadzie napinacza.

W przypadku takiego rozwiązania łopatki statora pełnią rolę jedynie aerodynamiczną i nie są narażone na działanie dużych obciążeń, dlatego też możliwe było ich wykonanie w sposób zapewniający jak najmniejszą masę. Wykorzystując fakt, że mają one jedynie funkcję owiewki dla prętów, zdecydowano, że będzie możliwe przeprowadzenie przez ich wnętrza kanałów chłodzących, doprowadzających i odprowadzających powietrze z silników.



Rys. 15. Montaż silnika wewnątrz statora i wentylatora



Rys. 16. Koncepcja złożenia statora

Koncepcja początkowa zakładała wykonanie łopatek w technologii kompozytowej przy użyciu niezwykle lekkiego materiału węglowego, carbowave 20 g/m². Dwie symetryczne formy wykonano z materiału typu ProLab, umieszczając w jednej z nich rowki przeznaczone na gwintowane pręty łączące stator z korpusem. Laminowanie odbywało się w technologii sandwichowej z przekładką z rochacelu 1 mm, a następnie po utwardzeniu żywicy i wstępnej obróbce sklejono gotowe powierzchnie (rys. 17.).

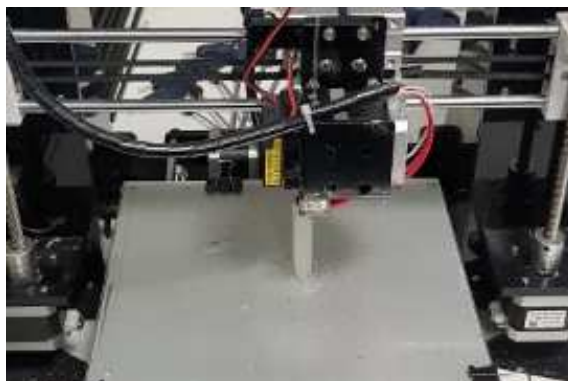


Rys. 17. Proces produkcji węglowych łopatek statora

Okazało się, że próba laminowania tak małych elementów w technologii sandwichowej z użyciem próżni nie jest, w tym wypadku, najlepszą metodą, gdyż materiał został zbyt słabo dociśnięty i pojawiły się na nim nieciągłości. Dodatkowo, niedokładnie wykonane formy spowodowały brak zachowania profilu w gotowym produkcie, przez co utracił on właściwości aerodynamiczne.

Z powodu nieudanej próby wylaminowania elementu oraz zmniejszającej się ilości czasu na finalizację projektu, podjęto decyzję o rezygnacji z budowy łopatek z użyciem materiału węglowego, ze względu na długi czas oczekiwania na frezowanie nowych form i skomplikowany proces technologiczny, zastępując je pylonami wykonanymi w technologii przyrostowej.

Łopatki drukowano w dwóch podejściach. Na początku przeprowadzono eksperyment sprawdzający, czy elementy wykonane z podatnego filamentu TPU (rys. 18.), który po połączeniu wszystkich elementów miał dopasować się do korpusu oraz statora i zapewnić redukcję drgań przenoszonych z rdzenia turbiny na jej korpus, mogą zagwarantować pożądaną sztywność złożenia. Biorąc pod uwagę ścisk materiału, wykonano je z naddatkiem 2 mm. Test w warunkach 30% nominalnych obrotów silnika wykazał, że filament ten jest zbyt miękki, co spowodowało zupełną kompensację luzu wierzchołkowego łopatek wentylatora (rys. 19., rys. 20.), koniecznego do utrzymania ze względów bezpieczeństwa, prowadząc przy większych obrotach do ich zderzenia z korpusem.



Rys. 18. Drukowanie łopatek z filamentu TPU



Rys. 19. Próbny montaż



Rys. 20. Montaż z wentylatorem (test luzu wierzchołkowego)

Po porównaniu profili łopatek wykonanych z włókna węglowego i techniką przyrostową (rys. 21., rys. 22.), które dowiodło dużo większą dokładność tej drugiej metody w wypadku elementów w tak niewielkiej skali, zdecydowano się podjąć drugą próbę druku, tym razem z zachowującego dużo większą sztywność filamentu PETG.

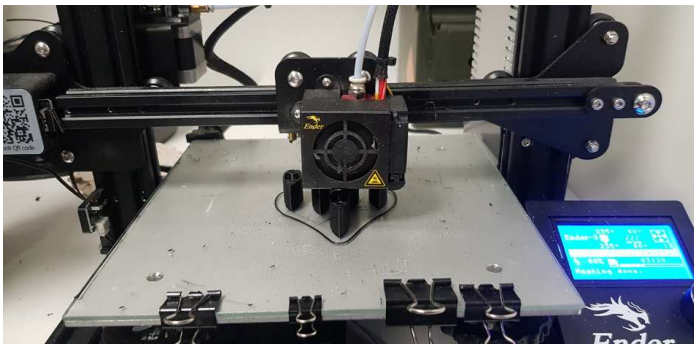


Rys. 21. Porównanie dokładności odwzorowania profilu



Rys. 22. Porównanie spływu łopatek

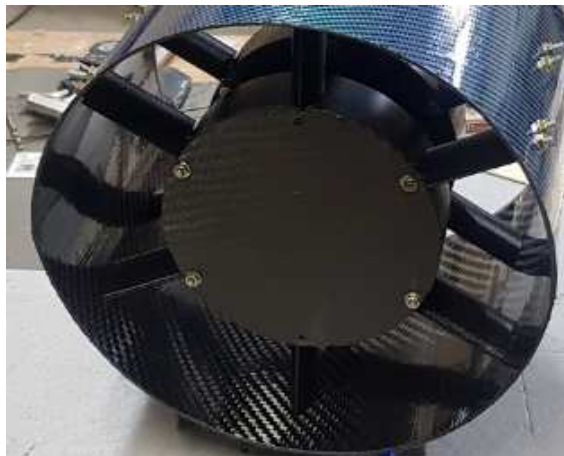
Drugi wydrukowany z filamentu PETG (rys. 23.), komplet łopatek statora spełnił wszystkie założenia projektowe. Pylony zachowały pożądany kształt, zapewniły luz wierzchołkowy łopatom wentylatora, a zaplanowane otwory pod pręty umożliwiły solidne i sztywne połączenie (rys. 24., rys. 25.). Zastosowanie technologii przyrostowej zapewniło dokładne wykonanie nie tylko profilu łopatek, ale również skomplikowanego geometrycznie przekroju zaprojektowanego tak, aby umożliwić przeprowadzenie przez stator chłodzenia silników.



