



MONOGRAFIA

METODY KOMPUTEROWE W MODELOWANIU I KONSTRUOWANIU MASZYN

**Pod redakcją
Józefa Jonaka**

Lublin, 2009

Opiniodawcy:

DR HAB. INŻ. PAWEŁ DROŻDZIEL, PROF. PL
PROF. DR HAB. INŻ. WIKTOR TARANENKO

Autorzy:

GRZEGORZ PONIEWAŻ (ROZDZIAŁ 1)
LESZEK KUŚMIERZ, GRZEGORZ PONIEWAŻ (ROZDZIAŁ 2)
JÓZEF JONAK, JAKUB GAJEWSKI (ROZDZIAŁ 3)
MIROSŁAW FERDYNUS (ROZDZIAŁ 4)
JACEK CZARNIGOWSKI (ROZDZIAŁ 5)
JÓZEF JONAK, JANUSZ KISIEL (ROZDZIAŁ 6)

© Copyright by

Lubelskie Towarzystwo Naukowe

Lublin 2009

ISBN 978-83-87833-97-8

Druk: Wydawnictwo-Drukarnia Liber Duo s.c.

ul. Długa 5

20-346 Lublin

liberduo@o2.pl

WYDANIE PUBLIKACJI DOFINANSOWANE ZE ŚRODKÓW
MINISTRA NAUKI I SZKOLNICTWA WYŻSZEGO

SPIS TREŚCI

1. Wykorzystanie metody elementów skończonych w badaniach wału korbowego silnika spalinowego.....	6
2. Badania symulacyjne ślizgowych łożysk wzdluznych z segmentami wahliwymi.....	24
3. Wykorzystanie SSN do badania stanu ostrzy narzędzi głowicy wielonarzędziowej do urabiania.....	42
4. Analiza wytrzymałościowa ściskanej płyty z dwuteową szczeliną.....	58
5. Badania symulacyjne klapowego wtryskiwacza gazu do silników spalinowych.....	80
6. Analiza wartości wybranych dyskryminant diagnostycznych w kontekście oceny stanu technicznego przekładni głównej śmigłowca PZL-SW4.....	101

WSTĘP

Wykorzystanie komputerowych metod analizy wytrzymałościowej oraz metod symulacji procesów i stanów konstrukcji maszyn stanowi ważną dziedzinę działalności naukowej i dydaktycznej Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn.

W rozdziale pierwszym monografii przedstawiono wyniki badań wybranych właściwości dynamicznych wału korbowego silnika spalinowego z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Badania symulacyjne obejmowały analizę drgań własnych i analizę wartości chwilowej oraz średniej kąta skreślenia wału korbowego, przy wykorzystaniu jako danych wejściowych obciążeń, uzyskanych na drodze badań eksperymentalnych.

W rozdziale drugim przedstawiono wyniki badań symulacyjnych ślizgowych łożysk wzdlużnych z segmentami wahliwymi, uzyskanych przy wykorzystaniu własnego, oryginalnego programu komputerowego Bearing oraz metody elementów skończonych. Program Bearing powiązано z systemem MES Algor w celu prowadzenia wielowariantowych obliczeń symulacyjnych, umożliwiających uzyskanie podstawowych charakterystyk pracy łożyska ślizgowego.

W rozdziale trzecim zamieszczono założenia metody oceny stanu ostrzy narzędzi pracujących zespołowo na głowicy wielonarzędziowej. Przedstawiono wyniki badań numerycznych z wykorzystaniem sztucznych sieci neuronowych [SSN]. Rozdział zawiera również analizę przebiegu zużycia narzędzi styczno-obrotowych stosowanych w górnictwie.

Rozdział czwarty stanowi studium oryginalnej koncepcji zwiększenia nośności ściskanej płyty poprzez odpowiednie ukształtowanie jej powierzchni i wykonanie dwuteowego wycięcia. Opracowano oryginalny model prętowy płyty, dający dużą dokładność wyników obliczeń siły krytycznej oraz ugięć. Podano i przeanalizowano wyniki, co pozwoliło wyciągnąć wnioski o decydującej roli czynnika spiętrzenia naprężeń w określaniu nośności płyty.

W kolejnym rozdziale opisano model wtryskiwacza gazu oparty o metodę CFD oraz wyniki badań symulacyjnych. Opisano kolejne etapy tworzenia modelu: opracowanie modelu geometrycznego w programie CAD, opracowanie modelu numerycznego, opracowanie warunków brzegowych i początkowych oraz kalibrację modelu. W rozdziale opisano badania symulacyjne

modelu wtryskiwacza klapowego zasilanego gazem CNG, połączonego z kolektorem dolotowym dodatkowym przewodem wtryskowym. Analizie poddano ciśnienia i prędkości przepływu gazu w wybranych punktach oraz przekrojach wtryskiwacza i przewodu wtryskowego. Przedstawiono zjawiska zachodzące w poszczególnych obszarach wtryskiwacza. Wskazano także obszary istotne dla charakterystyki użytecznej wtryskiwacza.

W ostatnim rozdziale przedstawiono wyniki badań zmierzających do kreślenia „obrazu wibroakustycznego” przekładni zabudowanej na śmigłowcu PZL-SW-4 oraz analizę wartości wybranych dyskryminant diagnostycznych i zakresu ich zmienności w różnych warunkach lotu śmigłowca. Wartości dyskryminant obliczone na podstawie przeprowadzonych pomiarów poddano konfrontacji z doniesieniami literaturowymi sprawdzając ich przydatność w zastosowaniu do oceny stanu technicznego przekładni głównej śmigłowca PZL-SW4.

1. WYKORZYSTANIE METODY ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH W BADANIACH WAŁU KORBOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO

1.1. Wprowadzenie

Rozwój techniki komputerowej spowodował, iż w przemyśle samochodowym szerokie zastosowanie znalazły komputerowe metody wspomagania projektowania, wytwarzania, diagnozowania oraz prowadzenia inżynierskich obliczeń obiektów mechanicznych. Jednym z najczęściej analizowanych elementów tłokowego silnika spalinowego jest wał korbowy. Analiza dynamiczna wału korbowego może być przeprowadzona na drodze doświadczalnej lub symulacyjnej. Badania doświadczalne są kosztowne i długotrwałe oraz wymagają bogatego zaplecza technicznego, często związane są z koniecznością częściowego demontażu silnika, bądź jego układów. Obliczenia symulacyjne, w tym szczególnie z zastosowaniem metody elementów skończonych, pozwalają na przeprowadzenie kompleksowej analizy dynamicznej w znacznie krótszym czasie i znacznie mniejszym kosztem.

Podstawowym problemem podczas badań symulacyjnych jest zagadnienie modelowania obiektów badań. Wał korbowy jest elementem silnika o skomplikowanym kształcie geometrycznym. Zasadnicze problemy związane z prowadzeniem badań symulacyjnych tego obiektu odnoszą się do właściwego modelowania warunków brzegowych, takich jak obciążenia oraz utwierdzenia. W analizie wałów korbowych stosowane są najczęściej następujące modele:

- Zastępcze układy uproszczone – są to modele najprostsze, stosowane najczęściej w zagadnieniach drgań własnych, jednakże ich wiarygodność i przydatność ograniczona jest trudnościami w wyznaczaniu parametrów układów zastępczych.

- Modele belkowe – mają większą wartość informacyjną, jednak ich znaczna nieadekwatność do rzeczywistej konstrukcji wymaga często stosowania podczas analizy dynamicznej oraz wytrzymałościowej współczynników korekcyjnych, co z kolei wymaga z reguły weryfikacji doświadczalnej.
- Modele bryłowe – pozwalają na uzyskanie wyników o dużej adekwatności do rzeczywistej konstrukcji, jednakże wymagają stosowania specjalnego oprogramowania.

Stosowane często proste modele wałów korbowych obarczone są wieloma wadami. Znacznie dokładniejsze, a zarazem znacznie bardziej skomplikowane modele bryłowe wymagają właściwego zdefiniowania warunków brzegowych. Stąd, niestety często ocena tych wyników może być traktowana z ograniczoną pewnością, a ich porównywanie jest często niemożliwe.

1.2. Zakres badań symulacyjnych

Jako obiekt badań posłużył wał korbowy seryjnego silnika samochodu Polonez 1.5GLI. Zadecydowała o tym dostępność danych wejściowych w postaci szczegółowej dokumentacji technicznej oraz obszernej bazy danych przebiegów indykatorowych uzyskanych na drodze badań eksperymentalnych. Zakres badań symulacyjnych obejmował:

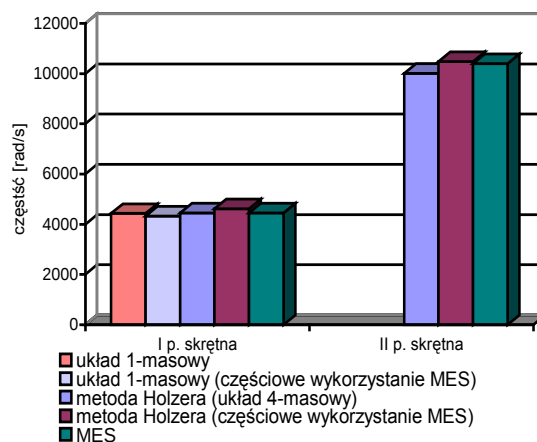
- Analizę częstości i postaci drgań własnych – pozwala ona na ocenę zagrożeń w funkcjonowaniu silnika spowodowanych rezonansami.
- Analizę kąta skręcenia wału – chwilowa wartość tego kąta pozwala na wykorzystanie analiz dla celów diagnostycznych, natomiast wartość uśredniona kąta skręcenia może stanowić parametr decyzyjny przy sterowaniu adaptacyjnym silnika.
- Analizę zmian prędkości kątowej oraz przyspieszeń kątowych wału silnika w dowolnym stanie działania silnika.
- Analizę wytrzymałościową – umożliwia ona wyznaczenie wartości i amplitud naprężeń oraz odkształceń co pozwala dalej na oceną zapasu bezpieczeństwa konstrukcji tak w warunkach obciążeń dynamicznych, jak i statycznych.

1.3. Badania symulacyjne częstości i postaci drgań własnych wału korbowego

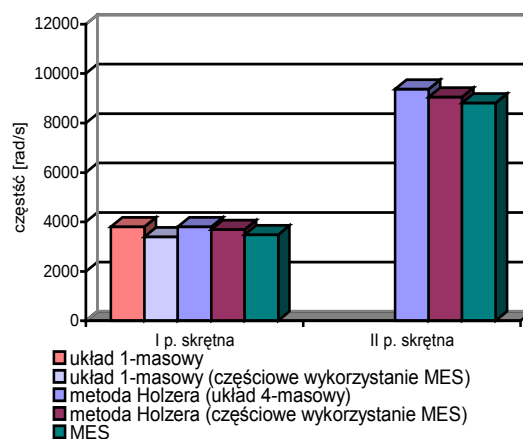
Wał korbowy stanowiący jedną z najważniejszych części silnika spalinowego, obciążony zmiennymi siłami, jest obiektem szczególnie podatnym na drgania. Najczęściej analizę drgań własnych wału ogranicza się do wyznaczenia postaci skrętnych jako stanowiących największe niebezpieczeństwo w przypadku rezonansu. Stosuje się wówczas przybliżone metody obliczeń oparte na redukcji rzeczywistego układu drgającego do znacznie prostszego układu zastępczego i zastosowaniu jednej z metod analitycznych, bądź przybliżonych. Jednak wyznaczenie tylko postaci skrętnych nie daje pełnego obrazu zagadnienia, w szczególności w odniesieniu do wałów wielokrotnie wykorbionych pomiędzy czopami głównymi. Dopiero zastosowanie bardziej złożonych metod (np. analiza MES) umożliwia wyznaczenie wszystkich postaci drgań własnych. Analiza wyników symulacji częstości i postaci drgań własnych przeprowadzona została w następujących etapach:

- Analiza częstości i postaci przy zastosowaniu metody analitycznej (redukcja modelu wału korbowego do 1-masowego układu zastępczego) oraz metody przybliżonej (redukcja wału korbowego do 4-masowego układu zastępczego i zastosowanie metody Holzera);
- Analiza częstości i postaci przy zastosowaniu metody analitycznej (redukcja modelu wału korbowego do 1-masowego układu zastępczego) oraz metody Holzera oraz częściowym wykorzystaniu MES (wyłącznie do określenia parametrów 4-masowego układu zastępczego);
- Analiza częstości i postaci przy zastosowaniu MES.

We wszystkich wariantach przeprowadzono analizę wpływu mas dodatkowych (pojazdu, korbowodów oraz zespołów tłokowych). W przypadku analizy częstości i postaci drgań własnych przy zastosowaniu metody elementów skończonych przeprowadzono badania wpływu szerokości podparcia wału w czopach głównych. Na rysunku 1 oraz 2 przedstawiono porównanie wartości częstości pierwszej oraz drugiej postaci skrętnej, które wyznaczono poszczególnymi metodami.



Rys. 1. Wpływ zastosowanej metody obliczeniowej na wartości częstości I oraz II postaci skrętnych drgań własnych - model wału korbowego z kołem zamachowym (silnik odłączony)



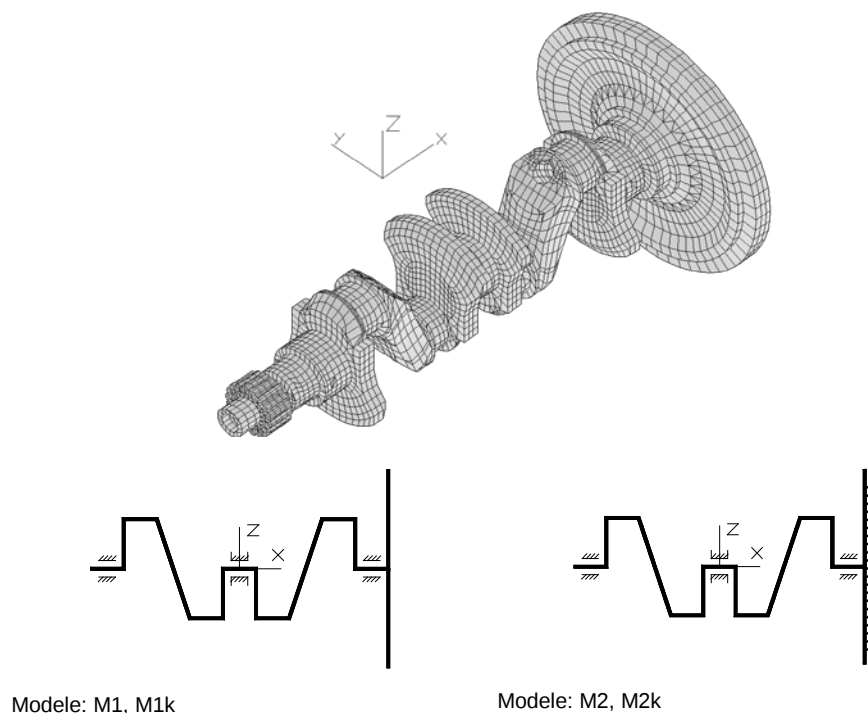
Rys. 2. Wpływ zastosowanej metody obliczeniowej na wartości częstości I oraz II postaci skrętnych drgań własnych - model korbowego z kołem zamachowym z uwzględnieniem masy korbowodów i tłoków

Obliczenia częstości drgań własnych wyznaczane metodami analitycznymi lub przybliżonymi ograniczają się zwykle do wyznaczania postaci skrętnych. W przypadku konieczności wyznaczenia postaci giętnych przydatne staje się zastosowanie w tym celu metody elementów skończonych. Analizie MES poddano modele fizyczne wałów przedstawionych w tabeli 1.

Tabela 1. Modele wału korbowego wykorzystane podczas analizy drgań własnych.

Model M1 Wał podparty w łożyskach głównych, mogący się swobodnie obracać, warunki pracy silnika na biegu luzem.	Model M2 Wał podparty w łożyskach głównych, utwierdzona powierzchnia czołowa koła zamachowego, warunki pracy przy połączeniu silnika z elementami układu napędowego.
Model M1k Model M1, oraz dodatkowo dołączone masy korbowodów oraz kompletów tłokowych.	Model M2k Model M2, oraz dodatkowo dołączone masy korbowodów oraz kompletów tłokowych.

Wał zamodelowano przy użyciu preprocesora wchodzącego w skład pakietu ALGOR. Podczas analizy zastosowano izotropowy model materiałowy oraz zrezygnowano z dokładnego modelowania kształtu wieńca zębatego koła zamachowego, zachowując moment bezwładności rzeczywistego koła zamachowego. Na rysunku 3 przedstawiono aksonometryczny rysunek siatki elementów modelu wału korbowego. Powiększono również moment bezładności koła rozrządu w stopniu odpowiadającym wartości zredukowanego do osi wału korbowego momentu bezwładności elementów osprzętu.



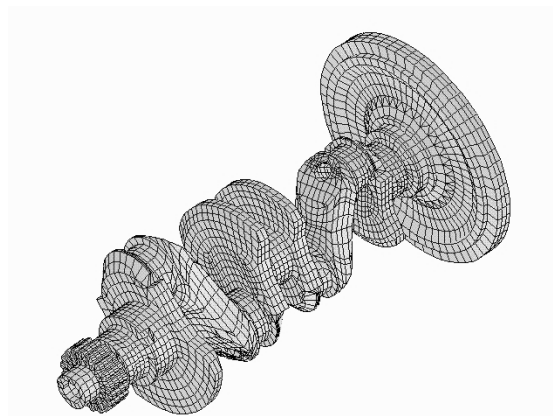
Rys. 3. Model dyskretny wału korbowego

W tabeli 2 przedstawiono wyznaczone wartości częstości kolejnych postaci drgań własnych dla modeli M1 oraz M2. Dołączenie masy zredukowanej pojazdu spowodowało obniżenie wartości częstości pierwszej postaci skrętnej z 4456 do 4053 rad/s tzn. o około 9%. W przypadku drugiej postaci skrętnej wpływ przyłączonej masy pojazdu jest znacznie mniejszy i spowodował obniżenie jej wartości z 10393 do 10363 rad/s tzn. tylko o 0,29%. Wyraźnie są widoczne różnice w wartościach częstości postaci giętnych. W modelu M1 giętym postaciom drgań odpowiadają znacznie niższe wartości częstości: pierwszej postaci giętnej 2957 rad/s, natomiast w modelu M2 8690 rad/s. Oznacza to, że przy odłączaniu i przy przyłączaniu silnika do układu przeniesienia napędu następuje gwałtowna zmiana parametrów dynamicznych wału korbowego.

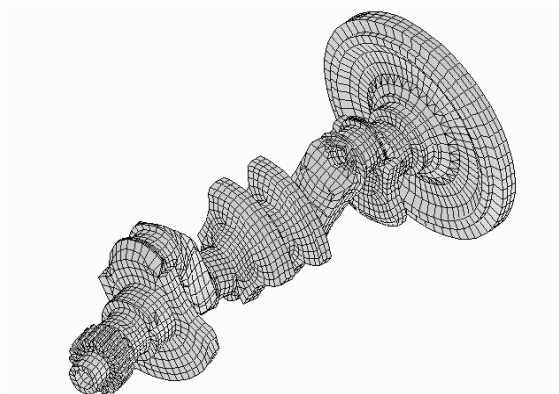
Tabela 2. Wartości częstości drgań własnych oraz charakter ich postaci [rad/s].

Nr postaci	Model M1		Model M2	
1	2957	giętna	4053	skrętna
2	3145	giętna	8690	giętna
3	4456	skrętna	10346	skrętna
4	5611	giętna	13724	giętna
5	8689	giętna	15952	giętna
6	9258	giętna	16311	giętna
7	9261	giętna	18936	giętna
8	10393	skrętna	21534	giętna
9	11234	giętna	22487	giętna

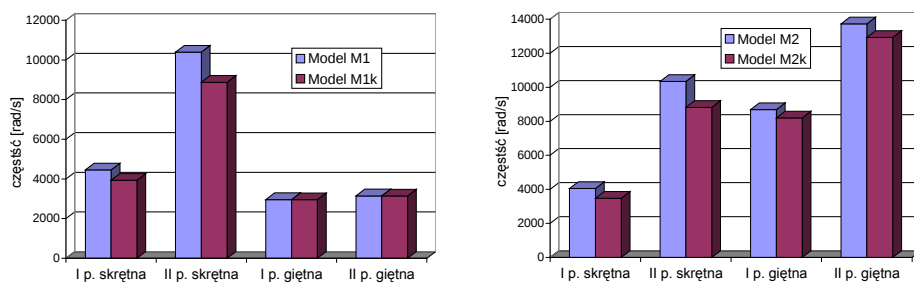
Na rysunkach 4 oraz 5 przedstawiono postaci skrętne drgań własnych modelu M1 wału korbowego. Natomiast na rysunku 6 przedstawiono wpływ dodatkowych mas korbowodów oraz tłoków na wartości częstości wybranych postaci drgań własnych modeli M1 oraz M2. Rysunek 7 przedstawia wpływ szerokości podparcia czopów głównych na wartości częstości postaci drgań własnych.



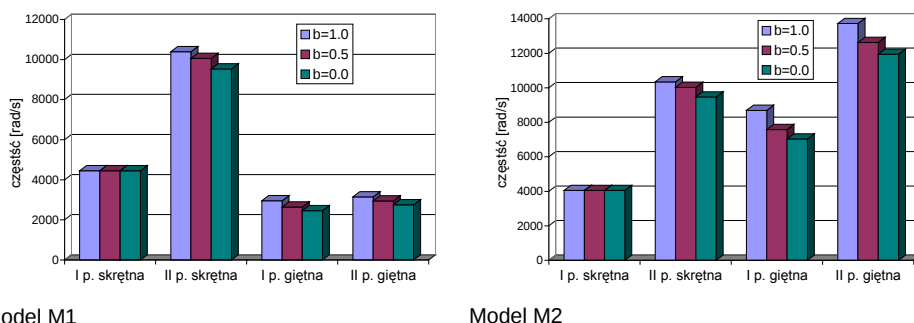
Rys. 4. Postać drgań własnych modelu M1 o częstotliwości 4456 rad/s (1 postać skrętna)



Rys. 5. Postać drgań własnych modelu M1 o częstotliwości 10393 rad/s (2 postać skrętna)



Rys. 6. Wpływ dodatkowych mas tłoków i korbowodów na wartości częstotliwości wybranych postać drgań własnych modeli M1 oraz M2 (modele M1k, M2k – uwzględniają masy dodatkowe).



Model M1

Model M2

Rys.7. Wpływ szerokości podparcia czopów głównych na wartości częstości wybranych postać drgań własnych modeli M1 oraz M2
(b – względna szerokość podparcia czopów głównych)

W przypadku modelu M1 dołączenie dodatkowych mas tłoków i korbowodów spowodowało obniżenie wartości częstości postaci skrętnych, natomiast nie wpłynęło znacząco na wartości postaci giętnych. Wpływ szerokości podparcia czopów głównych jest widoczny dla wszystkich postaci drgań za wyjątkiem pierwszej postaci drgań skrętnych. W tym przypadku wpływ szerokości podparcia jest nieznaczny.

1.4. Analiza kąta skreślenia wału korbowego

Wał korbowy ze względu na zasadę pracy silnika poddawany jest szybkozmiennym obciążeniom, wywołującym znaczące odkształcenia skrętne wału. Wyznaczenie wartości kąta skreślenia pozwala na uzyskanie informacji o stanie obciążenia silnika (wartość średnia cyklowa) oraz pozwala na ocenę procesów roboczych w poszczególnych cylindrach silnika (przebieg wartości chwilowej). Wyznaczenie tych wartości na drodze analitycznej jest trudne, szczególnie w przypadku obciążeń dynamicznych, a uzyskiwane wyniki są często obarczone znacznymi błędami. Również wyznaczenie kąta skreślenia w warunkach badań statycznych nie daje pełnego obrazu stanu odkształcenia wału i uzyskiwane wartości znacznie się różnią od badań w warunkach obciążeń dynamicznych. Zastosowanie metody elementów skończonych pozwoliło na wyznaczenie wartości kąta skreślenia modeli wału korbowego różniących się następującymi warunkami brzegowymi:

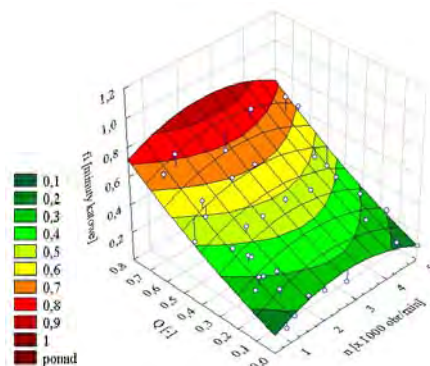
- Model K1 - model podparty obrotowo w łożyskach czopów głównych, utwierdzona powierzchnia czołowa koła zamachowego;

- Model K2a - model podparty w łożyskach czopów głównych, możliwość swobodnego obrotu, obciążony średnim cyklowym momentem obrotowym rozwijanym przez silnik w danych warunkach obciążenia;
- Model K2b - model podparty w łożyskach czopów głównych, możliwość swobodnego obrotu, obciążony chwilowym momentem obrotowym rozwijanym przez silnik w danych warunkach obciążenia.

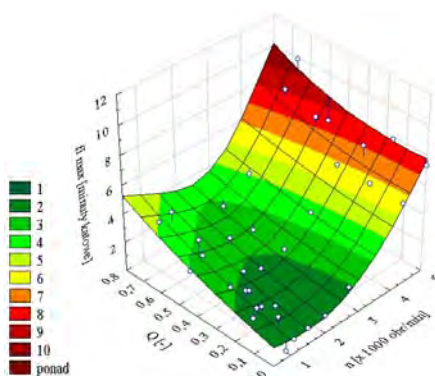
Wszystkie modele wału korbowego obciążono siłami promieniowymi oraz obwodowymi przyłożonymi do czopów korbowych, przy uwzględnieniu kolejności zapłonów w poszczególnych cylindrach (1-3-4-2). Wartości tych sił wyznaczono na podstawie wartości przebiegów indykatorowych $p(\varphi)$ w cylindrze, uzyskanych na drodze badań eksperymentalnych. Badania symulacyjne obejmowały 36 punktów w całym obszarze stanów działania silnika opisanym parametrami:

- Q – stopień zasilania silnika ($Q=0$ – bieg luzem, $Q=1$ – pełne zasilanie);
- n – prędkość obrotowa wału korbowego ($n=850\div 5000$ obr/min).

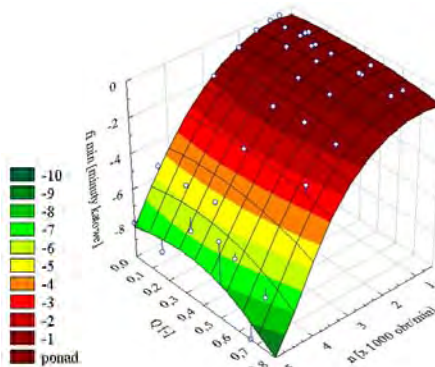
Analizę kąta skręcenia przeprowadzono wykorzystując procesor systemu ALGOR, pozwalający na uzyskanie odpowiedzi dynamicznej układu na wymuszenie w dziedzinie czasu, przy zastosowaniu metody superpozycji modalnej oraz wykorzystano dyskretny model wału korbowego zbudowany wcześniej dla celów badań drgań własnych. Na podstawie przemieszczeń poprzecznych wyznaczono wartości chwilowego, średniego, maksymalnego oraz minimalnego kąta skręcenia wału bazowanego na płaszczyźnie czołowej koła zamachowego. Na rysunkach 8-10 przedstawiono wartości średniego, maksymalnego oraz minimalnego kąta skręcenia modelu K1 wału korbowego w funkcji prędkości obrotowej oraz stopnia zasilania silnika, natomiast rysunki 11 oraz 12 przedstawia przebiegi kąta skręcenia poszczególnych modeli w wybranych punktach badawczych.



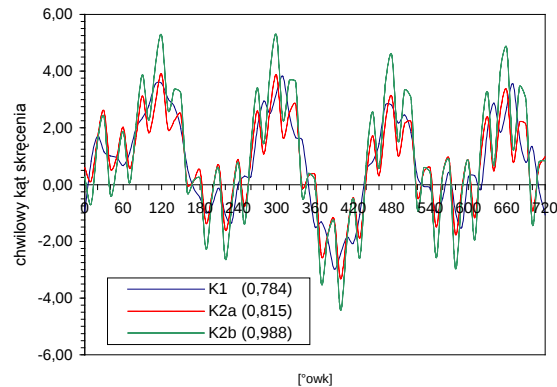
Rys. 8. Wartość średnia kąta skęcenia wału korbowego w funkcji prędkości obrotowej n oraz stopnia zasilania silnika Q – Model K1



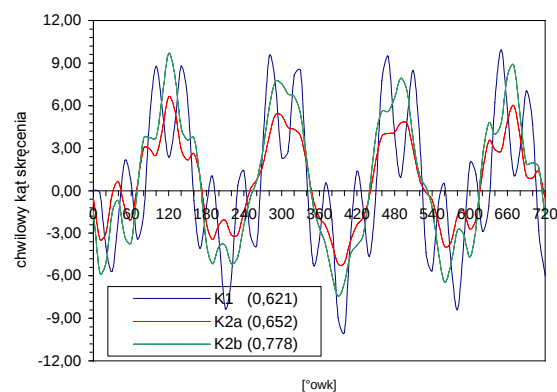
Rys. 9. Wartość maksymalna kąta skęcenia wału korbowego w funkcji prędkości obrotowej n oraz stopnia zasilania silnika Q – Model K1



Rys. 10. Wartość minimalna kąta skęcenia wału korbowego w funkcji prędkości obrotowej n oraz stopnia zasilania silnika Q – Model K1

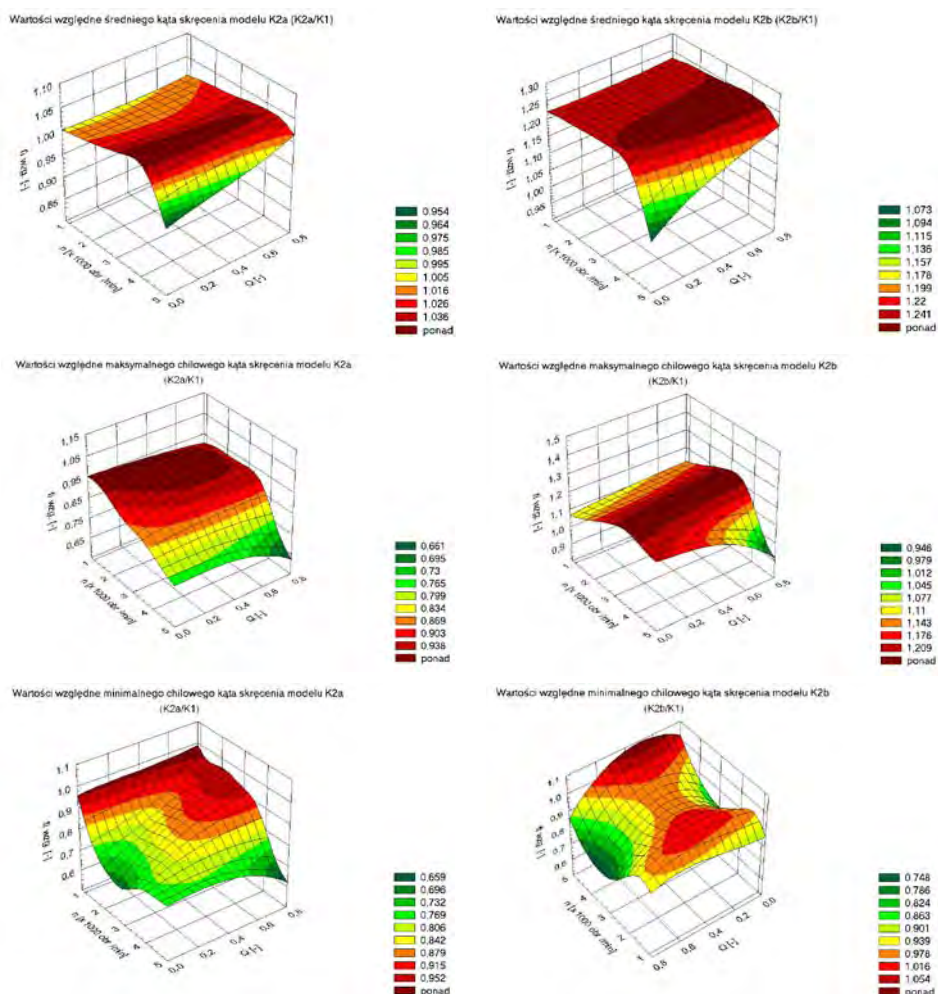


Rys. 11. Przebiegi kąta skręcenia wału korbowego: $Q=0,667$; $n=3500$ obr/min – w nawiasach podano wartości średnie (wartości wyrażone w minutach kątowych)



Rys. 12. Przebiegi kąta skręcenia wału korbowego: $Q=0,667$; $n=5000$ obr/min – w nawiasach podano wartości średnie (wartości wyrażone w minutach kątowych)

Przeprowadzone badania symulacyjne wykazały istotny wpływ modelowania warunków brzegowych, jak również modelowania obciążenia na uzyskane charakterystyki średniego oraz chwilowego kąta skręcenia wału korbowego silnika spalinowego. Na rysunku 13 przedstawiono w sposób porównawczy uzyskane wartości średniego kąta skręcenia wału korbowego, względne wartości maksymalnego oraz minimalnego kąta skręcenia modeli K2a oraz K2b w odniesieniu do modelu K1.



Rys. 13. Wartości względne średniego, maksymalnego oraz minimalnego kąta skręcenia modeli K2a oraz K2b w odniesieniu do modelu K1

Stwierdzono dużą zgodność uzyskanych wartości średniego kąta skręcenia modeli K1 oraz K2a. Większe różnice dochodzące do 12% zaobserwowano w przypadku dużych prędkości obrotowych, natomiast charakterystyki chwilowego kąta skręcenia wału korbowego różnią się dość znacznie, szczególnie w zakresie dużych prędkości obrotowych. Zaobserwowano również, wyraźny wpływ sposobu obciążenia na uzyskane charakterystyki kąta skręcenia. Wyniki obliczeń średniego kąta skręcenia ukazują znaczne różnice jego wartości uzyskane w przypadku modelu K2b w stosunku do modeli K1 i K2a. Wartości maksymalne oraz minimalne również różnią się istotnie. Stwierdzono bardzo

silną wrażliwość modeli wału korbowego na rezonanse z harmonikami głównymi pierwszej skrętnej postaci drgań własnych, jest to wyraźnie widoczne podczas analizy modeli K2a oraz K2b (harmonika 12 rzędu $\omega_{12}^I=371,3$ rad/s tj. $n_{12}^I=3546$ obr/min) przy prędkości wału korbowego silnika $n=3500$ obr/min. Stwierdzono silnie skorelowaną zależność wartości średniego kąta skręcenia wału korbowego od prędkości obrotowej i stopnia zasilania silnika. Zależności te pozwalają na wykorzystanie wartości średniego kąta skręcenia wału korbowego jako nośnika informacji o stanie obciążenia silnika i na podstawie zmierzonego doświadczalnie kąta skręcenia wyznaczanie momentu obrotowego rozwijanego przez silnik. Przebiegi chwilowe kąta skręcenia mogą stanowić parametr diagnostyczny pozwalający ocenić poprawność cyklu pracy silnika spalinowego oraz wskazywać na błędy w procesie spalania występujące w poszczególnych cylindrach.

1.5. Analiza wybranych właściwości dynamicznych wału korbowego

Znajomość przebiegu wykresu indykatorowego w dowolnym stanie działania silnika pozwala na wyznaczenie sił stycznych oraz promieniowych obciążających wał korbowy. Jednakże indykowanie silnika jest badaniem drogim i często jest prowadzone w wybranych stanach działania silnika. W przypadku prowadzenia badań symulacyjnych te niepełne informacje mogą znacznie ograniczać ich przydatność. Dlatego też podjęto próbę zbudowania modelu obciążenia pozwalającego na wyznaczenie sił w układzie korbowym w całym obszarze stanów działania silnika. Model determinuje poszukiwane parametry (siły styczne oraz promieniowe) jako funkcje trzech argumentów: kąta obrotu wału korbowego, stopnia zasilania cylindra oraz prędkości kątowej wału korbowego.