Rys. 23. Druk łopatek z filamentu PETG



Rys. 24. Próbnny montaż (A)



Rys. 25. Próbnny montaż (B)

Porównując obydwie techniki (rys. 26., rys. 27.), stwierdzono, że metoda druku 3D okazała się być znacznie szybsza (komplet 6 łopatek drukował się 9 godzin, natomiast sam czas na utwardzenie żywicy w przypadku łopatek laminowanych wyniósł 12 godzin). Dodatkowo należy zwrócić uwagę na nieporównywalnie mniejsze koszty produkcji łopatek z filamentu PETG, jednak kluczowa w wyborze ostatecznej techniki wytworzenia była dokładność wykonania. Druk 3D zapewnił pożądane odwzorowanie kształtu profilu, a także umożliwił wykonanie bardziej wydajnych kanałów chłodzących silniki.



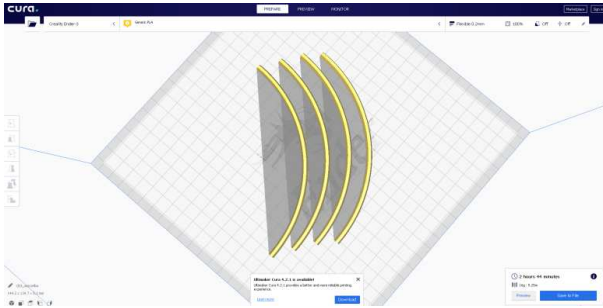
Rys. 26. Porównanie profili łopatek



Rys. 27. Porównanie splotów łopatek

4. Druk 3D jako metoda wykończeniowa

Do budowy korpusu zespołu chłodzącego zastosowano hybrydową tkaninę węglową przeplataną włóknem kevlarowym. Taki typ materiału odznacza się wysoką odpornością na uszkodzenia mechaniczne (w tym wypadku ewentualną dezintegrację elementów rdzenia turbiny w przypadku awarii), jednak podczas obróbki półfabrykatu przy użyciu papieru ściernego wykazuje niezachowanie integralności włókien kevlaru z osnową żywicy. Dlatego też chcąc wykorzystać jego właściwości wytrzymałościowe należało opracować metodę zapobiegającą niszczeniu tkaniny, lecz równocześnie umożliwiającą konieczną obróbkę krawędzi obudowy. Analizując dostępne zaplecze technologiczne zdecydowano się na zastosowanie druku 3D (rys. 28.) do wytworzenia elementów ochronnych w postaci uszczelki zabezpieczających, wykonanych z podatnego filamentu TPU (rys. 29.).



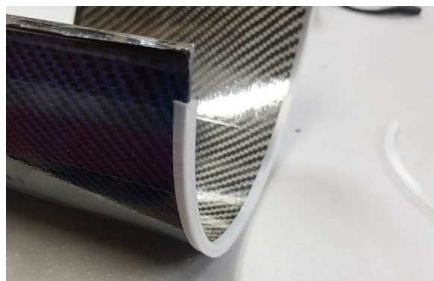
Rys. 28. Modele uszczelki na stole drukarki w programie Cura



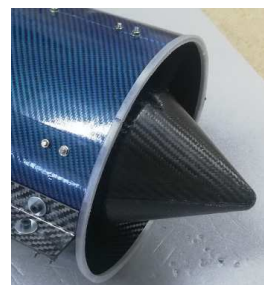
Rys. 29. Model uszczelki zabezpieczającej

Na podstawie modelu korpusu, uszczelki zaprojektowano tak, aby ich kształt dokładnie dopasował się do krawędzi obudowy (rys. 30.). Taki typ zabezpieczenia pełni rolę ochronną przed strzępieniem kompozytu oraz daje możliwość szczelnego montażu (rys. 31.) z wylotem kanału chłodzącego ogniwo paliwowe motoszybowca. Dodatkowo element ten jest niezwykle przydatny w czasie montażu całego zespołu, który przez swój cylindryczny kształt utrudnia pracę przy złożeniu. Uszczelki, pełniąc rolę zabezpieczającą, umożliwiają postawienie turbiny na krawędzi korpusu przy zdemontowanym stożku wylotowym. Mając na uwadze zalety użytkowania tego typu elementów ochronnych, należy pamiętać, że wynikają one niemal wyłącznie z wykorzystania technologii przyrostowych do ich produkcji. W przypadku próby wykonania tych części innymi metodami tradycyjnymi koszty materiału i wyrobu byłyby nieadekwatne co do stosowności elementu. Koszty produkcji uszczelki z filamentu TPU można uznać za cząstkowe względem całości projektu, a pozwalają one na użycie tkanin kevlaro-węglowych bez obaw związanych z ich naturalnymi skłonnościami do strzępienia. Dodatkowo TPU wykazuje dobre właściwości uszczelniające ze

względu na swoją podatność i strukturę podobną do twardego silikonu, dzięki czemu jednostkowa i niskoseryjna produkcja staje się opłacalna i uzasadniona.



Rys. 30. Dopasowanie uszczelki do krawędzi korpusu



Rys. 31. Uszczelka na złożonej turbinie

Wytwarzanie za pomocą technologii przyrostowych znalazło swoje zastosowanie również w przypadku innych elementów wykończeniowych, takich jak wloty powietrza do kanałów chłodzących. Są to elementy poprawiające wydajność chłodzenia poprzez zwiększenie masowego natężenia przepływu powietrza w otworach zaprojektowanych w łopatkach statora i korpusie. Zostały one wykonane z podatnego filamentu TPU (rys. 32.). Zdecydowano się na zastosowanie tego typu materiału, ze względu na to, że wloty wystają poza obrys korpusu (rys. 33.), przez co są narażone na wszelkiego rodzaju uszkodzenia, chociażby podczas montażu zespołu. Miękki filament nie wykazuje skłonności do łamania czy kruszenia się, a jego struktura podatna na punktowe nadtapianie podczas utwardzania żywicy, ze względu na jej wysoką temperaturę żelowania, sprawia, że połączenie z korpusem, w specjalnie zaprojektowanych, nacinanych rowkach, jest trwałe ze strukturą kompozytu. Zastosowanie druku 3D miało tutaj kluczowe znaczenie, ponieważ skomplikowana geometria wlotów wykluczała inne możliwości wytwórcze tych elementów.



Rys. 32. Wloty powietrza



Rys. 33. Próbnny montaż wlotów na korpusie

Zastosowanie technik przyrostowych uznano za najlepszą metodę produkcji jednostkowej czy małoseryjnej części wykończeniowych. Elementy te przyczyniły się znacząco do poprawy jakości całego zespołu chłodzącego, zarówno

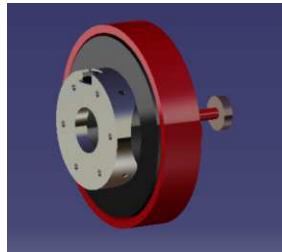
w kwestii jego sprawności (wloty doprowadzające powietrze chłodzące do silników) i jako części zabezpieczające (uszczelki z podatnego filamentu), zwiększające estetykę i ułatwiające eksploatację turbiny.

5. Druk 3D w budowie modeli pomocniczych

Jedną z ram projektowych narzuconą z góry na konstruktorów turbiny chłodzącej była konieczność użycia silników Hacker Q80-13XS. Pomijając fakt dużych wymiarów średnicowych napędu, znacznie wpływających na problematykę budowy wentylatora poprzez konieczność użycia jedynie 50 mm łopatek, konstrukcja silników musiała zostać dostosowana. Przeprojektowaniu należało poddać łożo silnika oraz zastosować zmiany w kształcie jego stojanu. Ze względu na duży koszt pary silników do dwustopniowej turbiny i ewentualne ryzyko uszkodzeń części laminatowych zdecydowano się na weryfikację teorii zmian konstrukcyjnych w praktyce poprzez zamodelowanie napędu w programie Catia (rys. 34., rys. 35.) wraz ze wszystkimi poprawkami i nowym, zaprojektowanym specjalnie na potrzeby konstrukcji statora, łożem (rys. 36., rys. 37.) w celu wytworzenia za pomocą metod przyrostowych ich prototypów. Rzeczywiste modele (rys. 38.) pozwoliły także na przeprowadzenie próbnego montażu na wyprodukowanych już elementach zespołu chłodzącego (rys. 39.-41.), znacznie ułatwiając końcowe prace wykończeniowe. Sam fakt wykorzystania druku 3D jako



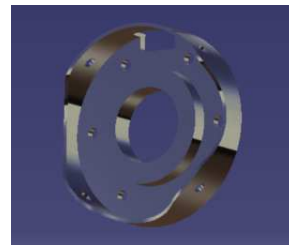
Rys. 34. Model napędu
(widok A)



Rys. 35. Model napędu
(widok B)



Rys. 36. Model łoża silnika
(widok A)



Rys. 37. Model łoża silnika
(widok B)

Rys. 38. Wydrukowane części modeli silników

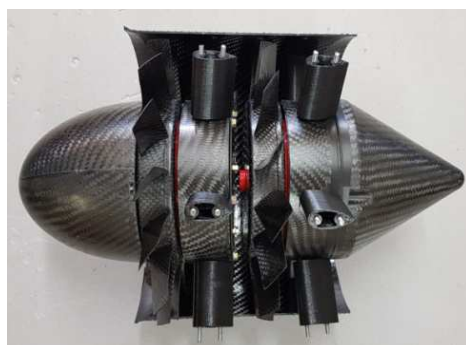


Rys. 39. Złożony, z zastosowaniem modelu silnika, zespół chłodzący (widok A)



Rys. 40. Złożony, z zastosowaniem modelu silnika, zespół chłodzący (widok B)

Rys. 41. Rdzeń zespołu chłodzącego złożony z zastosowaniem modeli silników



metody szybkiego prototypowania jest stosunkowo powszechny, jednak należy zwrócić uwagę na zalety stosowania prototypów podzespołów współpracujących z drogimi w produkcji elementami kompozytowymi, aby nie dopuszczać do ich ewentualnych uszkodzeń.