Wartości sił obciążających pojedynczy czop korbowy, przy dowolnej prędkości obrotowej i dowolnym stopniu zasilania możemy wyznaczyć na podstawie szeregu harmonicznego (przedstawionego dla siły stycznej):

$$T(\varphi, n, Q) = T_g(\varphi, n, Q) + T_b(\varphi, n) = \sum_{i=0}^k (Ta_i \cos \frac{i}{2} \varphi + Tb_i \sin \frac{i}{2} \varphi)$$

Wartości amplitud i -tej harmoniki:

$$Ta_i = TGa_i + TBa_i = A_{ai} + B_{ai}n + C_{ai}Q + D_{ai}n^2 + E_{ai}Q^2 + F_{ai}nQ$$

$$Tb_i = TGb_i + TBb_i = A_{bi} + B_{bi}n + C_{bi}Q + (D_{bi} + G_{bi})n^2 + E_{bi}Q^2 + F_{bi}nQ$$

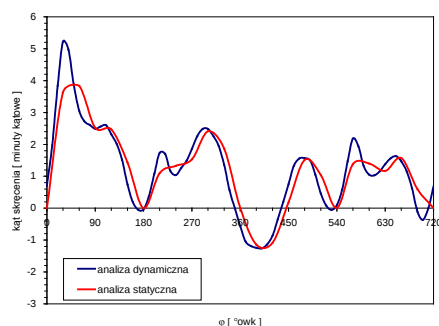
przy czym:

$i=0,...,k$ – numer kolejnej harmoniki; $A_{ai},...,F_{ai},;$ $A_{bi},...,F_{bi}$ – współczynniki uzyskane na podstawie analizy harmonicznej zbadanych doświadczalnie średnich wartości przebiegów indykatorowych; G_{bi} – współczynniki uwzględniające siły masowe; n – prędkość obrotowa silnika; Q – stopień zasilania silnika.

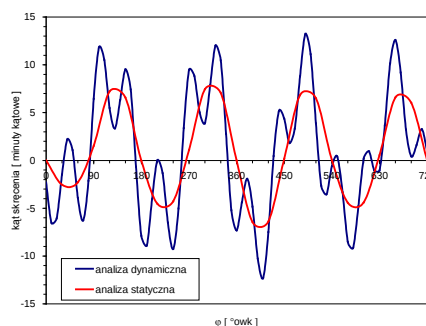
W badaniach symulacyjnych przyjęto do obliczeń następujące stany działania silnika:

- Bieg luzem ($n = n_j$, $Q = 0$);
- Praca przy rozwiniętym momencie maksymalnym ($n = n_M$, $Q = 1$);
- Praca przy mocy znamionowej ($n = n_N$, $Q = 1$);
- Bieg luzem z maksymalną prędkością obrotową silnika ($n = n_{max}$, $Q = 0$);
- Praca przy pełnym zasilaniu, przy maksymalnej prędkości obrotowej silnika ($n = n_{max}$, $Q = 1$).

Analizę kąta skręcenia jak również analizę wytrzymałościową prowadzono wykorzystując dwa warianty obliczeń MES: dynamiczny oraz statyczny. Na rysunku 14 przedstawiono przebiegi kąta skręcenia wyznaczone przy wykorzystaniu obu wariantów obliczeń, natomiast rysunek 15 przedstawia różnice pomiędzy wersjami analiz MES dla charakterystycznych wartości cykli. Widoczna jest wyraźna różnica w przebiegach kąta skręcenia wału korbowego w zależności od zastosowanego wariantu analizy, natomiast wartości średniego kąta skręcenia są prawie jednakowe. Widoczna jest zatem silna podatność wału korbowego na skrętne drgania rezonansowe, których wpływ na charakter przebiegów kąta skręcenia oraz uzyskiwane wartości przebiegów jest znaczący.

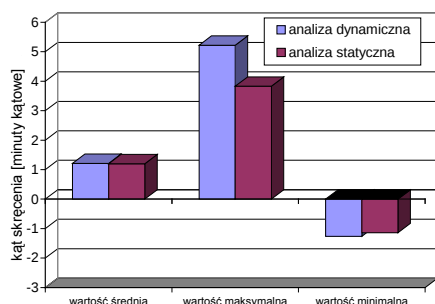


Rozwinięty moment maksymalny silnika
 $n=2900$ obr/min, $Q=1$

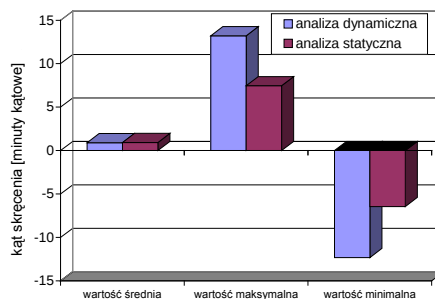


Pełne zasilanie silnika, przy maksymalnej
prędkości obrotowej $n=6000$ obr/min, $Q=1$

Rys. 14. Przebiegi kąta skręcenia wału korbowego
(wartości wyrażone w minutach kątowych)



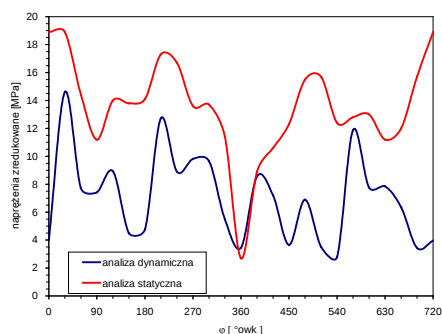
Rozwinięty moment maksymalny silnika
 $n=2900$ obr/min, $Q=1$



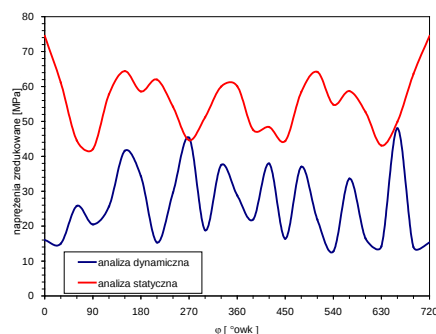
Pełne zasilanie silnika, przy maksymalnej
 prędkości obrotowej $n=6000$ obr/min, $Q=1$

Rys. 15. Wpływ zastosowanego wariantu obliczeń numerycznych na wartości kąta skręcenia (wartości wyrażone w minutach kątowych)

W celu oceny wyężenia wału korbowego wyznaczono naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa. Na rysunku 16 przedstawiono przebieg naprężeń zredukowanych w punkcie przejścia czopa korbowego czwartego cylindra w ramię wykorbienia, leżącym w płaszczyźnie wykorbienia (punkt W - Rys. 18). Rysunek 17 przedstawia wpływ zastosowanego wariantu analizy na charakterystyczne wartości przebiegów. Na rysunku 18 zaprezentowano rozkład naprężeń zredukowanych wyznaczonych w następującym stanie działania silnika: maksymalna prędkość obrotowa (6000 obr/min) oraz pełne zasilanie, naprężenia przedstawiono przy położeniu kątowym wału korbowego równym $\varphi = 660^\circ$.

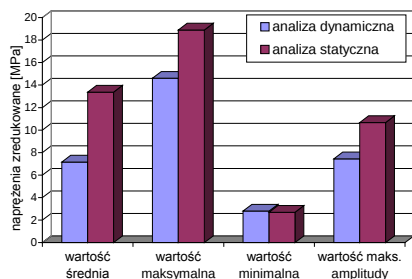


Rozwinięty moment maksymalny silnika
 $n=2900$ obr/min, $Q=1$

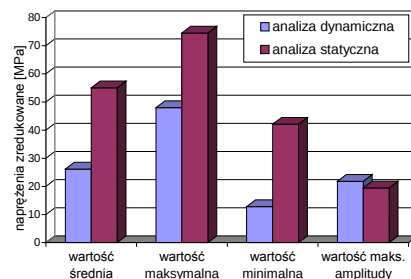


Pełne zasilanie silnika, przy maksymalnej
 prędkości obrotowej $n=6000$ obr/min, $Q=1$

Rys. 16. Przebiegi naprężeń zredukowanych wg h. Hubera-Misesa (punkt W) [MPa].

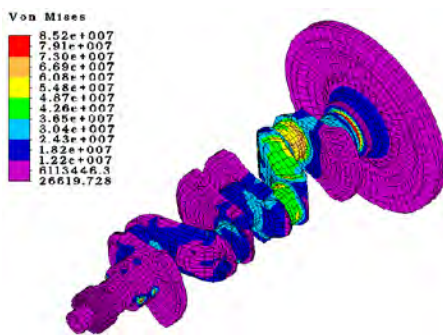


Rozwinięty moment maksymalny silnika
 $n=2900$ obr/min, $Q=1$

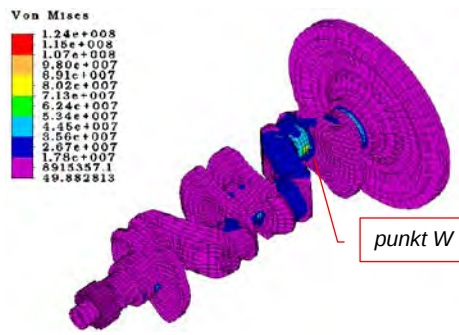


Pełne zasilanie silnika, przy maksymalnej
prędkości obrotowej $n=6000$ obr/min, $Q=1$

Rys. 17. Wpływ zastosowanego wariantu obliczeń numerycznych na wartości naprężeń



Analiza dynamiczna MES



Analiza statyczna MES

Rys. 18. Naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa przy $n=6000$ obr/min, $Q=1, \varphi=660^\circ$

Analizując mapy naprężeń zredukowanych można zauważyć, iż przy zastosowaniu statycznego modelu obliczeń uzyskujemy większe wartości maksymalne, jednak koncentracje naprężeń mają silnie lokalny charakter. Stosowanie zatem statycznego programu do obliczeń naprężeń powoduje ryzyko uzyskania wyników obarczonych znaczącymi różnicami w stosunku do wyników dynamicznej analizy wytrzymałościowej.

1.6. Podsumowanie

Przeprowadzone badania potwierdziły konieczność opracowania standardów prowadzonych analiz w odniesieniu do zdefiniowanych celów analizy. Wprowadzenie takich standardów pozwoliłoby na uprawnione porównywanie wyników badań. Często uzyskane prostymi metodami wyniki ustępują w niewielkim stopniu (albo wręcz wcale) pod względem dokładności

metodom bardziej skomplikowanym, wymagającym poniesienia większego nakładu pracy:

- Analiza drgań własnych wału korbowego - identyfikacja wszystkich postaci drgań wymaga użycia bardziej skomplikowanych metod obliczeniowych np. metody elementów skończonych, zastosowanie klasycznych metod analizy jest wystarczające wyłącznie w przypadku postaci skrętnych.
- Wyznaczenie średniej wartości kąta skreślenia wału korbowego, zadowalające wyniki uzyskać można stosując analizę statyczną, charakteryzującą się znacznie większą efektywnością w porównaniu analizą dynamiczną.
- Wyznaczenie przebiegów chwilowych kąta skreślenia wału korbowego, standardem powinno być zastosowanie analizy dynamicznej.
- Analiza wytrzymałościowa wału korbowego, standardem powinno być zastosowanie analizy dynamicznej.

W oparciu o przeprowadzone badania symulacyjne należy stwierdzić konieczność stosowania dokładnego opisu modelu (obiektu, obciążenia, warunków brzegowych) na podstawie którego uzyskujemy wyniki symulacji. Analiza porównawcza wyników obliczeń dynamicznych wału korbowego przy zastosowaniu metody elementów skończonych ma sens jedynie wówczas, gdy dotyczy mocno zdefiniowanych wariantów modeli. Bez takiego opisu analiza staje się nieprecyzyjna i ryzykowna w odniesieniu do porównawczej oceny badanych układów.

Wykorzystany w rozdziale 4 model obciążenia czopów korbowych wału korbowego pozwala, na podstawie wyrywkowych badań indykatorowych silnika, wyznaczyć z wystarczającą dokładnością przebieg sił w dowolnym stanie działania silnika. Metoda ta została dobrze zweryfikowana na jednym obiekcie badawczym, jednak w łatwy sposób może zostać zastosowana do innych obiektów badawczych. Pozytywnym walorem prezentowanej metody badań właściwości dynamicznych wału korbowego silnika spalinowego przy wykorzystaniu metody elementów skończonych jest możliwość łatwego zastąpienia eksperymentalnych charakterystyk silnika, charakterystykami pozyskanymi z obliczeń symulacyjnych modeli silnika. Uzyskujemy wtedy możliwość prowadzenia badań przy zastosowaniu modelu „wirtualnego” obciążeń elementów wału. Ponadto przedstawiona metoda uzyskiwania przebiegów chwilowych kąta skreślenia wału korbowego przynosi parametr

diagnostyczny pozwalający na kompleksową ocenę stanu sprawności technicznej silników, bądź też może być wykorzystywany w algorytmach sterowania silnika.

Literatura

1. Bickley I., D'Olier V., Fessler H., Hyde T.H., Warrior N.A.: *Stress and deformations in overlapped diesel engine crankshaft, Part1: experimental results*. Jurnal of Automobile Engineering Vol 212, IMechE 1994
2. Bickley I., D'Olier V., Fessler H., Hyde T.H., Warrior N.A.: *Stress and deformations in overlapped diesel engine crankshaft, Part2: evaluation of results*. Jurnal of Automobile Engineering, IMechE 1994
3. Borkowski W., Pietak A., Jakubczak M.: *Wyznaczenie chwilowego kąta skrećenia wału korbowego silnika*. 23nd International Scientific Conference on Combustion Engines KONES'97, Warszawa – Szczyrk 1997
4. Borkowski W., Piętak A., Jakubczak M.: *Ocena stanu sprawności technicznej silnika z zapłonem samoczynnym na podstawie analizy drgań skrętnych wału korbowego*. Kongres Diagnostyki Technicznej KDT'96, Gdańsk 1996
5. Chlaszczak C., Walentynowicz J.: *Zastosowanie modelu prętowego i bryłowego w obliczeniach wału korbowego silnika*. IV Konferencja Naukowa Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich, Wrocław-Polanica Zdrój 1998
6. Chlaszczak C., Walentynowicz J.: *Ocena równomierności odkształceń kątowych wału korbowego silnika spalinowego AD3.152UR*. II Konferencja Naukowa Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich, Wrocław-Szklarska Poręba 1995
7. Drażkowiak B.: *Ocena przydatności prętowego modelu wału korbowego w analizie wytrzymałości metodą elementów skończonych*. Rozprawa doktorska, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa 1993
8. Heath A.R., McNamara P.M.: *Crankshaft Stress Analysis – Combination of Finite Element and Classical Analysis Techniques*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 112 Transactions of the ASME, 1990
9. Iskra A.: *Dynamika mechanizmów tłokowych silników spalinowych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1994
10. Kuśmierz L., Podgórski J., Ponieważ G., Wituszyński K.: *Drgania własne wału korbowego czterocylindrowego silnika spalinowego wyznaczone metodą elementów skończonych*. Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, Technika 2, Vol 3, Lublin 1994
11. Matzke W., Wituszyński K.: *Projektowanie układów korbowych silników trakcyjnych*. Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 1996
12. Ponieważ G.: *Badania właściwości dynamicznych wału korbowego silnika spalinowego z wykorzystaniem metody elementów skończonych*. Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny, Lublin 2000
13. Ponieważ G.: *Badania symulacyjne kąta skrećenia wału korbowego silnika spalinowego*. – XXI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Zeszyty naukowe seria 5 nr 8, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Ustroń 2003
14. Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000
15. Wituszyński K., Ponieważ G.: *Analiza drgań własnych wału korbowego silnika spalinowego*. Archiwum Motoryzacji zeszyt 1-2, 1999, PWN, Warszawa 1999
16. Wituszyński K., Ponieważ G.: *Analiza kąta skrećenia wału korbowego silnika spalinowego z wykorzystaniem metody elementów skończonych*. IV Konferencja Naukowa Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich, Wrocław-Polanica Zdrój 1998
17. Wituszyński K., Ponieważ G.: *Badania drgań własnych wału korbowego silnika spalinowego z wykorzystaniem metody elementów skończonych*. 22nd International Scientific Conference on Combustion Engines KONES'96, Zakopane 1996
18. Wituszyński K., Ponieważ G.: *Wpływ modelowania warunków brzegowych na częstości i postacie drgań własnych wału korbowego silnika spalinowego*. III Konferencja Naukowa Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich, Wrocław-Kudowa Zdrój 1996
19. Wituszyński K., Ponieważ G.: *Aproksymacja cykli ciśnienia w tłokowym silniku spalinowym*. - Journal of KONES Internal Combustion Engines, vol.8 No.3-4, Warszawa-Gdynia 200

2. BADANIA SYMULACYJNE ŚLIZGOWYCH ŁOŻYSK WZDŁUŻNYCH Z SEGMENTAMI WAHLIWYMI

2.1. Wprowadzenie

Płytki wahliwe ślizgowego łożyska wzdluznego poddane są w czasie jego pracy obciążeniu w postaci rozkładu ciśnienia hydrodynamicznego generowanego w szczeliny smarnej, równoważące obciążenie zewnętrzne. W efekcie oddziaływania pola ciśnienia na powierzchnię ślizgową płytki następują jej deformacje sprężyste, które w przypadku dużych obciążeń łożyska mogą znacznie przekroczyć minimalną grubość filmu olejowego. Dodatkowy czynnik wywołujący ugięcia sprężyste segmentów wahlwowych stanowi nierównomierne pole temperatury wywołane zjawiskiem wymiany ciepła między filmem olejowym a otoczeniem. W przypadku wystąpienia wysokich gradientów temperatury w materiale płytki (łożyska pracujące w warunkach dużych obciążeń i prędkości) ugięcia termosprężyste mogą osiągać wartości porównywalne z ugięciami wywołanymi działaniem pola ciśnienia lub je przewyższać. Proces deformacji płytek wahlwowych ma istotny wpływ na kształtowanie się geometrii szczeliny smarnej łożyska, a w konsekwencji na jego charakterystyki takie m.in., jak: minimalna grubość szczeliny smarnej, maksymalna temperatura w filmie olejowym, moment tarcia w łożysku, współczynnik tarcia, wydatek oleju zasilającego łożysko, upływy boczne oleju.

W Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Lubelskiej prowadzono badania właściwości filmu smarnego ślizgowych łożysk wzdluznych zarówno z segmentami wahlwymi, jak również stałymi (łożyska sektorowe), ze szczególnym uwzględnieniem deformacji sprężystych i termosprężystych segmentów.

W celu przeprowadzenia badań symulacyjnych opracowano komputerowo wspomaganą metodę oraz oryginalne oprogramowanie umożliwiające uzyskanie

rozkładów ciśnienia i temperatury w filmie smarnym łożyska oraz na powierzchni tarcia segmentów wahliwych. Wykorzystano metodę elementów skończonych (MES) celem wyznaczenia deformacji sprężystych oraz termosprężystych płytek wahliwych i uwzględnia ich wartości w równaniu opisującym rozkład grubości szczeliny olejowej łożyska. Badania symulacyjne miały na celu również porównanie wyników analizy numerycznej z wynikami badań doświadczalnych.

2.2. Model matematyczny łożyska

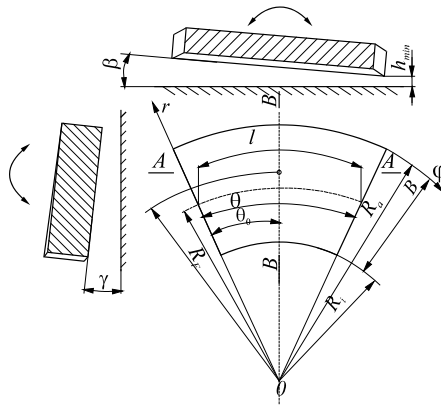
Model matematyczny układu tribologicznego, jaki stanowi ślizgowe łożysko wzdłużne, uzależniony jest od przyjętych założeń modelowych. W rozważanym przypadku przyjęto m.in. następujące założenia:

- łożysko jest stacjonarnie obciążone i działa w warunkach ustalonego przepływu czynnika smarującego i warunkach ustalonych wymiany ciepła,
- łożysko posiada skończone wymiary,
- przepływ oleju przez szczelinę smarną jest laminarny,
- czynnik smarujący jest płynem newtonowskim,
- lepkość oleju jest funkcją temperatury,
- wymiana ciepła w szczelinie smarnej odbywa się tylko na drodze konwekcji,
- ciśnienie oraz temperatura oleju w kierunku grubości szczeliny są stałe,
- gęstość, ciepło właściwe oraz współczynnik przewodzenia ciepła czynnika smarującego są stałe,
- uwzględnione są sprężyste i termosprężyste ugięcia segmentów nośnych łożyska.

Model badanego łożyska opisany został układem następujących równań:

- równanie opisujące geometrię szczeliny smarnej łożyska,
- zależność lepkości czynnika smarującego od temperatury,
- równanie rozkładu ciśnienia w filmie olejowym,
- równanie rozkładu temperatury w szczelinie smarnej (równanie bilansu energii),
- równanie rozkładu temperatury na powierzchni tarcia segmentu.

Rysunek 1 przedstawia geometrię segmentu wahliwego mogącego wahać się względem dwóch wzajemnie prostopadłych osi oraz kształt szczeliny smarnej. Podstawową wielkość stanowi minimalna grubość szczeliny h_{min} .



Rys. 1. Geometria płytki wahliwej i szczeliny smarnej

W postaci bezwymiarowej rozkład przestrzenny grubości filmu smarnego opisuje równanie

$$\begin{aligned} \bar{h}(\bar{r}, \bar{\varphi}) = & 1 + \operatorname{tg} \beta \left[\frac{\bar{r}}{\bar{\psi}} \sin(\theta_0 - \varphi) + \frac{R_a \sin(\theta - \theta_0)}{h_{min}} \right] + \\ & + \operatorname{tg} \gamma \left[\frac{\bar{r}}{\bar{\psi}} \cos(\theta_0 - \varphi) + \frac{R_a \cos(\theta - \theta_0) - R_F - R_m}{h_{min}} \right] + \bar{w}(\bar{r}, \bar{\varphi}) \end{aligned}$$

Gdzie:

$$\bar{r} = \frac{r}{R_m}, \quad \bar{\varphi} = \frac{\varphi}{\Theta}, \quad \bar{\psi} = \frac{h_{min}}{R_m}, \quad \bar{h} - \text{jest bezwymiarową grubością szczeliny}$$

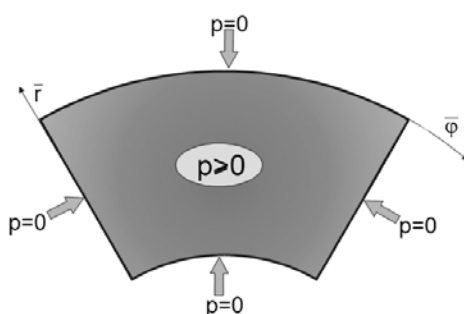
W równaniu powyższym $\bar{w}(\bar{r}, \bar{\varphi})$ stanowi bezwymiarowe ugięcie powierzchni ślizgowej segmentu. Znajomość rozkładu grubości szczeliny smarnej umożliwia rozwiązanie równania rozkładu ciśnienia w filmie olejowym następującej postaci:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{r}^2} + \left(\frac{3}{\bar{h}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{r}} - \frac{1}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{\eta}}{\partial \bar{r}} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \left(\frac{3}{\bar{h}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\varphi}} - \frac{1}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{\eta}}{\partial \bar{\varphi}} \right) \frac{1}{\bar{r}^2 \bar{\theta}^2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\varphi}} + \\ + \frac{1}{\bar{\theta}^2 \bar{r}^2} \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{\varphi}^2} - 6 \frac{\bar{\eta}}{\bar{\theta} \bar{h}^3} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\varphi}} = 0 \end{aligned}$$

Przy czym:

$\bar{p} = \frac{\psi^2}{\eta_0 \omega} p$ - ciśnienie bezwymiarowe.

Rozwiązanie powyższego równania uzyskano w oparciu o przyjęte warunki brzegowe, co w sposób poglądowy przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Warunki brzegowe pola ciśnień

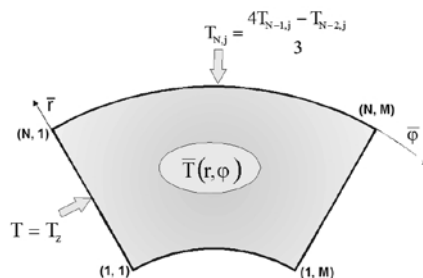
Mając na uwadze przyjęte wcześniej założenia modelowe równanie rozkładu temperatury w szczelinie olejowej przyjmuje następującą postać (postać bezwymiarowa):

$$\frac{Pe}{\Lambda} \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} + \bar{q}_r \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} + \bar{q}_\phi \frac{1}{\theta r} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \phi} = \frac{\bar{h}^3}{12\eta} \left[\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial r} \right)^2 + \frac{1}{\theta^2 r^2} \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi} \right)^2 \right] + \frac{\bar{r}^2 \bar{\eta}}{\bar{h}}$$

przy czym:

$$\bar{T} = \frac{T - T_0}{T_0}, \quad \bar{q}_r = -\frac{\bar{h}^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial r}, \quad \bar{q}_\phi = -\frac{\bar{h}^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi}, \quad \Lambda = \frac{\eta_0 R_m^2 \omega^2}{\lambda T_0}, \quad Pe = \frac{\omega \rho_0 c_v h_{\min}^2}{\lambda}$$

Na rysunku 3 przedstawiono poglądowo warunki brzegowe pola temperatur. Przyjęto założenie, że temperatura oleju wpływającego do szczeliny smarnej jest stała na całej długości krawędzi wpływu ($T = T_z = const$)



Rys. 3. Warunki brzegowe pola temperatur

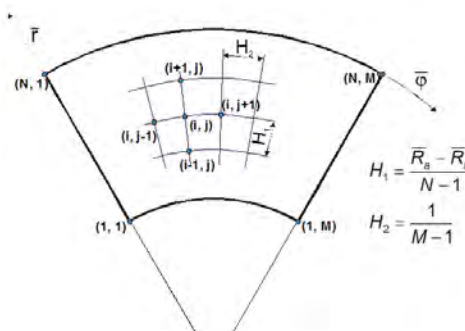
Występująca w równaniach opisujących rozkłady ciśnienia oraz temperatury w filmie olejowym lepkość dynamiczna (w postaci bezwymiarowej) została uzależniona jedynie od temperatury i opisano ją w następującej postaci:

$$\bar{\eta}(\bar{T}) = e^{A(\bar{T}-1) + B(\bar{T}-1)^2}$$

Przy czym współczynniki A oraz B zostały wyznaczone na podstawie badań lepkości danego gatunku oleju.

2.3. Numeryczna metoda rozwiązania

Wspólne rozwiązanie równań opisujących geometrię szczeliny, rozkład ciśnienia oraz temperatury w filmie olejowym z uwzględnieniem przyjętych warunków brzegowych umożliwia wyznaczenia rozkładów ciśnienia i temperatury w filmie olejowym łożyska. Równania różniczkowe cząstkowe rozkładu ciśnienia oraz temperatury w postaci bezwymiarowej przekształcono do postaci równań różnicowych, w oparciu o przyjętą siatkę węzłów (Rys. 4.) i zastąpienie pochodnych cząstkowych ilorazami różnicowymi.



Rys. 4. Siatka węzłów (H_1 – krok siatki w kierunku promieniowym, H_2 – krok siatki w kierunku obwodowym)

Równanie rozkładu ciśnienia w postaci równania różnicowego:

$$p_{i,j} = \frac{B^p p_{i+1,j} - C^p p_{i-1,j} + D^p p_{i,j+1} - E^p p_{i,j-1} - F^p}{A^p}$$

Przy czym, wyrażenia A^p , B^p , C^p , D^p , E^p , F^p są współczynnikami charakterystycznymi równania, natomiast pochodne cząstkowe przyjęto w postaci odpowiednich ilorazów różnicowych:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} \approx \frac{p_{i+1,j} - 2p_{i,j} + p_{i-1,j}}{H_1^2} \quad \frac{\partial^2 p}{\partial \varphi^2} \approx \frac{p_{i,j+1} - 2p_{i,j} + p_{i,j-1}}{H_2^2}$$

$$\frac{\partial p}{\partial r} \approx \frac{p_{i+1,j} - p_{i-1,j}}{2H_1} \quad \frac{\partial p}{\partial \varphi} \approx \frac{p_{i,j+1} - p_{i,j-1}}{2H_2}$$

Równanie rozkładu temperatury w postaci równania różnicowego:

$$T_{i,j} = \frac{A^T T_{i+1,j} - B^T T_{i,j-1} + C^T}{A^T + B^T}$$

Przy czym, wyrażenia A^T , B^T , C^T są współczynnikami charakterystycznymi równania, natomiast pochodne cząstkowe przyjęto w postaci:

$$\frac{\partial T}{\partial r} \approx \frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{H_1} \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} \approx \frac{T_{i,j} - T_{i,j-1}}{H_2}$$

2.4. Algorytm obliczeń

Opracowany własny program obliczeń numerycznych BEARING pozwolił na wyznaczenie wartości ciśnienia i temperatury w filmie smarnym oraz wartości temperatury na powierzchni ślizgowej łożyska w oparciu o równanie:

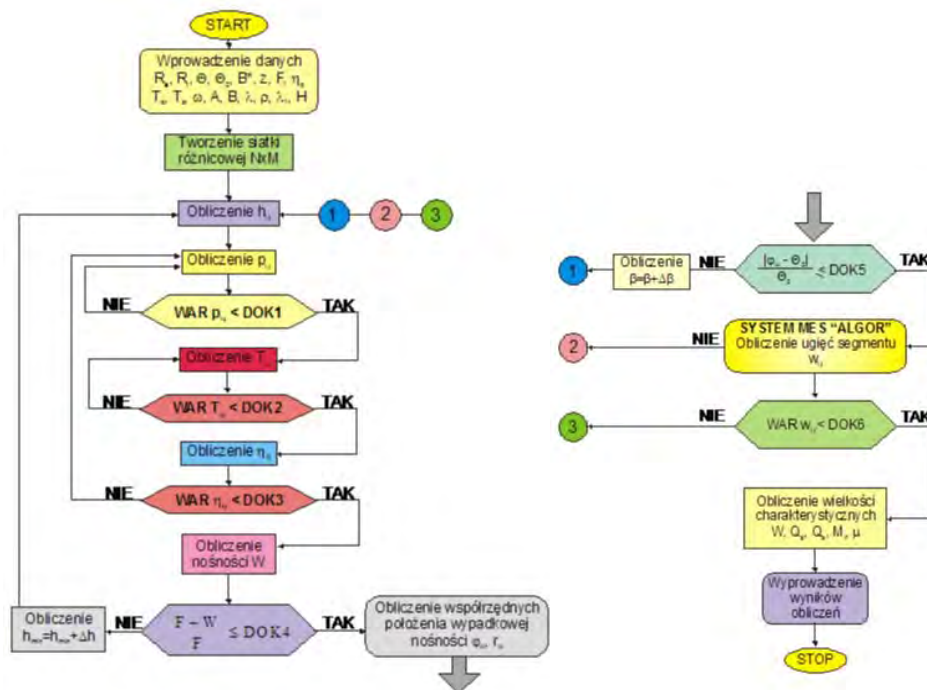
$$\bar{T}_1 = \frac{\bar{T}(\alpha_1 - k) + k\bar{T}_a}{\alpha_1}$$

gdzie: $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{H}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$

przy czym α_1 oraz α_2 są współczynnikami przejmowania ciepła odpowiednio z filmu smarnego do segmentu łożyska oraz od segmentu do otoczenia, λ_1 stanowi

współczynnik przewodzenia ciepła w materiale segmentu, H jest jego grubością, natomiast T_a stanowi temperaturę otoczenia.

Uzyskane wartości ciśnienia i temperatury były przesyłane do systemu MES ALGOR, realizującego obliczenia ugięć płytek wahliwych łożyska. Wartości te były następnie przesyłane do programu BEARING w celu modyfikacji kształtu szczeliny smarnej. Proces obliczeń odbywał się metodą kolejnych iteracji, aż do uzyskania założonej zbieżności rozwiązania. Algorytm obliczeń numerycznych przedstawia rysunek 5.

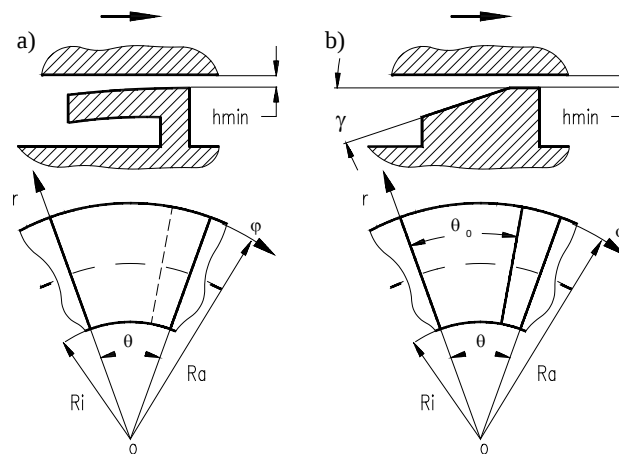


Rys. 5. Schemat obliczeń numerycznych

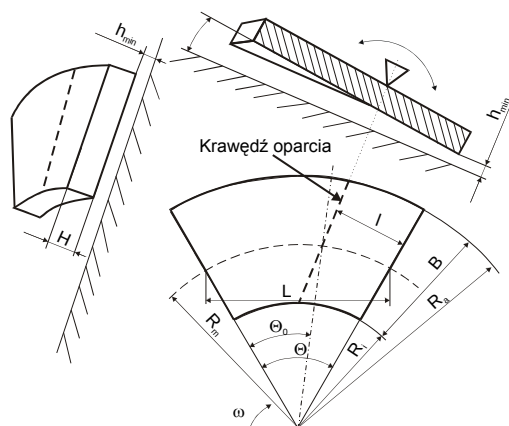
Po wprowadzeniu odpowiednich danych, których podstawowymi były: obciążenia łożyska F , prędkość kątowna ω , lepkości oleju w temperaturze odniesienia η_0 , temperatura oleju na krawędzi wpływu T_z następował proces tworzenia węzłów siatki. W dalszej kolejności obliczane były wartości węzłowe grubości filmu h_{ij} , ciśnienia p_{ij} , temperatury T_{ij} , lepkości oleju η_{ij} metodą iteracji. Uzyskanie założonej różnicy obciążenia zewnętrznego F oraz wypadkowej rozkładu ciśnienia W kończyło proces obliczeń i odpowiednie wyniki w postaci rozkładów p_{ij} , T_{ij} , T_{1ij} były przekazywane do sytemu MES

ALGOR, który umożliwiał wyznaczenie ugięć segmentów w węzłach siatki. Wartości deformacji były uwzględniane w opisie geometrii szczeliny smarnej. Końcowy etap obliczeń obejmował wyznaczenie wydatku oleju zasilającego łożysko Q_z , wpływów bocznych Q_{ub} , momentu tarcia M_t oraz współczynnika tarcia μ .

Należy podkreślić, że na bazie programu BEARING realizującego obliczenia numeryczne łożyska wzdłużnego z płytkami wahliwymi opracowano jego kolejne modyfikacje obejmujące łożyska z segmentami stałymi przy uwzględnieniu ich deformacji oraz nieodkształcalnymi, jak również został opracowany wariant programu obliczeń łożyska z płytkami wahliwymi ze zmodyfikowanym przebiegiem krawędzi oparcia (równoległej do krawędzi wypływu oleju). Na rysunku 6 przedstawiono geometrię dwóch wyżej wymienionych odmian konstrukcyjnych łożysk z segmentami stałymi, natomiast na rysunku 7 kształt segmentu wahliwego ze zmodyfikowaną krawędzią oparcia.



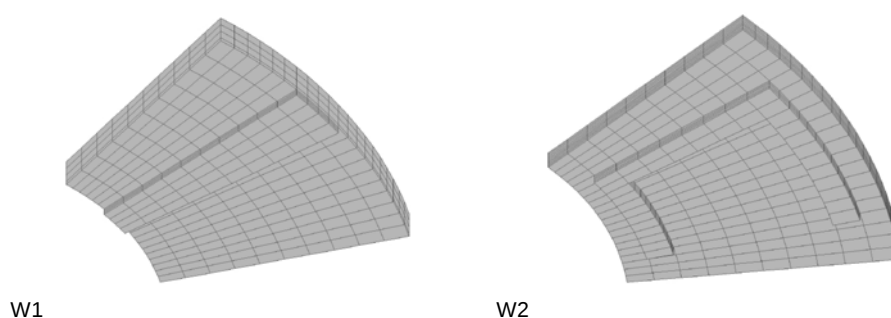
Rys. 6. Geometria segmentów stałych



Rys. 7. Geometria segmentów wahliwego ze zmodyfikowaną krawędzią oparcia

2.5. Przykładowe wyniki analizy numerycznej

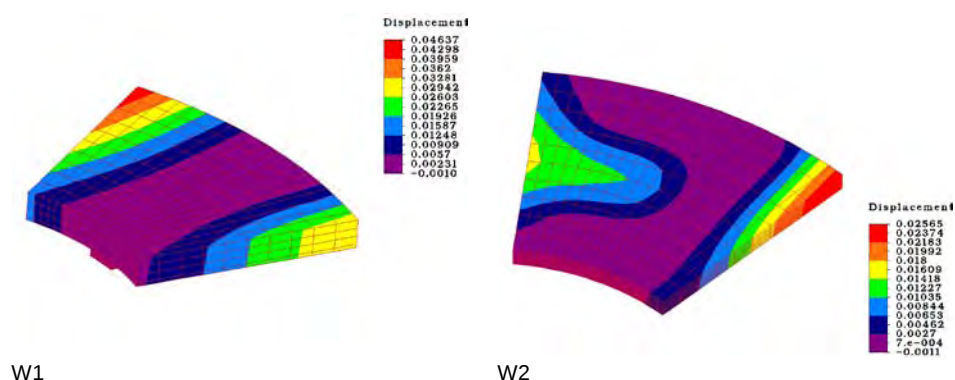
Jednym z celów badań symulacyjnych przy wykorzystaniu programu BEARING zintegrowanego z pakietem ALGOR było określenie wpływu różniących się geometrią oraz możliwością deformacji modeli płytek wahliwych na uzyskiwane charakterystyki pracy, szczególnie na wartości momentu tarcia w łożysku. Opracowano dwa różniące się geometrycznie modele segmentów: wariant standardowy (W1) o stałej grubości H oraz rozwiązanie ozmodyfikowanej geometrii charakteryzujące się zmniejszoną grubością, jednocześnie umożliwiające uzyskanie innego profilu deformacji (W2). Modele dyskretne badanych segmentów przedstawiono na rysunku 8



Rys. 8. Modele dyskretne badanych wariantów segmentów wahliwych

Przeprowadzono wielowariantowe obliczenia numeryczne przy założonych zmiennych parametrach takich jak: szerokość względna łożyska $B^* = B/L$ ($B^*=1$

oraz $B^*=1,6$), liczby segmentów $z = 8$ oraz $z = 12$, grubości płytek $H = 10, 15, 20$ mm (model W1), $H = 6$ mm (model W2). Zbadano również wpływ lepkości oleju zasilającego szczelinę na zmiany momentu tarcia. Przykładowe mamy deformacji rozważanych modeli dyskretnych segmentów przy obciążeniu $F = 150$ kN oraz prędkości kątowej $\omega = 75$ rad/s przedstawiono na rysunku 9.

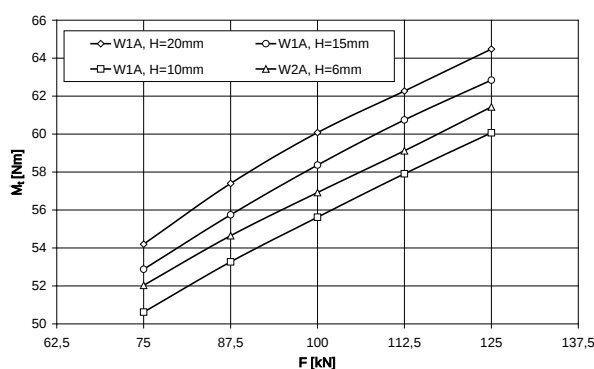


W1

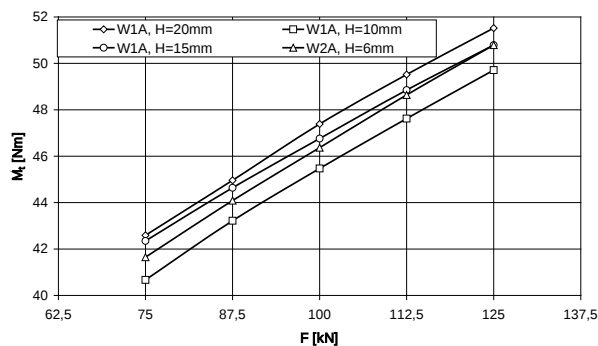
W2

Rys. 9. Mapy deformacji sprężystych segmentów wahliwych

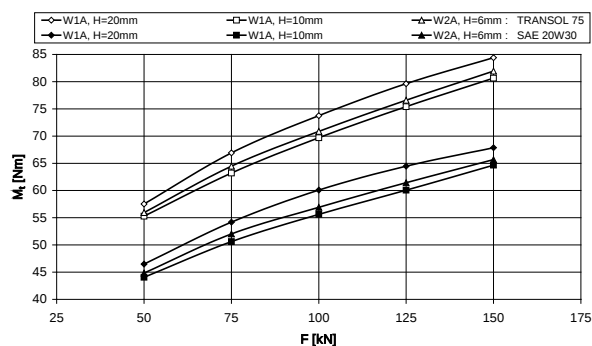
Zmiany momentu tarcia w łożysku w funkcji obciążenia ($F = 75 \div 150$ kN) co odpowiada ciśnieniu średniemu w filmie smarnym $1,5 \div 2$ MPa przy założonych parametrach $B^* = 1$ oraz $B^* = 1,6$ przedstawiono na rysunkach 10 oraz 11. Natomiast rysunek 12 przedstawia wpływ lepkości oleju wpływającego do szczeliny smarnej przy zmieniającym się obciążeniu łożyska.



Rys. 10. Zmiany momentu tarcia w łożysku $B^*=1$ $\omega = 75$ rad/s



Rys. 11. Zmiany momentu tarcia w łożysku $B^*=1,6$ $\omega = 75$ rad/s



Rys. 12. Wpływ lepkości oleju zasilającego szczelinę smarną na zmiany momentu tarcia

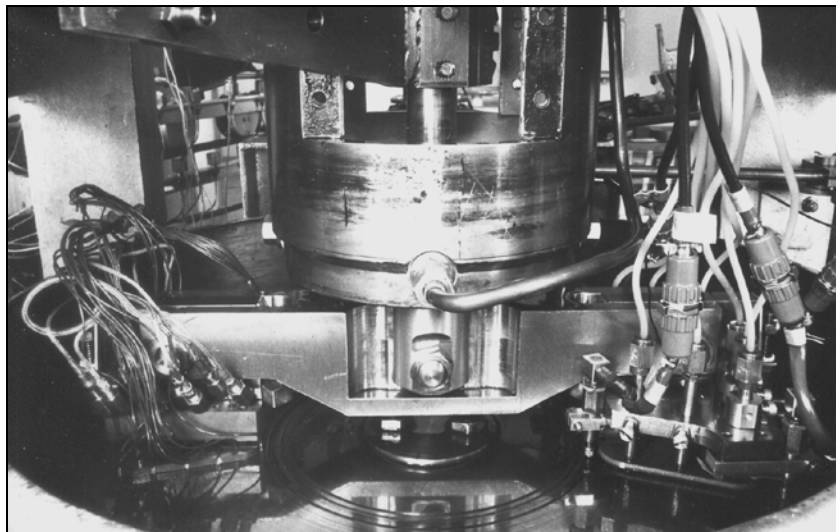
Wyniki badań symulacyjnych doradziły do następujących wniosków:

- zmniejszanie sztywności segmentów wahliwych prowadzi do spadku wartości momentu tarcia w łożysku
- na zmniejszanie wartości momentu tarcia można wpłynąć poprzez zmianę formy rozkładu deformacji
- zwiększanie szerokości względnej łożyska B^* prowadzi do wyraźnego obniżenia oporów tarcia w łożysku
- zwiększanie liczby segmentów wpływa istotnie na zwiększanie wartości momentu tarcia.

2.6. Porównanie wyników badań modeli dyskretnych z wynikami uzyskanymi na drodze eksperymentalnej

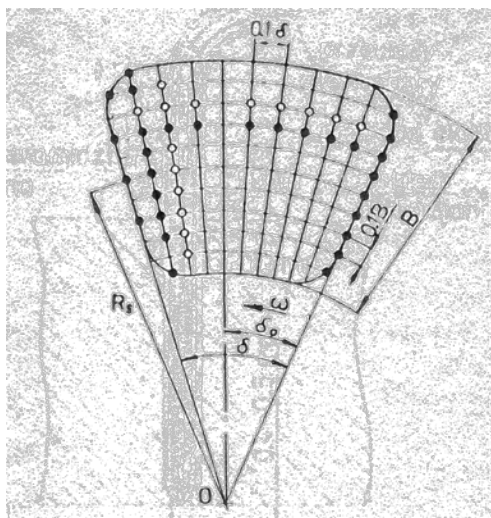
Kolejnym kierunkiem badań symulacyjnych ślizgowych łożysk wzdłużnych z płytkami wahliwymi było porównanie wyników analiz modeli komputerowych

z wynikami uzyskanymi w oparciu o eksperyment. W tym celu opracowano model dyskretny segmentów wahliwych, których geometria została dokładnie odtworzona w oparciu o kształty rzeczywistych płytek wahliwych zamontowanych na stanowisku do badania ślizgowych łożysk wzdłużnych. Stanowisko to z zainstalowanym zespołem dwóch oprzyrządowanych przytyk wahliwych pokazano na rysunku 13.



Rys. 13. Stanowisko badawcze oraz geometria powierzchni roboczej segmentu

Stanowisko badawcze umożliwiało pomiary ciśnienia i temperatury w wybranych punktach obszaru filmu smarnego (Rys. 14) przy obciążeniu płytki wahliwej wariantowo 6000N lub 9000N. Biorąc pod uwagę wymiary powierzchni ślizgowej płytki odpowiada to wartości ciśnienia średniego w filmie olejowym odpowiednio 0,56MPa oraz 0,84MPa. Badaniom poddano 2 segmenty różniące się grubością: $H=5\text{mm}$ oraz $H=20\text{mm}$



Rys. 14. Rozmieszczenie punktów pomiarowych (○ – ciśnienie; ● – temperatura)

Geometrię modeli komputerowych (Rys. 15) oraz ich model dyskretny opracowano przy wykorzystaniu systemu CAD/CAM I-deas.



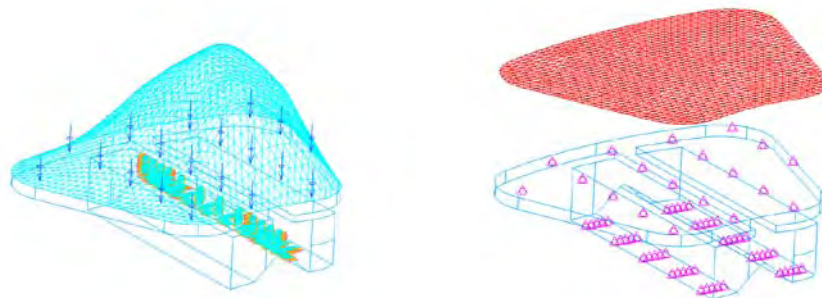
Rys. 15. Modele płytek wahlowych $H=5\text{mm}$, $H=20\text{mm}$

Siatki elementów skończonych były generowane automatycznie elementów bryłowych 4-węzłowych typu solid (Rys. 16).



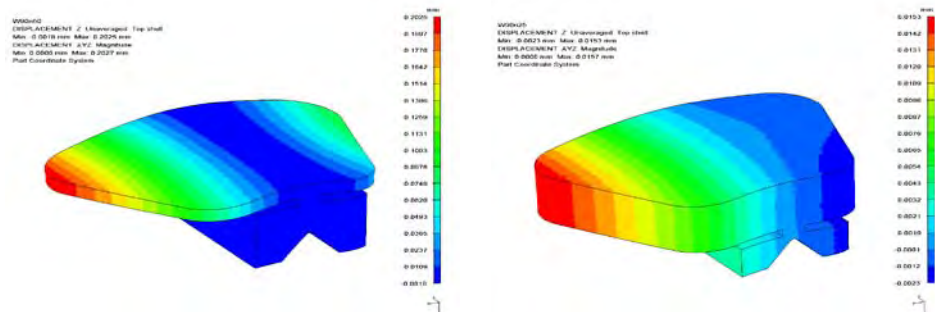
Rys. 16. Siatki elementów skończonych modeli segmentów $H=5\text{mm}$, $H=20\text{mm}$

Warunki brzegowe odnoszące się do obciążenia termicznego oraz obciążenia polem ciśnienia hydrodynamicznego generowanego w szczelinie smarnej opracowano poprzez aproksymację rozkładów temperatury oraz ciśnienia uzyskanych w oparciu o badania eksperymentalne, co przedstawiono na rysunku 17.

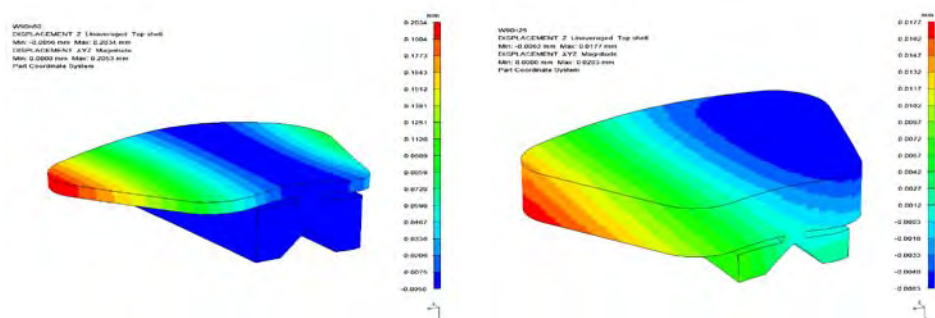


Rys. 17. Warunki brzegowe przyjęte w modelu MES – obciążenie polem ciśnienia oraz temperatury

Obliczenia symulacyjne opracowanych modeli dyskretnych wykonano przy wykorzystaniu systemu I-DEAS. Rozkład deformacji wywołanych polem ciśnienia w filmie smarnym oraz nierównomiernym polem temperatury przedstawiono na rysunkach 18 oraz 19.

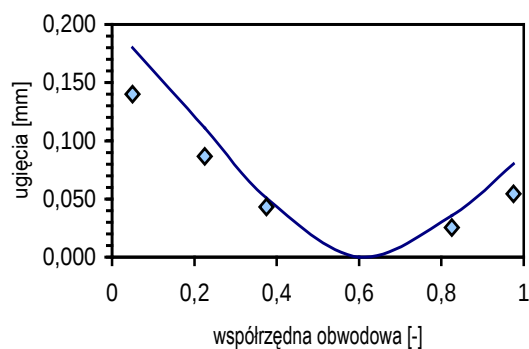


Rys. 18. Deformacje sprężyste segmentów wywołane rozkładem ciśnienia w filmie smarnym

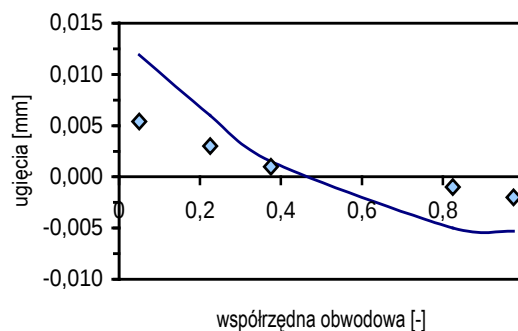


Rys. 19. Deformacje termosprężyste segmentów

Porównanie wartości ugięć uzyskanych z badań eksperymentalnych (oznaczonych symbolem $\diamond$) z otrzymanymi na drodze obliczeń symulacyjnych (linia ciągła) umożliwiło dokonanie oceny dokładności opracowanych modeli wirtualnych co pokazano na rysunkach 20 oraz 21.



Rys. 20. Ugięcia w kierunku prostopadłym do płaszczyzny nośnej segmentu $H=5\text{mm}$, $F=9000\text{N}$, $n=500\text{obr/min}$



Rys. 21. Ugięcia w kierunku prostopadłym do płaszczyzny nośnej segmentu $H=20\text{mm}$, $F=9000\text{N}$, $n=250\text{obr/min}$

Wnioski wypływające z przeprowadzonych badań można sformułować następująco:

- istnieje dobra zgodność jakościowa oraz ilościowa uzyskanych wartości ugięć z eksperymentu z otrzymanymi na podstawie obliczeń symulacyjnych,
- wyniki badań potwierdziły poprawność opracowanych modeli MES segmentów wahliwych,
- w przypadku założonych wartości obciążenia i prędkości deformacje płytek wahliwych spowodowane są głównie oddziaływaniem pola ciśnienia hydrodynamicznego.