6. Podsumowanie i wnioski

Prace nad turbiną chłodzącą do AOS-a pokazały, jak istotnym czynnikiem w procesie projektowania i budowy jest otwartość na nowe technologie, stoso-

wanie nieschematycznych i oryginalnych rozwiązań, sprawiających, że jest możliwe wzniesienie współczesnej inżynierii na nowy poziom. Przyszłością maszyn latających są materiały kompozytowe, ponieważ zalety płynące z ich stosowania powodują zwiększenie sprawności czy ekonomiczności lotu. Obecne projekty części i technologie wykonania podzespołów samolotu powinny wykraczać poza standardowe utarte szlaki, aby w sposób uzasadniony zwiększyć skład procentowy laminatów w konstrukcji nie tylko płatowca, ale także reszty jego wyposażenia. Prace nad turbiną chłodzącą dowiodły, że pomimo powszechnej opinii, co do konstrukcji wentylatora mówiącej o niepowodzeniu projektu w takiej formie przy zastosowaniu materiałów kompozytowych, możliwe jest opracowanie technologii wykonania w taki sposób, aby sprostała ona wymaganiom sytuacji. Druk 3D w klasycznej formie (standardowe drukarki i filamenty) nie może być uznawany za dobrą metodę wykonywania odpowiedzialnych podzespołów, ale jako technologia pomocnicza w produkcji części kompozytowych zwiększa stosowalność laminatów, likwidując znaczące ograniczenia, takie jak wielkość i złożoność geometryczna pojedynczych części czy problemy z dociskiem przesyconej tkaniny na zaokrągleniach, przy jednoczesnej, znaczącej redukcji kosztów wykonania.

Literatura

1. Sklorz R., Puzio Ł., Brodny J., Wstępna analiza wpływu wybranych czynników zewnętrznych i parametrów eksploatacyjnych transportowego samolotu odrzutowego na zużycie paliwa, Systemy wspomaganie w Inżynierii Produkcji, 2017.
2. Balicki W. i in., Lotnicze silniki turbinowe, konstrukcja – eksploatacja – diagnostyka, część 1, Biblioteka naukowa Instytutu Lotnictwa, Warszawa 2010.
3. Bielawski R., Rozprawa doktorska: Badanie i modelowanie połączeń nitowych w lotniczych strukturach kompozytowych, Politechnika Warszawska, Warszawa 2016.
4. Merkisz J., Bajerlein M., Materiały kompozytowe stosowane we współczesnych statkach powietrznych, Czasopismo Logistyka, 2013.
5. Bieniaś J., Struktura i właściwości materiałów kompozytowych, Politechnika Lubelska, Lublin 2002.
6. Kaczorowska K., Jakubowski M., Praca dyplomowa: Projekt i wykonanie kompozytowego wentylatora chłodzącego ogniwo paliwowe motoszybowca AOS-H2, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2019.
7. Szymański R., Technologia wykonania noska łopaty wirnika nośnego, porównanie trzech technologii, Instytut lotnictwa, Warszawa 2016.
8. Kaczorowska K., Jakubowski M., Praca dyplomowa: Projekt i wykonanie kompozytowego wentylatora chłodzącego ogniwo paliwowe motoszybowca AOS-H2, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 2019.
9. Wytwarzanie przyrostowe, Wydawnictwo Trade Media International, 2019, <https://www.designnews.pl/menu-gorne/artukul/article/wytwarzanie-przyrostowe/?fbclid=IwAR3rHpvsQeJ1NVrQ-qgKRbjI2CVGayDxwurqmOLn5bUkHQ16lFYVvHamSQ> (dostęp: 03.09.2020).

10. Fejdyś M., Łandwijt M., Włókna techniczne wzmacniające materiały kompozytowe, Techniczne Wyroby Włókiennicze, 2010.
11. Jak czterokrotnie obniżyć koszty produkcji jednostkowego modelu?, ATMAT, 2020, <https://atmat.pl/cnc-vs-druk-3d> (dostęp: 03.09.2020).

DOI: 10.7862/rm.2020.07

Informacje dodatkowe

1. Lista recenzentów współpracujących jest opublikowana w *Zeszytach Naukowych Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika 92/2020* oraz zamieszczona na stronie internetowej:
<http://oficyna.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
2. Zasady recenzowania są udostępnione na stronie internetowej:
<http://oficyna.prz.edu.pl/zasady-recenzowania/>
3. Informacje dla autorów artykułów są udostępnione na stronie internetowej:
<http://oficyna.prz.edu.pl/informacje-dla-autorow/>
4. Formularz recenzji jest udostępniony na stronie internetowej:
<http://oficyna.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
5. Instrukcja dla autorów omawiająca szczegółowo strukturę artykułu, jego układ, sposób przygotowywania materiału ilustracyjnego i piśmiennictwa jest zamieszczona na stronach internetowych:
<http://oficyna.prz.edu.pl/pl/instrukcja-dla-autorow/>
oraz
<http://oficyna.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>
w zakładce „Instrukcja dla autorów”.
6. Dane kontaktowe do redakcji czasopisma, adresy pocztowe i e-mail do przesłania artykułów oraz dane kontaktowe do wydawcy są podane na stronie internetowej (Komitet Redakcyjny):
<http://oficyna.prz.edu.pl/pl/zeszyty-naukowe/mechanika/>

Zasady recenzowania, informacje dla autorów, formularz recenzji, instrukcja dla autorów i dane kontaktowe do redakcji czasopisma i wydawcy są opublikowane w *Zeszytach Naukowych Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika 92/2020*.

Recenzenci współpracujący – 2020 r.

Włodzimierz ADAMSKI
Aleksander MAZURKOW
Marian GIERAS
Krzysztof ROKOSZ
Andrzej KAWALEC
Dawid TALER
Łukasz SZPARAGA

Lista recenzentów została zamieszczona na stronie internetowej czasopisma
Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, nr 300, *Mechanika* 92/2020:
<https://oficyna.prz.edu.pl/zeszyty-naukowe/mechanika>

Zasady recenzowania artykułów naukowych w Zeszytach Naukowych Politechniki Rzeszowskiej

Procedura recenzowania artykułów naukowych w Zeszytach Naukowych Politechniki Rzeszowskiej jest zgodna z zaleceniami MNiSzW opracowanymi w formie broszury „Dobre praktyki w procedurach recenzyjnych w nauce”, Warszawa 2011 r.