2.7. Podsumowanie

Badania teoretyczne ślizgowych łożysk wzdłużnych pracujących w warunkach tarcia płynnego stanowią złożony problem matematyczny z uwagi na postaci równań opisujących model fizyczny łożyska. Wyznaczanie dokładnych wartości ciśnienia oraz temperatury w filmie smarnym przy zmiennej lepkości czynnika smarującego wymaga jednoczesnego rozwiązania złożonych równań różniczkowych wyższych rzędów przy założonych warunkach brzegowych. W przypadku uwzględnienia deformacji sprężystych oraz termosprężystych segmentów łożyska dodatkowy problem stanowi konieczność rozwiązania kolejnego równania różniczkowego ugięcia płyty (4-rzędu) ze złożonymi warunkami brzegowymi (dodatkowe równania różniczkowe 2-rzędu). Autorzy niniejszego rozdziału wykorzystali metodę elementów

skończonych pomyślnie integrując ją z opracowanym przez siebie oryginalnym programem komputerowym BEARING. Wyniki przeprowadzonych analiz, przykładowo zaprezentowanych, dowodzą, że zjawisko ugięć termosprężystych segmentów wahliwych łożyska wzdluznego stanowi bardzo istotny problem badawczy, jak również problem konstrukcyjny, którego rozwiązanie prowadzi do uzyskiwania pożądanych charakterystyk pracy łożyska

Literatura

1. Kuśmierz L.: *Analiza wpływu odkształceń sprężystych wahliwych płytek na charakterystyki pracy wzdluznego łożyska ślizgowego*, Praca doktorska, Politechnika Łódzka 1980
2. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Theoretical investigations of thrust slider bearing oil film properties with FEA applications*. - International Conference on Integrated Manufacturing, May 14-17, Zakopane 1996
3. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *A numerical simulation of thrust bearing preformance with consideration of the pad elastic deflection*. International Conference on Integrated Manufacturing, Zakopane, May 10-13, Politechnika Śląska, Zeszyty Naukowe, nr 1237, Mechanika, z. 117, Gliwice 1994
4. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Badanie własności filmu smarnego wzdluznego łożyska ślizgowego ze stałymi segmentami*. Materiały XI Ogólnopolskiej Konferencji: Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania, Mielno, 1993, Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego WSI, Koszalin 1994
5. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *The computer-aided method of calculation of hydrodynamic thrust bearing with elastically deformed pads*. I International Seminar and Workshop Methodological Foundations of Computer Automated Design, Wrocław, August 23-35 1993, Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, nr 76, Wrocław 1994
6. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Analysis of Hydrodynamically Lubricated Thrust Bearing with Consideration of Tilting Pads Elastic Deformations*. - International Conference on Integrated Manufacturing, March 1999, Politechnika Śląska, Zakopane 1999
7. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Moment of Friction in Thrust Slider Bearing*. - International Scientific Conference Modelling and Simulation of the Friction Phenomena in the Physical and Technical Systems, Warszawa, 23-24 November, Politechnika Warszawska 2000
8. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Researches of oil film properties of thrust slider bearing with deflected cantilever pads*. VI International Symposium INTERTRIBO 96, Tribological Problems in Exposed Friction Systems, The High Tatras, Slovak Republic, April 23-36 1996
9. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Wpływ nowych rozwiązań konstrukcyjnych wahliwych segmentów na właściwości filmu olejowego ślizgowego łożyska wzdluznego*. Folia Societatis Scientiarum Lublinensis, vol. 7, Lublin 1998
10. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Wpływ odmiany konstrukcyjnej ślizgowego łożyska wzdluznego na właściwości filmu olejowego*. XXI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Zeszyty naukowe seria 5 nr 8, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Ustroń 2003
11. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Zastosowanie MES do modelowania i analizy segmentów ślizgowych łożysk wzdluznych*. III Konferencja Naukowa Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich, Kudowa Zdrój 1996
12. Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Analiza wpływu modyfikacji geometrii krawędzi elementu oporowego płytki wadliwej na właściwości strefy* - Analysis of the influence of geometry modification of edge support element of self aligning pad on contact zone properties, Eksploatacja i Niezawodność nr 1/2007 str. 53-58
13. Kuśmierz L., Ponieważ G., Jonak J.: *Termosprężyste deformacje segmentu wahliwego ślizgowego łożyska wzdluznego – porównanie wyników eksperymentu oraz badań modelowych*. XXII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Tom3, Akademia Morska w Gdyni, Gdynia-Jurata 2005
14. Kuśmierz L., Ponieważ G., Jonak J.: *Wpływ nierównomiernego pola temperatury w płytce wadliwej ślizgowego łożyska wzdluznego na proces jej deformacji*. XV Konferencja: Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo. Politechnika Warszawska, Kazimierz Dolny 2005
15. Ponieważ G., Kuśmierz L.: *Badania symulacyjne właściwości strefy styku segmentu wahliwego z elementem oporowym*. XXII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Tom 4, Akademia Morska w Gdyni, Gdynia-Jurata 2005
16. Ponieważ G., Kuśmierz L.: *Badania numeryczne wpływu obciążenia oraz geometrii krawędzi elementu oporowego segmentu wahliwego na właściwości strefy kontaktu* - Numerical research of the influence of

- loading and edge support element of self aligning pad on contact zone properties*, Eksploatacja i Niezawodność nr 2/2007, str. 10-14
17. Ponieważ G., Kuśmierz L.: *Ślizgowe łożysko wzdłużne z segmentami wahliwymi – współpraca segmentu z elementem oporowym*, Scientific Bulletin of Chełm Section of Technical Science, Nr 1/2007 Chełm, str. 155-160
 18. Strzelecki S., Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Deformacje termiczne wahliwych płytek w 5-segmentowym ślizgowym łożysku poprzecznym*, *Thermal deformation of pads in tilting 5-pad journal*, Eksploatacja i Niezawodność nr 2/2008, str. 12-16
 19. Strzelecki S., Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Thermal Deformation of Pads in Tilting 5-Pad Journal Bearing*. World Tribology Congress III, September 12-16, Washington D.C. 2005
 20. Strzelecki S., Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Thermo-Elastic Deformation of Pads in the Tilting 3-Pad Journal Bearing*. 14th International Colloquium Tribology, Tribology and Lubrication Engineering, January 13-15, Technische Akademie Esslingen, Stuttgart/Ostfildern, Germany 2004
 21. System ALGOR, *Podręcznik użytkownika*
 22. System I-DEAS NX Series, *Podręcznik użytkownika*

3. WYKORZYSTANIE SSN DO BADANIA STANU OSTRZY NARZĘDZI GŁOWICY WIELONARZĘDZIOWEJ DO URABIANIA

3.1 Wprowadzenie

Przesłanką do opracowania noży obrotowych było założenie, że ich ostrza, z uwagi na występujący obrót, będą się symetrycznie zużywać, zachowując tym samym w czasie eksploatacji pierwotny kształt. Efekt ten nazywamy samoostrzeniem się noży. Zagadnienie zużycia noży styczno-obrotowych jest jednak zjawiskiem bardziej złożonym.

W praktyce, zużycie tego rodzaju narzędzi często przebiega w sposób asymetryczny, prowadząc do znaczącego wzrostu ich obciążenia. Noże ulegają zaklinowaniu w uchwytach, co powoduje również znaczące trudności w prognozowaniu ich zużycia.

W tym rozdziale zaprezentowano koncepcję metody służącej ocenie stanu ostrzy narzędzi montowanych na głowicy urabiającej. Ocena prowadzona jest w oparciu o modele sztucznych sieci neuronowych [SSN].

3.2 Klasyfikacja rodzajów zużycia

W konsekwencji procesu tępienia się tych noży, zmienia się kąt ostrza narzędzia, z konstrukcyjnego (najczęściej $\beta = 75 \div 85^\circ$), na wynikający z jego ustawienia i bocznego wychylenia (kąty: $\delta = 45 \div 50^\circ$, $\rho = 7 \div 20^\circ$) względem skały. Zilustrowano to na rysunku 1 [6].



Rys. 1. Typowy przebieg zużycia obrotowego noża stożkowego [6]

Wraz z postępującym zużyciem rośnie wartość kąta ostrza, maleje kąt natarcia oraz maleje, aż do zera, wartość roboczego kąta przyłożenia. Konsekwencją „samoostrzenia” się obrotowego noża stożkowego, jest jego ciągle skracanie. Po starciu wkładki z węgliką spiekanego, proces ten przebiega intensywniej. W rzeczywistych warunkach urabiania głowicą, kąt stożka może osiągać wartości około 110^0 i więcej. Fakt ten nie był dotychczas brany pod uwagę, o czym mogą świadczyć wartości kątów ostrzy noży obrotowych, stosowanych w badaniach laboratoryjnych i przemysłowych. Trudno więc jednoznacznie prognozować jaka będzie dynamika skrawania, jak i na ile wzrośnie obciążenie ostrza. Ponadto, z uwagi na znaczne skrócenie długości noża (nawet o 20mm), zmienia się kinematyka ostrza, maleje wartość prędkości skrawania (z uwagi na mniejszy promień trajektorii skrawania).

Dla założonej wartości posuwu głowicy, będzie to skutkować kolejną zmianą wartości kątów ostrza w układzie roboczym.

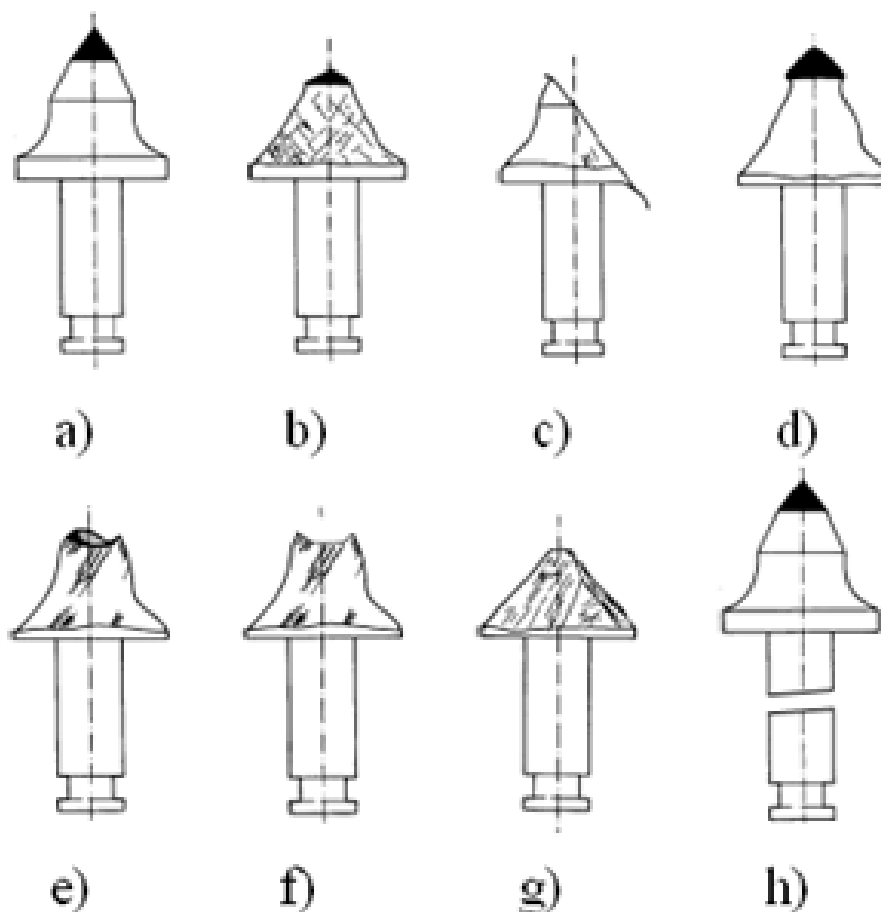
Funkcjonująca opinia, że noże takie same się ostrzą i mogą pracować (przy założeniu występowania ich obrotu) do momentu całkowitego zużycia wkładki z węgla WC- Co, może stanowić jednak pewną przesłankę co do kryterium zużycia tych noży.

W wyniku procesów tribologicznych w strefie styku narzędzia ze skrawanym materiałem oraz wiórem dochodzi do zużycia. Powoduje to zmiany zarówno kształtu geometrycznego noża, jak również ubytek masy narzędzia. Można wyróżnić zużycie:

- ciągłe (narastające w czasie),
- skokowe.

Zużycie ciągłe polega na sukcesywnym ubywaniu materiału ostrza w trakcie skrawania. Zużycie skokowe polega z kolei na gwałtownym ubytku masy ostrza spowodowanej np. złamaniem wkładki lub wykruszeniem jej znacznej części.

Do celów prowadzonych badań, w pracy [10], dokonano specyfikacji rodzajowej zaobserwowanych form zużycia noży stożkowych, które to formy ilustruje rysunek 2.

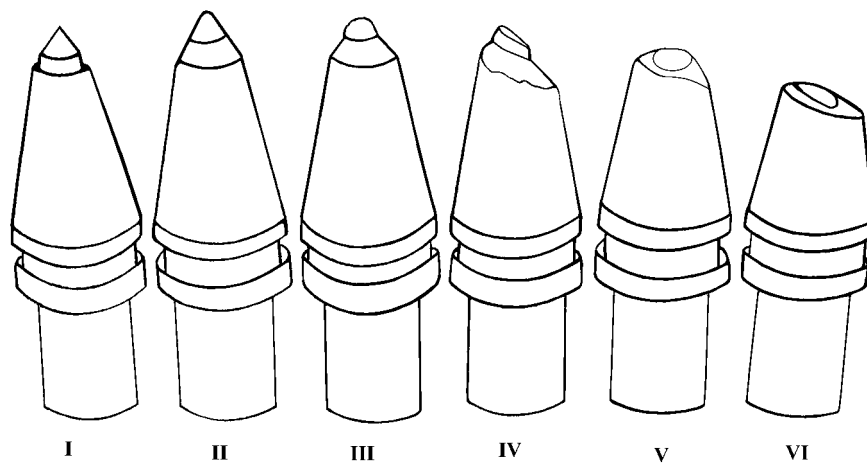


Rys. 2. Zdyskretyzowane formy zużycia noża stożkowego, wg [10]:
 a) nowy nóż ostry, b) symetryczne zużycie (prawidłowe), c) zużycie asymetryczne,
 d) przyspieszone zużywanie korpusu noża, e) kruche złamanie płytki, f) wyrwanie płytki z
 korpusu, g) przyspieszone (katastroficzne) zużycie ostrza po zużyciu ściernym wkładki,
 h) złamanie chwytu noża

Rysunek 2 dowodzi, iż każda z form zużycia ostrza, ma inne podłoże fizyczne. Część uszkodzeń powstaje z niewłaściwie prowadzonej eksploatacji (np. zbyt duże prędkości posuwu) inne zaś powstawać mogą już na etapie produkcji noży (np. zła technologia przeprowadzania operacji wlutowywania wkładki z węglika, w korpus noża).

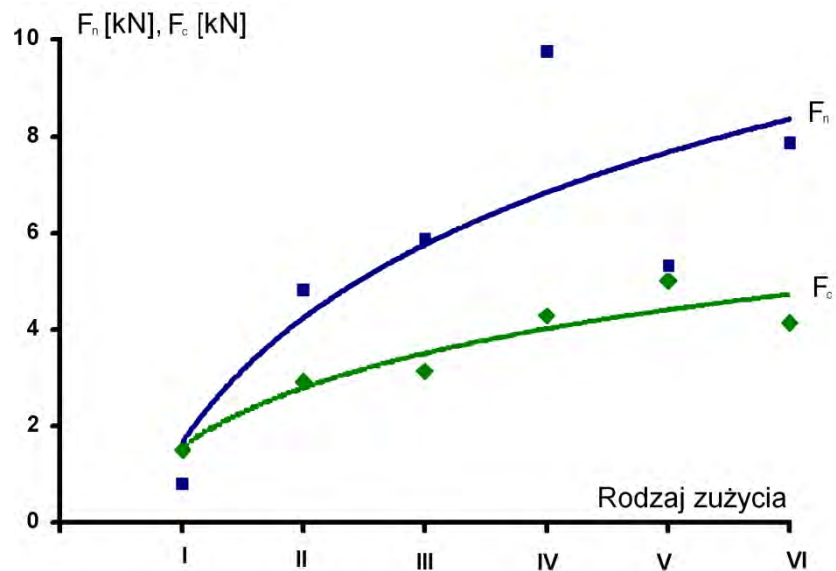
Doświadczenia pokazują, iż zakładany obrót uzyskuje około połowa noży. W innych przypadkach ostrze podlega niesymetrycznemu tępieniu, co powoduje znaczne pogorszenie pracy narzędzia (m.in. zwiększają się wibracje, wzrasta zapylenie, wzrasta składowa normalna całkowitej siły na nożu, rosną moc i siła skrawania, wzrasta zapylenie w strefie skrawania, zwiększa się wydzielanie ciepła). Stąd prowadzi się szerokie badania w tematyce zapewnienia właściwego obrotu noża.

Z kolei, według [1], typowe etapy zużycia noża stożkowego sklasyfikować można w sześciu grupach, jak na rysunku 3.



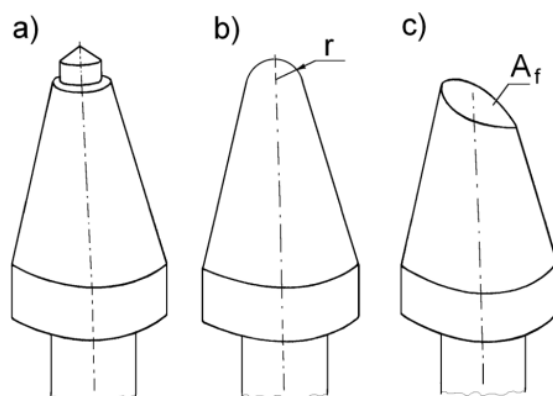
Rys. 3. Etapy zużycia (I-III) i zniszczenia (IV-VI) noża styczno- obrotowego [1]

Rosnący stopień stopienia ostrza noża, skutkuje sukcesywnym wzrostem tak siły skrawania jak i siły docisku. Jak wynika z rysunku 4, bardziej intensywny przyrost, występuje w przypadku siły normalnej.



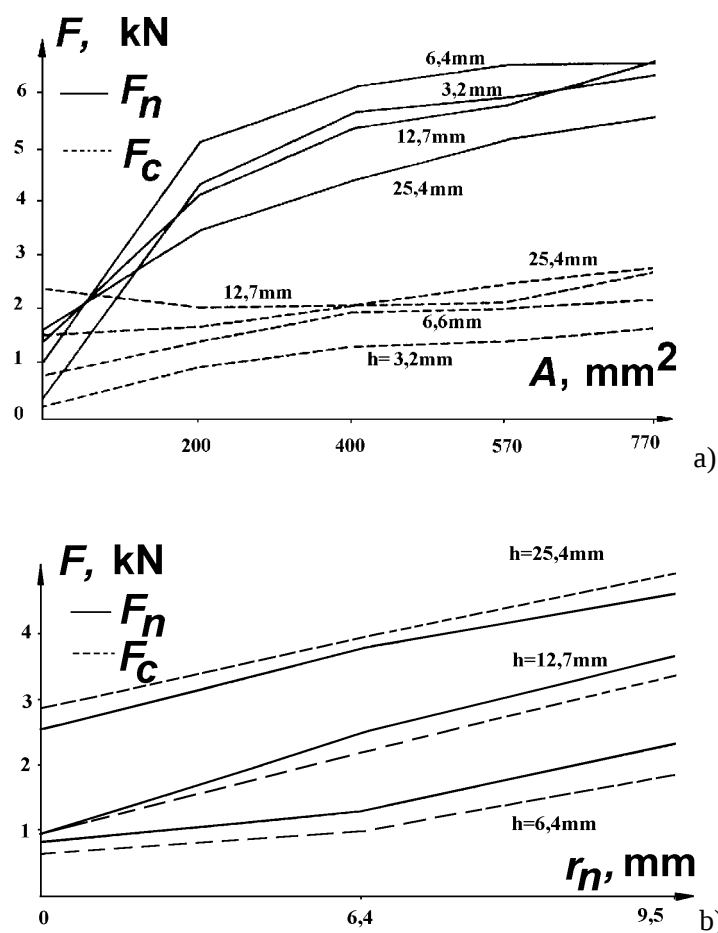
Rys.4. Kształtowanie się obciążenia noża styczno- obrotowego w kolejnych etapach zużycia ostrza (etapy wg rys. 6), [1]

Inni autorzy ([8]) zwracają uwagę, że w przypadku noży obrotowych, istotne są właściwie dwie formy zużycia, tj. symetryczna, objawiająca się rosnącym promieniem zaokrąglenia ostrza (rys. 5b) oraz asymetryczna, objawiająca się rosnącą powierzchnią stycznego do trajektorii skrawania, starcia ostrza (rys. 5c).



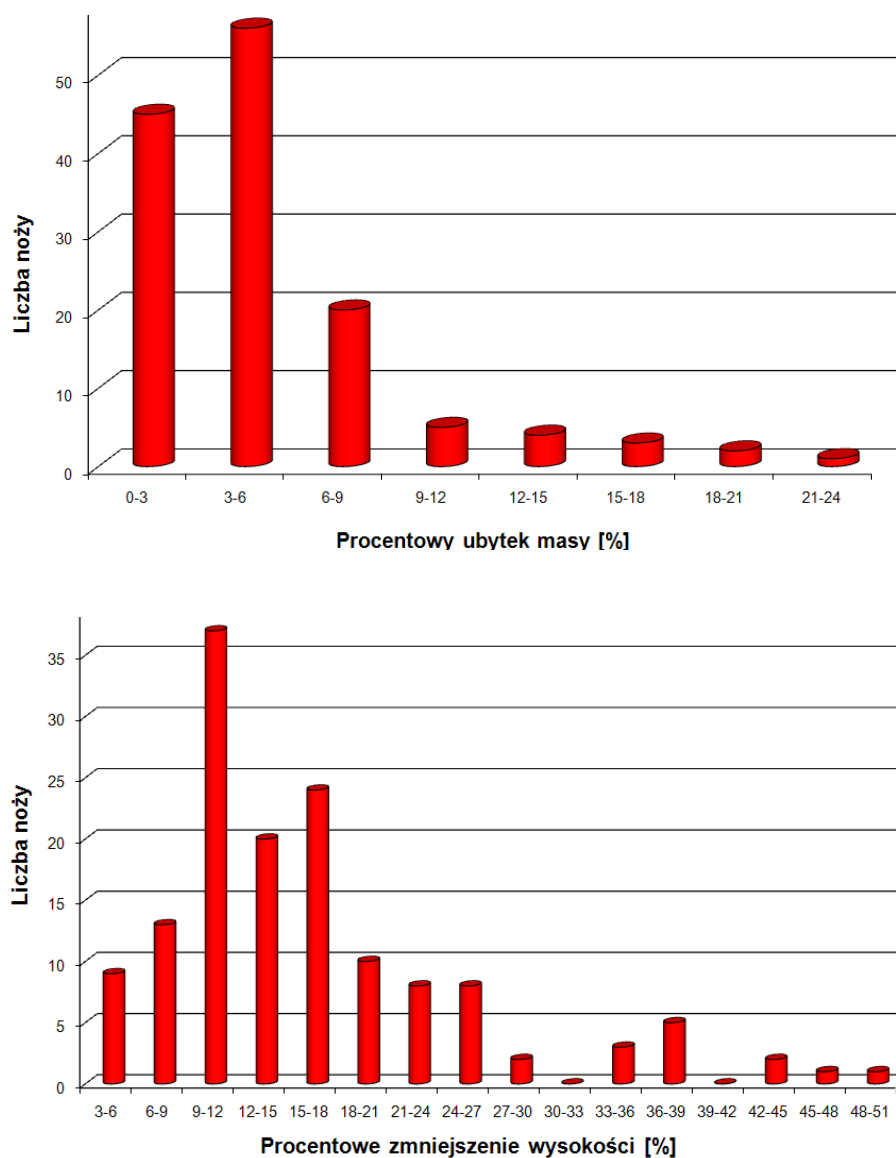
Rys. 5. Zużycie symetryczne noża stożkowego (zaokrąglenie po promieniu r) oraz asymetryczne (powierzchnia starcia A_f na powierzchni przyłożenia) [8]

Jak wykazują badania (np. [8]), każdej z tych form zużycia ostrza, odpowiada inny schemat obciążenia ostrza, co przedstawiono na rysunku 6. W przypadku zużycia asymetrycznego (rys. 6a.), występuje bardzo gwałtowny przyrost siły docisku (F_n), podczas gdy wzrost siły skrawania, spowodowany rosnącym stopniem ostrza, jest bardzo powolny. Z kolei w przypadku zużycia symetrycznego, obserwuje się stopniowy wzrost składowych sił na ostrzu, zachodzący prawie w tym samym tempie dla rozpatrywanych sił składowych. Ta informacja może być bardzo cenna, z punktu widzenia monitorowania stanu ostrza noża stożkowego, prowadzonego w rzeczywistych warunkach urabiania.



Rys. 6. Kształtowanie się obciążenia noża stożkowego zależnie od formy stopienia ostrza: a) dla stopienia asymetrycznego, b) dla stopienia symetrycznego, wg [8]

Analizy częstości występowania określonego stopnia oraz formy zużycia narzędzi stożkowych przeprowadził np. Khair [7]. Wyniki tych analiz prezentuje rysunek 7.



Rys. 7. Przebieg zużycia noży stożkowych z wkładkami z węglików spiekanych, wg [7].

W powyższych badaniach, najliczniej występowała symetryczna forma zużycia, rzadziej natomiast asymetryczna. Podobnie, najczęściej występowało zużycie noży z 3÷6 procentowym ubytkiem masy noża, lub odpowiednio 9÷12 milimetrowym skróceniem ostrza.

3.3 Badania laboratoryjne

Przedstawione wyniki są częścią prowadzonych badań zużycia narzędzi górniczych [2-5]. Do badań noży styczno- obrotowych wykorzystano głowicę wielonarzędziową, o średnicy 1400mm. Widok stanowiska badawczego zaprezentowany został na rysunku 8.



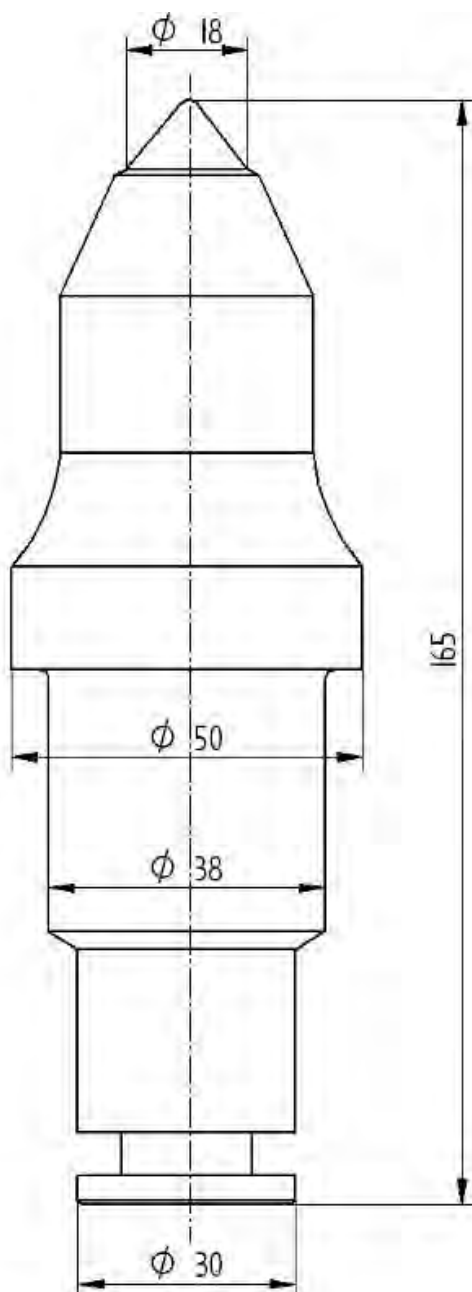
Rys. 8. Schemat ideowy stanowiska badawczego

Na głowicy zamontowano 39 noży, w tym 18 na tarczy obcinającej, a pozostałe na trzech płatach. Narzędzia zamontowano równomiernie na obwodzie głowicy, co uwidocznione jest na rysunku 9.



Rys 9. Głowica wielonarzędziowa do urabiania z zamontowanym zespołem noży obrotowych.

Parametry noża styczno- obrotowego zostały przedstawione na rysunku 10.



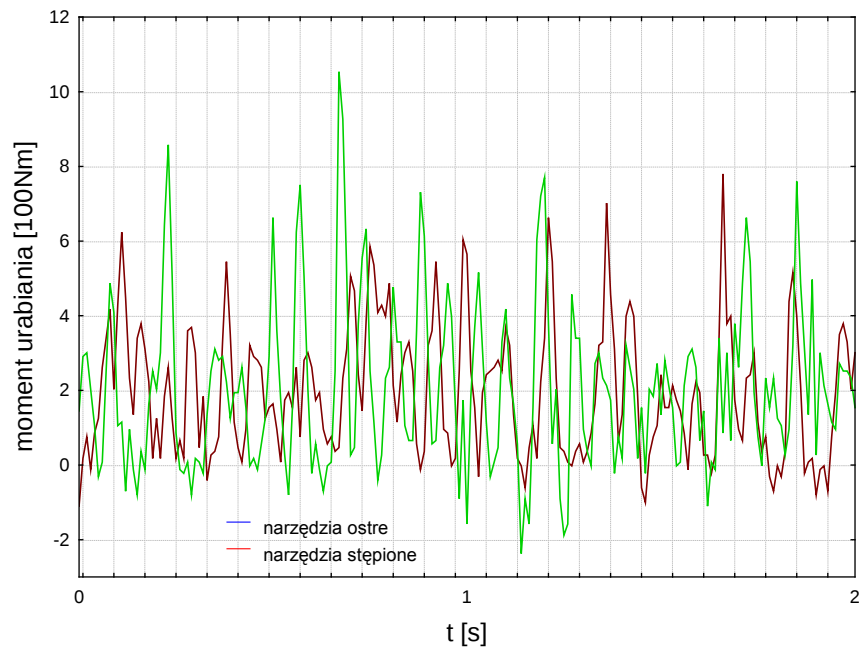
Rys.10. Parametry noża styczno- obrotowego zastosowanego w badaniach eksperymentalnych



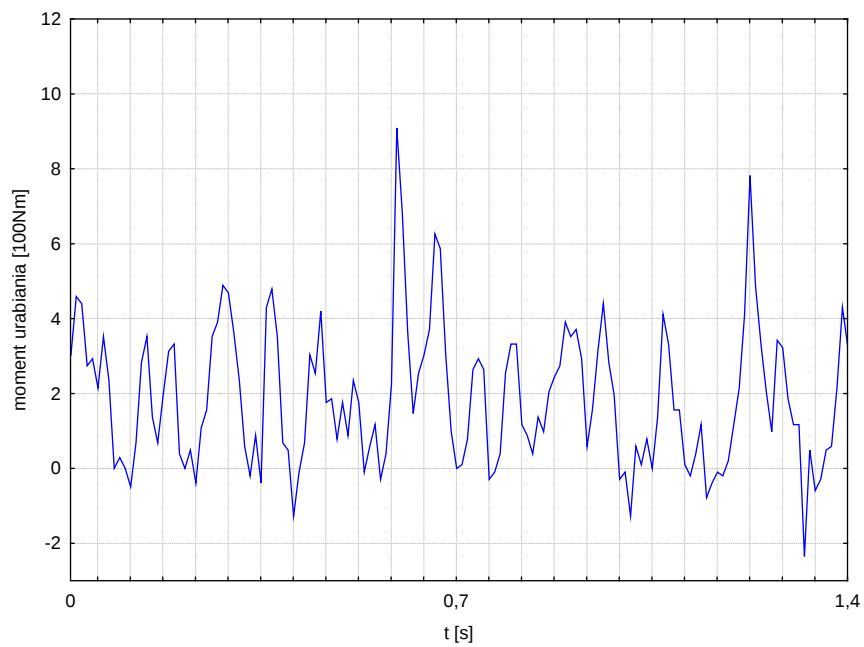
Rys.11. Nóż styczno-obrotowy w trakcie badań stanowiskowych.

W wyniku badań, polegających na stopniowym tępieniu noży podczas urabiania modelowej bryły skalanej, pozyskano przebiegi czasowe momentu urabiania, które rejestrowano dla narzędzi ostrych oraz częściowo stępionych (Rys.12).

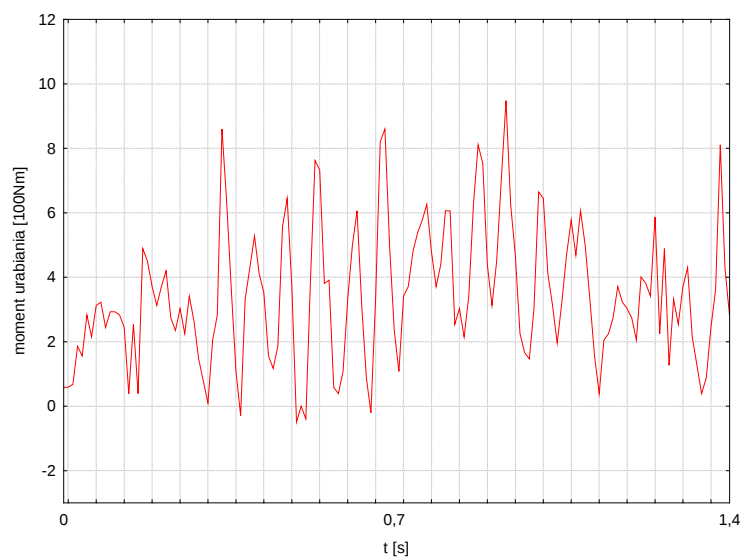
W trakcie badań większość noży zużywała się w sposób symetryczny. Za kryterium zużycia przyjęto skrócenie ostrza o 2mm.



Rys.12. Przebiegi czasowe momentu urabiania głowicą uzbrojoną w styczne noże obrotowe

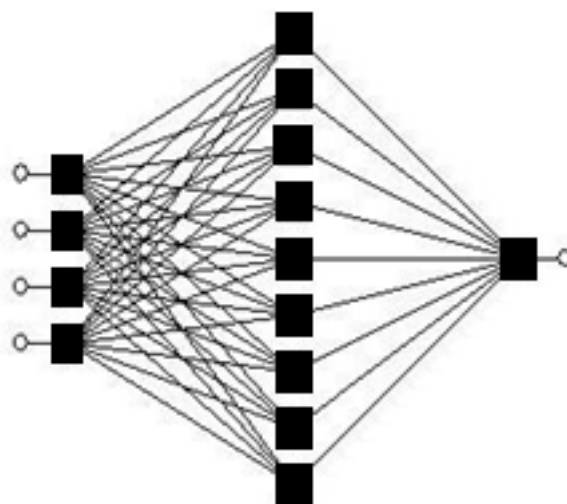


Rys.13 . Przebieg czasowy momentu urabiania, (ostre noże styczne)



Rys. 14. Przebieg czasowy momentu urabiania (stępione noże styczne)

W analizach oceny zużycia narzędzi posłużono się sztuczną siecią neuronową o strukturze perceptronu wielowarstwowego (Rys.15). Jako zmienne wejściowe do sieci wykorzystano parametry statystyczne sygnału momentu urabiania: wartość średnią, wariancję, skośność oraz kurtozę. Sygnały te zostały wyznaczone dla sygnałów reprezentujących jeden, pełny obrót głowicy (Rys. 13,14).



Rys. 15. Schemat SSN o strukturze MLP 4-9-1

Zmienną wyjściową modelu sieci był stan ostrza, przyporządkowany do dwóch grup jako ostry lub stępiony. W tabeli 1 zamieszczono analizę wrażliwości działania perceptronu. Wskazuje ona, iż najistotniejszą zmienną wyjściową była dla sieci wariancja sygnału momentu urabiania.

Tabela.1 Analiza wrażliwości sieci MLP, dla noży obrotowych

	Średnia	Wariancja	Skośność	Kurtoza
Ranga	2	1	4	3

Statystyki klasyfikacyjne, które przedstawia tabela 2, przedstawiają poprawność klasyfikacji poszczególnych przypadków przez sieć. Z uwagi na przyjęte kryterium zużycia (zaledwie dwumilimetrowe skrócenie ostrza), wyniki działania sieci są niejednoznaczne. Jednak w aspekcie obecnie stosowanych kryteriów oceny stanu ostrzy narzędzi podczas pracy, wykorzystanie modelu sieci neuronowej wydaje się obiecujące.

Tabela.2 Statystyki klasyfikacyjne modelu sieci MLP dla noży obrotowych

	Narzędzia ostre	Narzędzia stępione
Wszystkie	22	22
Poprawnie	21	19
Poprawnie (%)	95,4	86,3

3.4 Podsumowanie

Zużywanie się narzędzi styczno- obrotowych jest zjawiskiem złożonym, trudnym do jednoznacznego prognozowania. W praktyce brak jest jednoznacznych kryteriów zużycia tych rodzajów narzędzi. Celowym jest zatem opracowanie metody, która pozwoli na skuteczną ocenę stanu ostrzy narzędzi urabiających podczas urabiania.