1. Do oceny każdego artykułu redaktorzy tematyczni (naukowi) powołują co najmniej jednego niezależnego recenzenta.
2. Redaktorzy tematyczni (naukowi) dobierają recenzentów najbardziej kompetentnych w danej dziedzinie.
3. Między recenzentami i autorami artykułów nie występuje konflikt interesów; w razie potrzeby recenzent podpisuje deklarację o niewystępowaniu konfliktu interesów.
4. Procedura recenzowania przebiega z zachowaniem zasad poufności – autorzy nie znają tożsamości recenzentów (single-blind review process).
5. Każda recenzja ma formę pisemną i kończy się wnioskiem o dopuszczenie lub odrzucenie artykułu do publikacji.
6. Nie są przyjmowane recenzje niespełniające merytorycznych i formalnych wymagań.
7. Wstępnie zakwalifikowany przez redaktora naczelnego do wydania artykuł zostaje wysłany do recenzentów, którzy wypowiadają się na temat jego przyjęcia lub odrzucenia. Recenzenci mają prawo do powtórnej weryfikacji poprawionego tekstu.
8. W przypadkach spornych powoływani są dodatkowi recenzenci.
9. Uwagi recenzentów są przekazywane autorowi, który ma obowiązek poprawienia tekstu.
10. Ostateczną decyzję o zakwalifikowaniu lub odrzuceniu artykułu podejmuje redaktor naczelny czasopisma, zasięgając opinii członków Komitetu Redakcyjnego.
11. Kryteria kwalifikowania lub odrzucenia artykułu są zawarte w formularzu recenzji.
12. Formularz recenzji znajduje się na stronie internetowej Zeszytów Naukowych.
13. Nazwiska recenzentów współpracujących będą podawane raz w roku – w ostatnim numerze czasopisma, a także opublikowane na stronie internetowej czasopisma (nazwiska recenzentów poszczególnych publikacji lub numerów wydań czasopisma nie są ujawnione).
14. Szczegółowe informacje nt. recenzowania artykułów oraz przebiegu prac w redakcji czasopisma i Oficynie Wydawniczej są opisane w wytycznych dla autorów artykułów naukowych.

**Informacje dla autorów artykułów naukowych publikowanych
w Zeszytach Naukowych Politechniki Rzeszowskiej
zjawiska *ghostwriting* i *guest authorship***

Aby przeciwdziałać nierzetelności w nauce (*ghostwriting*, *guest authorship*), redakcje Zeszytów Naukowych Politechniki Rzeszowskiej prowadzą odpowiednie procedury charakterystyczne dla reprezentowanych dziedzin nauki i na bieżąco wdrażają podane rozwiązania:

1. Redakcja wymaga podania wkładu poszczególnych autorów w powstanie artykułu (z podaniem ich afiliacji i informacji, kto jest autorem koncepcji, założeń, badań itd.); główną odpowiedzialność ponosi autor zgłaszający artykuł.
2. Redakcja wyjaśnia autorom pojęcia *ghostwriting* i *guest authorship*, które są przejawem nierzetelności naukowej, a wszelkie wykryte przypadki tego typu działań ze strony autorów będą demaskowane, włącznie z powiadomieniem odpowiednich podmiotów (instytucje zatrudniające autorów, towarzystwa naukowe itp.).
3. Redakcja uzyskuje informacje o źródłach finansowania publikacji, wkładzie instytucji naukowo-badawczych i innych podmiotów (financial disclosure).
4. Redakcja będzie dokumentować wszelkie przejawy nierzetelności naukowej, zwłaszcza łamanie zasad etyki obowiązujących w nauce.

Z *ghostwriting* mamy do czynienia wówczas, gdy ktoś wniósł istotny wkład w powstanie artykułu, lecz ani jego udział jako jednego z autorów nie został ujawniony, ani nie wymieniono go w podziękowaniach zamieszczonych w publikacji.

Z *guest authorship* mamy do czynienia wówczas, gdy udział autora jest znikomy lub w ogóle nie miał miejsca, a jego nazwisko jest podane jako autora lub współautora.

Review Sheet / Blankiet recenzji

Scientific Papers of RUT /Zeszyty Naukowe PRz

Title / Tytuł:

A Please respond to the following questions

Prosimy o odpowiedzi na następujące pytania

	Yes Tak	No Nie	See comments Zobacz uwagi	
1. Is this a new and original contribution to the literature in this field? Czy jest to oryginalne opracowanie wśród publikacji z tego zakresu?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
2. Is the organization of the paper satisfactory? Czy układ opracowania jest zadowalający?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
3. Is the length of the paper appropriate to the content? Czy objętość opracowania jest adekwatna do jego treści?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
4. Is the language and presentation clear to readers familiar with the field? Czy język oraz sposób przedstawienia wyników jest jasny dla czytelnika?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
5. Do the notation and nomenclature used meet the standards determined in the area which the paper deals with? Czy oznaczenia oraz terminologia odpowiadają standardom z określonej dyscypliny nauki?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
6. Do the interpretation of the results and conclusions sound logical and justifiable in your opinion? Czy według Pani(a) opinii interpretacja wyników oraz wnioski są logiczne i uzasadnione?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
7. Does the abstract contain sufficient and useful information? Czy streszczenie zawiera wystarczające oraz użyteczne informacje?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
8. Does the title of the paper reflect sufficiently and clearly the content? Czy tytuł artykułu jest jasny i odpowiada jego treści?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
9. Are the illustrations and tables all necessary and acceptable? Czy rysunki i tabele są potrzebne oraz odpowiednie?	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
10. Final recommendation (to publishing purpose): paper Wniosek końcowy (rekomendacja do celów wydawniczych): praca	accepted przyjęta <input type="checkbox"/>	accepted with minor changes przyjęta z małymi zmianami <input type="checkbox"/>	accepted with major changes ¹ przyjęta z dużymi zmianami ¹ <input type="checkbox"/>	rejected ² odrzucona ² <input type="checkbox"/>

verte

B Confidential/Poufne

Name and Surname/Imię i Nazwisko:

Address/Adres

.....
podpis / signature

¹ repeated review required / wymaga ponownej opinii Recenzenta

² write justification please / proszę uzasadnić

**C List here your detailed comments to support the responses you gave above.
Szczegółowy komentarz do udzielonych powyżej odpowiedzi.**

Instrukcja dla autorów artykułów naukowych publikowanych w Oficynie Wydawniczej Politechniki Rzeszowskiej

Dane podstawowe

1. Pole zadruku: 12,5 x 19 cm + 1 cm na numery stron
2. Marginesy: górny – 5,20 cm, dolny – 5,20 cm, lewy – 4,25 cm, prawy – 4,25 cm
3. Czcionka: Times New Roman 11 pkt
4. Edytor: Microsoft Word
5. Zapis tekstu: obustronnie wyjustowany, interlinia pojedyncza, wcięcie pierwszego wiersza 0,75 cm, nie należy zostawiać pustych wierszy między akapitami
6. Wszystkie kolumny artykułu powinny być w całości wypełnione; pierwsza strona nietypowa – zawiera nagłówek, nazwisko Autora (Autorów), tytuł artykułu, streszczenie i początek artykułu, kolejne strony zawierają dalszą część artykułu, w tym tabele (tablice), rysunki (ilustracje, fotografie, wykresy, schematy, mapy), literaturę i streszczenie
7. Należy wprowadzić automatyczne dzielenie wyrazów

Dane szczegółowe (układ artykułu)

1. Na pierwszej stronie (nieparzystej) należy umieścić nagłówek (do pobrania): 10 pkt, pismo grube
2. Na kolejnych stronach artykułu u góry należy umieścić paginę żywą: strona parzysta – numer strony do lewego marginesu, pismo podrzędne 10 pkt, inicjał imienia i nazwisko Autora (Autorów) do prawego marginesu, pismo podrzędne 10 pkt; strona nieparzysta – tytuł artykułu lub (w przypadku dłuższego tytułu) jego logiczny początek zakończony wielokropkiem, pismo podrzędne 10 pkt
3. W dalszym ciągu na pierwszej stronie należy umieścić pismem grubym (odstęp przed 42 pkt): imię (pismo podrzędne 10 pkt), nazwisko (wersaliki 10 pkt) Autora (Autorów)
4. Tytuł artykułu – wersaliki 15 pkt, pismo grube, do lewego marginesu (nie należy dzielić wyrazów w tytule), interlinia pojedyncza, odstęp przed 24 pkt, odstęp po 18 pkt
5. Streszczenie (w języku artykułu) – 200-250 słów, pismo podrzędne 9 pkt, wcięcie całości z lewej strony 2 cm, bez akapitu, interlinia pojedyncza, odstęp po 12 pkt
6. Słowa kluczowe – pismo podrzędne 9 pkt, bez akapitu, interlinia pojedyncza, odstęp po 24 pkt
7. Imię i nazwisko Autora do korespondencji oraz pozostałych Autorów, afiliacja, adresy pocztowe, numery telefonów, e-maile – na dole pierwszej strony, pod kreską, pismo podrzędne 9 pkt z odpowiednimi odnośnikami, odstęp przed 2 pkt
8. Śródtytuł 1. stopnia – pismo podrzędne 13 pkt, grube, do lewego marginesu, interlinia pojedyncza, odstęp przed 14 pkt, odstęp po 9 pkt
9. Tekst artykułu, a w nim tabele (tablice), materiał ilustracyjny, wzory oraz śródtytuły niższego stopnia
10. Śródtytuł 2. stopnia – pismo podrzędne 11,5 pkt, grube, do lewego marginesu, interlinia pojedyncza, odstęp przed 10 pkt, odstęp po 8 pkt

11. Śródtytuł 3. stopnia – pismo podrzędne 11 pkt, do lewego marginesu, interlinia pojedyncza, odstęp przed 8 pkt, odstęp po 6 pkt
12. Nagłówek Literatura – pismo podrzędne 11,5 pkt, grube, do lewego marginesu, odstęp przed 12 pkt, odstęp po 8 pkt
13. Spis literatury cytowanej – pismo podrzędne 10 pkt, interlinia pojedyncza, nie należy zostawiać pustych wierszy między pozycjami literatury, odstęp po 2 pkt
14. Tytuł artykułu w języku angielskim (lub polskim) – wersaliki 11 pkt, pismo grube, do lewego marginesu, interlinia pojedyncza, odstęp przed 20 pkt, odstęp po 12 pkt
15. Nagłówek Summary (lub Streszczenie) – pismo podrzędne 9 pkt, grube, odstępy między znakami rozstrzelone co 2 pkt, odstęp po 6 pkt
16. Streszczenie w języku angielskim (lub polskim) – 200-250 słów, pismo podrzędne 9 pkt, wcięcie pierwszego wiersza 0,75 cm, interlinia pojedyncza, odstęp po 12 pkt
17. Słowa kluczowe – pismo podrzędne 9 pkt, bez akapitu, interlinia pojedyncza
18. Numer identyfikacyjny DOI – pismo podrzędne 9 pkt, bez akapitu
19. Terminy przesłania artykułu do redakcji i przyjęcia do druku – pismo podrzędne 9 pkt, kursywa, bez akapitu, interlinia pojedyncza

Rozmieszczenie rysunków (ilustracji, fotografii, map, wykresów, schematów)

1. Materiał ilustracyjny należy umieszczać możliwie jak najbliżej miejsca jego powołania
2. Nie należy przekraczać pola zadruku (12,5 x 19 cm), w którym musi się zmieścić i materiał ilustracyjny, i podpis
3. Większe rysunki (i inny materiał ilustracyjny) wraz z podpisem powinny zajmować całe pole zadruku, mniejsze zaś należy przesunąć odpowiednio – do lewego marginesu (na stronach parzystych), do prawego marginesu (na stronach nieparzystych)
4. Podpis w dwóch językach: w języku artykułu i w języku angielskim, należy umieścić pod rysunkiem (i innym materiałem ilustracyjnym), w jego ramach, bez kropki na końcu (jeśli jest to materiał zapożyczony, należy podać źródło), pismo podrzędne 9 pkt
5. Odstęp między materiałem ilustracyjnym a podpisem – 9 pkt, interlinia pojedyncza, odstęp między podpisami 4 pkt, odstęp po 14 pkt
6. Opis słowny na rysunkach należy ograniczyć do minimum, zastępując go liczbami arabskimi, a objaśnienia przenieść do podpisu
7. Materiał ilustracyjny powinien mieć dobrą jakość, należy ujednoczyć formę i opisy w całym artykule (pismo podrzędne proste, od małej litery, maks. 9, min. 6 pkt w zależności od wielkości rysunku)
8. Materiał ilustracyjny należy ponumerować kolejno w ramach artykułu
9. Jeżeli w artykule występują różne rodzaje materiału ilustracyjnego, każdemu z nich należy nadać odrębną, ciągłą numerację

10. Materiał ilustracyjny należy przygotować w odcieniach czarno-szarych (do 20% czerni), ponieważ przy wydruku czarno-białym kolorowe rysunki są słabo lub całkowicie niereprodukowalne
11. Rysunki do druku kolorowego (za zgodą redaktora naczelnego czasopisma) należy przygotować w plikach .tif, .jpg

Rozmieszczenie tabel (tablic)

Tabela – zestawienie tekstów i liczb bądź samych liczb uszeregowanych w kolumny i wiersze

Tablica – zestawienie tekstów i liczb wzbogacone dodatkowo elementami graficznymi lub kolorystycznymi (niekiedy stanowią je tylko ilustracje)

1. Tabele (tablice) należy umieszczać możliwie jak najbliżej miejsca ich powołania
2. Nie należy przekraczać pola zadruku (12,5 x 19 cm)
3. Większe tabele (tablice) włącznie z tytułem zajmują całe pole zadruku, mniejsze zaś należy przesunąć odpowiednio – do lewego marginesu (na stronach parzystych), do prawego marginesu (na stronach nieparzystych)
4. Nad tabelą (tablicą) należy umieścić tytuł w dwóch językach: w języku artykułu i w języku angielskim. Tytuł rozpoczyna się całym słowem tabela (tablica)/table i umieszcza nad nią, w jej ramach, bez kropki na końcu; pismo podrzędne 9 pkt, interlinia pojedyncza; jeżeli tabela (tablica) jest zapożyczona, należy podać źródło
5. Odstęp przed tytułem tabeli (tablicy) 12 pkt, odstępn między tytułami 4 pkt, odstępn między tytułem a tabelą (tablicą) 8 pkt
6. Legenda po tabeli (tablicy) – odstępn od tabeli (tablicy) 6 pkt, interlinia pojedyncza, odstępn po 14 pkt
7. Teksty w główce tabeli (tablicy), tj. w górnej, wydzielonej części tabeli (tablicy), objaśniające treść kolumn zapisuje się pismem grubym, rozpoczynając od dużej litery, teksty w boczku tabeli, tj. w bocznej, wydzielonej części tabeli, objaśniające treść wierszy rozpoczyna się dużymi literami – teksty w pozostałych rubrykach składa się małymi literami
8. Tabele (tablice) należy numerować kolejno w ramach artykułu. W przypadku występowania i tabel, i tablic należy nadać im odrębną, ciągłą numerację
9. Jeżeli tabela (tablica) nie mieści się w jednym polu zadruku, można ją podzielić i przenieść na następną stronę czy strony – wówczas nad wszystkimi częściami tabeli (tablicy) należy powtórzyć jej numer i tytuł, ze skrótem (cd.)
12. Tabele (tablice) należy przygotować w odcieniach czarno-szarych (do 20% czerni), ponieważ przy wydruku czarno-białym kolorowe tabele (tablice) są słabo lub całkowicie niereprodukowalne
13. Tabele (tablice) do druku kolorowego (za zgodą redaktora naczelnego czasopisma) należy przygotować w plikach .tif, .jpg

Rozmieszczenie wzorów

1. Wzory należy umieszczać z lewej strony, z wcięciem 0,75 cm, pismo proste 11 pkt, wartości indeksów i potęg 7 pkt
2. Numery wzorów należy umieszczać w nawiasach okrągłych, wyrównując do prawego marginesu, pismo proste 11 pkt
3. Wzory powinny być opatrzone objaśnieniem występujących w nich elementów
4. Wzory, do których są odniesienia w tekście, należy numerować kolejno w ramach artykułu
5. Dłuższe wzory można dzielić na znakach relacji lub działania – znak, na którym się przenosi wzór, należy pozostawić na końcu pierwszego wiersza
6. Przed wzorem i po nim należy zachować odstęp 10 pkt

Rozmieszczenie spisu literatury

1. Spis literatury umieszcza się za treścią artykułu, w kolejności alfabetycznej nazwisk autorów
2. Powołania na literaturę należy zapisywać w tekście w nawiasie kwadratowym
3. W spisie literatury należy umieścić wyłącznie te publikacje, które są powoływane w tekście

PRZYKŁADY:

Książki

Lewandowski W.M.: Proekologiczne źródła energii odnawialnej, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2002.

Czasopisma

Pietrucha K.: Analiza czasu odnowy i naprawy podsystemu dystrybucji wody dla miasta Rzeszowa, Instal, nr 10, 2008, s. 113-115.

Dokumenty elektroniczne

Zanotti G., Guerra C.: Is tensegrity a unifying concept of protein folds? FEBS Letters, vol. 534, no. 1-3, 2003, pp. 7-10, <http://www.sciencedirect.com> [dostęp: 8 czerwca 2011 r.].

Rozmieszczenie streszczenia

1. Po literaturze umieszcza się tytuł artykułu, nagłówek Summary i streszczenie w języku angielskim
2. Gdy artykuł jest w języku angielskim, na początku należy umieścić streszczenie w języku angielskim, a na końcu w języku polskim
3. Gdy artykuł jest w innym języku kongresowym, na początku należy umieścić streszczenie w języku artykułu, a na końcu w języku angielskim
4. Po streszczeniu umieszcza się słowa kluczowe w tym samym języku co streszczenie

Rozmieszczenie numeru identyfikacyjnego i informacji dodatkowych

1. Po słowach kluczowych należy umieścić numer identyfikacyjny DOI
2. Pod numerem identyfikacyjnym zamieszcza się terminy przesłania artykułu do redakcji i przyjęcia do druku

Inne uwagi

1. W artykule można stosować wyliczenia – elementy wyliczeń należy oznaczać w całym artykule w sposób jednolity, np. za pomocą cyfr arabskich z kropką lub małych liter z nawiasem
2. W artykule należy stosować ogólnie przyjęte skróty, ale zdanie nie może się zaczynać od skrótu – należy go wówczas rozwinąć lub przeredagować zdanie
3. W artykułach każdy cytat musi być opatrzony informacją bibliograficzną (w formie przypisu na dole strony lub odwołania do spisu literatury)
4. Przypisy (pismo podrzędne 9 pkt) należy zapisywać w sposób jednolity w całym artykule, opatrując je odnośnikami gwiazdkowymi (gdy jest ich niewiele) lub liczbowymi, przyjmując ciągłą numerację w całym artykule i umieszczając każdy przypis od nowego akapitu

PRZYKŁADY:

- ¹ M. Hereźniak, *Kreowanie marki narodowej – rola idei przewodniej na przykładzie projektu „Marka dla Polski”*, [w:] H. Szulce, M. Florek, *Marketing terytorialny – możliwości aplikacji, kierunki rozwoju*, Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej w Poznaniu, Poznań 2005, s. 344-345.
 - ² L. Witek, *Wpływ ekologicznych funkcji opakowań na postawy rynkowe konsumentów*, *Opakowanie*, nr 5, 2006, s. 12-17.
 - ³ J. Strojny, *Zmiany gospodarcze i społeczne w integrującej się Europie*, *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej*, nr 225, *Zarządzanie i Marketing*, z. 5, 2006, s. 45-50.
5. Nie należy pozostawiać na końcu wiersza tytułów znajdujących się przed nazwiskiem, inicjału imienia, spójników, cyfr arabskich i rzymskich
 6. Należy stosować wyłącznie legalne jednostki miar

Zachęcamy Autorów do zapoznania się z archiwum artykułów naukowych zawartych w Zeszytach Naukowych Politechniki Rzeszowskiej oraz do wykorzystania ich w bibliografii swojego artykułu.

Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika
RUTMech (p-ISSN 0209-2689), (e-ISSN 2300-5211)
Scientific Letters of Rzeszow University of Technology, Mechanics

KOMITET REDAKCYJNY

Dane kontaktowe do redakcji:

Redaktor naczelny

prof. dr hab. Bartłomiej WIERZBA
Politechnika Rzeszowska
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
Katedra Nauki o Materiałach
al. Powstańców Warszawy 8
35-959 Rzeszów
e-mail: bwierzba@prz.edu.pl
tel. +48 17 743 2374

Osoby do kontaktu/adresy e-mail do przesyłania artykułów:

Redaktorzy tematyczni - naukowci

dr hab. inż. Andrzej BURGHARDT, prof. PRz
Katedra Mechaniki Stosowanej i Robotyki
e-mail: andrzejb@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1905

dr hab. inż. Tomasz ROGALSKI, prof. PRz
Katedra Awioniki i Sterowania
e-mail: orakl@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1477

prof. dr hab. inż. Jarosław SEP
Katedra Technologii Maszyn i Inżynierii Produkcji
e-mail: jsztmiop@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1512

Redaktor statystyczny

prof. dr hab. inż. Paweł PAWLUS
e-mail: ppawlus@prz.edu.pl
tel. +48 17 854 1183

Sekretarz redakcji

dr hab. inż. Tomasz TRZEPIECIŃSKI, prof. PRz
e-mail: tomtrz@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1714

Członkowie

dr hab. inż. Tadeusz BALAWENDER, prof. PRz
e-mail: tbalaw@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1667

dr hab. inż. Piotr STRZELCZYK, prof. PRz
e-mail: piotstrz@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1608

Adres pocztowy i afiliacja Komitetu Redakcyjnego

Politechnika Rzeszowska
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
al. Powstańców Warszawy 8
35-959 Rzeszów, Polska

Informacje dla autorów
<https://oficyna.prz.edu.pl/zeszyty-naukowe/mechanika>

Dane kontaktowe do wydawcy:

Kierownik Oficyny Wydawniczej
mgr inż. Joanna BIENIASZ
Politechnika Rzeszowska
Powstańców Warszawy 12
35-959 Rzeszów
e-mail: jbie@prz.edu.pl
tel. +48 17 865 1195