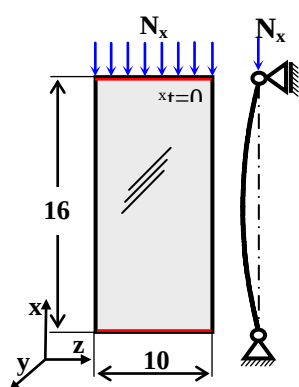
LITERATURA:

- [1] Barker R.H., Jones G.J., Hardman D.R.: An Assessment of Pick Wear and its Effect of Continuous Miner Performance. Chamber of Mines of So. Africa, Research report 10/81, January 1981.
- [2] Gajewski J.: Koncepcja oceny stanu ostrzy noży głowicy wielonarzędziowej do urabiania. *Eksploatacja i Niezawodność* nr 2/2005, Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne, Warszawa 2005, str. 23-25.
- [3] Gajewski J., Jonak J.: Utilisation of neural networks to identify the status of the cutting tool point, *Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research*, volume 21, issue 2, pp. 180-184, March 2006.
- [4] Gajewski, J. Jonak: Klasyfikacja sygnałów siły skrawania za pomocą sieci neuronowej, *Eksploatacja i Niezawodność* nr 2/2004, Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne, Warszawa 2004, str. 24-27.
- [5] J. Jonak, J. Gajewski: Identification of ripping tool types with the use of characteristic statistical parameters of time graphs, *Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research*, Volume 23, Issue 1, January 2008, Pages 18-24
- [6] Katalog: Rundschafmeissel. KRUPP WIDIA.
- [7] Khair A. W., 1996, "The Effects of Cutting Tool Design on Respirable Dust Generation" Proc. International Scientific and Technical Conference on Respirable Dust Hazard Control in the World Mining Industry, Szczyrk, Poland, Sept. 17-19, pp.79-87.
- [8] Roepke W. W.: Coal cutting research slashes dust. *Coal Mining & Processing*, October 1983
- [9] Gajewski J., Jonak J.: metody sztucznej inteligencji w badaniach noży i głowic urabiających, PNTTE, Warszawa 2008
- [10] Thuro, K., Plinninger, R.J.: Geologisch-geotechnische Grenzfälle beim Einsatz von Teilschnittmaschinen. *Felsbau*, 16 (1998) nr 5: s. 358-366, Essen (Glückauf).
- [11] Bilgin N., Tumac D., Feridunoglu C., Karakas A.R., Akgul M.: The performance of a roadheader in high strength rock formations in Küçüksu tunnel. *Underground Space Use: Analysis of the Past and Lessons for the Future-* Erdem & Solak (eds). 2005 Taylor & Francis Group. London, ISBN 04 1537452 9.
- [12] Plinninger, R.J., Thuro, K., Bruehlheide, TH.: Geotechnische Auswirkungen von Inhomogenitäten im Keupersandstein auf Tunnelvortriebe der U-Bahn Nürnberg. *Berichte von der 12. Nat. Tag. Ing.-Geol.*, 12.-16. April 1999, Halle (Saale), Fachsektion Ingenieurgeologie, 326-336.

4. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA ŚCISKANEJ PŁYTY Z DWUTEOWĄ SZCZELINĄ

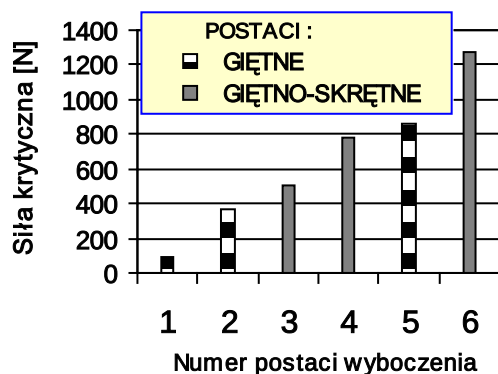
4.1. Wprowadzenie

Wśród dźwigarów powierzchniowych, jednolite cienkie płyty wyróżniają się prostotą, są tanie, jednak ze względu na niewielką sztywność na zginanie mogą przenosić stosunkowo nieduże obciążenia. Gdy są ściskane, utrata stateczności następuje przy niewielkim obciążeniu. Z tego względu występują z reguły wraz z uźebrowaniem jako konstrukcje nośne, na przykład w kadłubach samolotów, nadwoziach autobusów, wagonów itp. Rzadko występują samodzielnie jako wyizolowane części maszyn. Istnieją jednak możliwości zastosowania elementów tego typu jako tanich elementów sprężystych oraz energoabsorbujących pod warunkiem radykalnego zwiększenia ich nośności. Postawiono zatem następujące zadanie badawcze: **zwiększenie nośności płyty**



Rys.1. Schemat obciążenia i warunki podparcia płyty

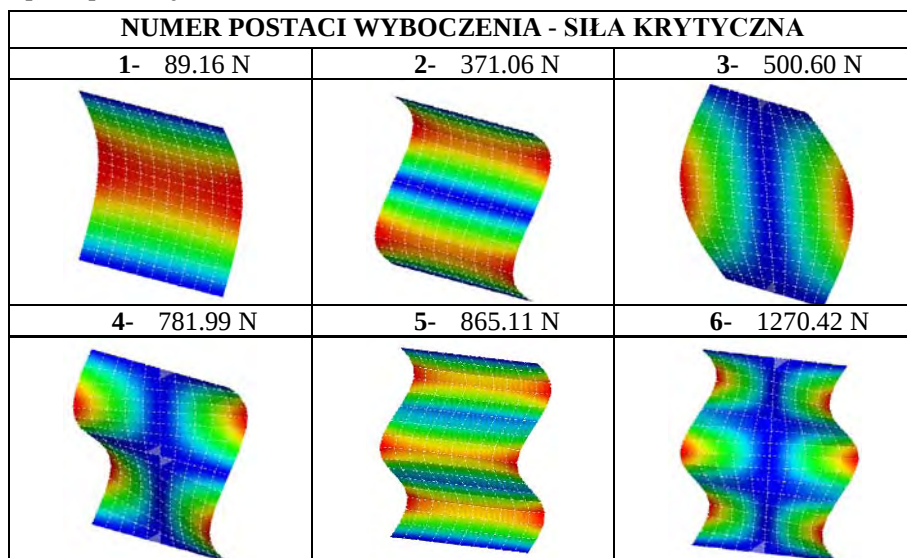
na ściskanie z dopuszczeniem niewielkiej zmiany jej postaci konstrukcyjnej. Nośność płyty rozumiana jest jako jej obciążenie, przy którym nie wystąpią w jej przekrojach odkształcenia plastyczne. W ramach badań wstępnych dotyczących zwiększenia nośności, prowadzono analizę stateczności cienkiej, jednolitej płyty której schemat oraz wymiary przedstawia rysunek 1. Rozważano taki sposób zamocowania, w którym krawędzie obciążone są przegubowo podparte, zaś pozostałe - swobodne. Obciążenie siłą ściskającą rozłożone jest równomiernie na górnej krawędzi płyty. Na schematach nie zaznaczono sił reakcji. Symulację komputerową dotyczącą stateczności prowadzono korzystając z metody elementów skończonych- systemu I-DEAS.



Rys.2. Zestawienie wartości siły krytycznej w płycie jednolitej odpowiadającej kolejnym postaciom wyboczenia.

Analiza umożliwiła uzyskanie postaci wyboczenia płyty oraz wartości siły krytycznej im odpowiadającej. Wartości te zestawiono w formie graficznej na rys. 2. Widać, że kolejnym postaciom wyboczenia odpowiada wyższa siła krytyczna. Rysunek 3 przedstawia sześć pierwszych postaci wyboczenia płyty jednolitej, wśród których występują postaci giętne (postać pierwsza, druga oraz piąta) oraz pozostałe giętno- skrętne. Odmienne sposoby utraty stateczności w dwóch grupach pokazuje zdeformowana siatka.

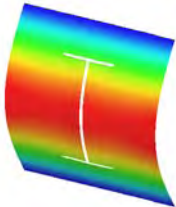
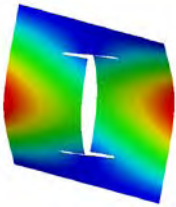
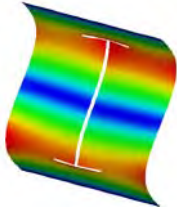
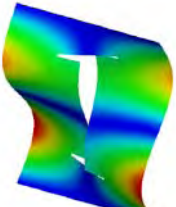
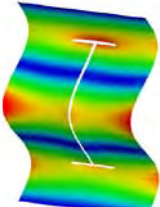
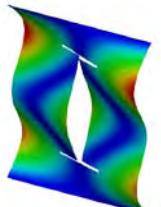
pozostałe giętno- skrętne. Odmienne sposoby utraty stateczności w dwóch grupach pokazuje zdeformowana siatka.



Rys.3 Postaci utraty stateczności płyty jednolitej uzyskane przy pomocy systemu I-DEAS wraz z odpowiadającą im siłą krytyczną.

Wysunięto następującą ogólną koncepcję: aby zwiększyć nośność płyty należy wymusić jej deformację pod obciążeniem według wyższej mody. Wymuszenie to polegałoby na wykonaniu płyty z pewną krzywizną pierwotną naśladującą odpowiednią postać wyboczenia. Czym wyższa postać, tym uzysk nośności teoretycznie większy, ale przecież postaci gdzie wzdłuż osi obciążenia

powstaje więcej niż jedna półfala są niestale i nawet jeśli deformacja rozpocznie się według wyższej mody to przeskok na modę podstawową jest wysoce prawdopodobny. Bardzo interesująca ze względu na możliwości praktycznego zastosowania wydaje się być postać trzecia- giętno- skrętna. Deformacji płyty towarzyszy tylko jedna półfala co gwarantuje wysoką stałość tej postaci. Aby umożliwić połówkom płyty swobodną deformację i jeszcze bardziej poprawić stałość, zaproponowano wykonanie w płycie centralnego dwuteowego wycięcia. Przeprowadzono analizę stateczności płyty z wycięciem przy użyciu systemu I-DEAS, przy identycznych warunkach podparcia i obciążenia. Na rys. 4 widnieją sześć pierwszych postaci wyboczenia płyty z wycięciem.

NUMER POSTACI WYBOCZENIA - SIŁA KRYTYCZNA		
1- 80.04 N	2- 281.74 N	3- 300.90 N
		
4- 543.01 N	5- 690.67 N	6- 865.45 N
		

Rys.4 Postaci utraty stateczności płyty z wycięciem o wysokości $h_w=100\text{mm}$ i szerokości $2b_w=34\text{mm}$ uzyskane przy pomocy systemu I-DEAS wraz z odpowiadającą im siłą krytyczną.

Oslabienie płyty wycięciem spowodowało zmniejszenie obciążeń krytycznych (znacznie większe w postaciach giętno- skrętnych). Interesująca nas postać jest teraz druga modą, na rysunku 4 została wyróżniona ramką, uzysk nośności jest ponad trzykrotny. Koncepcja wymuszenia utraty stateczności według tej postaci polegałaby na wykonaniu połówek płyty z pewną krzywizną pierwotną w ten sposób, by pod obciążeniem przemieszczały się w przeciwne strony. Pod obciążeniem fragmenty płyty nad i pod wycięciem są oprócz

niewielkiego zginania skręcane w pozostałych fragmentach płyty dominuje zginanie.

Z przeprowadzonych analiz literaturowych, wynika, że wyższym postaciom wyboczenia, nawet jeśli są określane, nie przypisuje się znaczenia praktycznego [2, 23, 35]. Przedstawiona koncepcja odpowiedniego ukształtowania powierzchni płyty w celu uzyskania efektu poprawy nośności jest zatem oryginalna. Wielu autorów badało stateczność płyt niejednostopólnych z otworami w kształcie koła, kwadratu, prostokąta, owalu, elipsy, rombu [m.in. 8, 16, 18, 27, 38]. Wspólną cechą tych wycięć jest ich znacząca powierzchnia (do 60%) w stosunku do powierzchni całej płyty. Mimo, że przy pomocy MES można badać płyty z otworami dowolnych kształtów nie jest mi znana praca, w której analizie poddano by szczelinę dwuteową, by określano wpływ parametrów geometrycznych dwuteowego wycięcia na obciążenie krytyczne i nośność.

W literaturze z reguły analizowane są konstrukcje idealne, czyni się więc założenia idealnej płaskości płyty czy też idealnej osiowości obciążenia. Analizuje się zjawisko wyboczenia, rozumiane jako utrata stateczności podstawowej postaci równowagi poprzez bifurkację lub osiągnięcie przez parametr obciążenia lokalnego maksimum (na ścieżce równowagi występuje wtedy punkt graniczny). Rozważa się także pokrytyczne ścieżki równowagi. Prowadzi się analizę wrażliwości konstrukcji na imperfekcje. Płyty zaburzone, z imperfekcjami, gdy te są istotne, nie wykazują obciążenia krytycznego typu bifurkacyjnego i od początku procesu deformacji powstają nieliniowe ścieżki równowagi. Imperfekcje, czyli odstępstwa od założeń układu idealnego w wielu monografiach i podręcznikach traktowane są jako nieuniknione niedokładności, swoiste „zło konieczne”, powodujące odejście od klasycznego zadania stateczności. Pragniemy podkreślić, że możliwe jest inne spojrzenie na wyższe postaci wyboczenia oraz na imperfekcje. Koncepcja podniesienia nośności płyty poprzez wykonanie dwuteowego wycięcia i wprowadzenie odpowiednio dobranych imperfekcji geometrycznych sprawia, że wyższe postaci wyboczenia oraz imperfekcje nabierają nowego znaczenia. W wielu pracach m.in. [29, 31] prowadzi się analizę obciążeń krytycznych płyt niejednostopólnych, a także określa ich nośność (w sensie obciążenia niszczącego). W obliczeniach uwzględnia się zarówno nieliniowości geometryczne jak i materiałowe. Wielu badaczy marginalizuje znaczenie koncentracji naprężeń w okolicach otworu, gdyż w końcowej fazie obciążania następuje w tych miejscach uplastycznienie i

naprężenia dążą do wyrównywania. Jedynie w pracach [9, 17, 29] są one określone, jednakże nie bada się wpływu parametrów geometrycznych otworu na wspomniane naprężenia.

W artykule [20] Autorzy badali obciążenia krytyczne przegubowo podpartych oraz utwierdzonych płyt kołowych z pierścieniowymi obszarami o obniżonym module Younga. Stwierdzono, że gdy owa „wada” zlokalizowana jest w pobliżu połowy promienia płyty występuje paradoksalny efekt wzrostu obciążeń krytycznych. Gdy jest zlokalizowana w innych miejscach, efekt ten nie występuje – obciążenia krytyczne maleją. Ciekawe jest również, że to zjawisko występuje jedynie w płytach utwierdzonych na brzegu. Zjawisko to nie zostało w tejże pracy wyjaśnione. Autor publikacji [32] postawił sobie za cel powtórzenie tych badań oraz wyjaśnienie tego zjawiska. Badano w tej pracy również płyty z kołowymi obszarami o zmniejszonej grubości. Co wiąże obie prace z naszymi rozważaniami? Są to jedyne znane mi prace, w których poprzez odpowiednio wykonane „osłabienie” płyty uzyskano efekt poprawy nośności.

4.2. Główne zadania badawcze

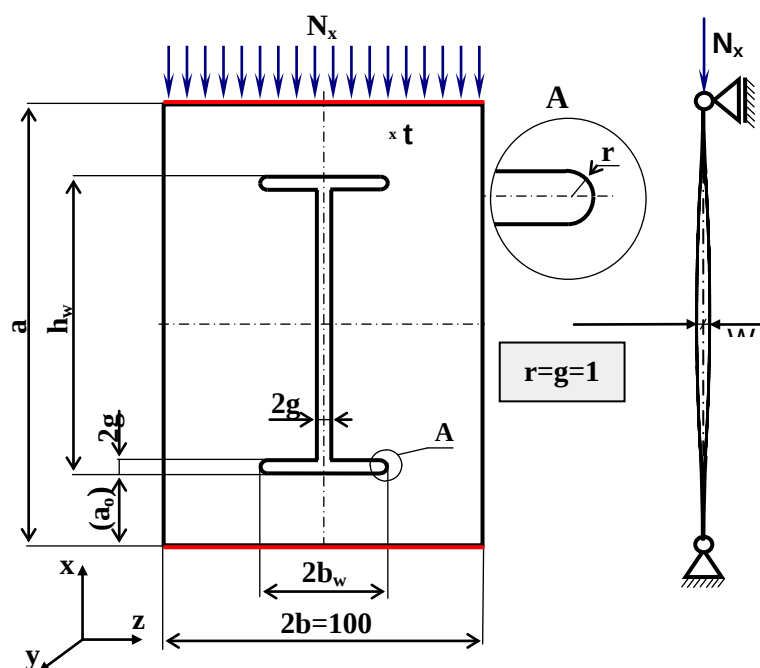
Publikacja jest rodzajem studium pewnej oryginalnej koncepcji, w której poprzez wykonanie dwuteowego wycięcia i odpowiedniego ukształtowania powierzchni płyt, uzyskuje się efekt wzrostu nośności. Pragniemy dowiedzieć poprzez symulację numeryczną MES na grupie 440 prostokątnych płyt z dwuteowym wycięciem, że ukształtowanie płyty wg idei przedstawionej wcześniej **zwiększa** siłę krytyczną oraz maksymalne obciążenie, które może przenieść płyta. Sądzymy, że parametry geometryczne wycięcia w sposób istotny wpływają na nośność płyty.

Niezwykle ważne jest rozstrzygnięcie czy siła krytyczna jest parametrem określającym wytrzymałość płyty czy to koncentracja naprężeń w narożu wycięcia determinuje „wyczerpanie” jej nośności.

Osobnym zagadnieniem jest opracowanie oryginalnej metody obliczeń siły krytycznej oraz przemieszczeń płyty, z wykorzystaniem prostego modelu prętowego. Metoda ta oprócz prostoty w porównaniu z modelowaniem MES daje możliwość nie tylko szybkiej analizy płyty o konkretnych parametrach geometrycznych **ale także syntezy** płyty z wycięciem o pożądanym własnościach kinematycznych i obciążeniu krytycznym.

4.3. Obiekt badań

Obiekt badań stanowi prostokątna płyta z dwuteowym wycięciem, której wymiary przedstawiono na rys. 5. Krawędzie poziome są przegubowo podparte, zaś pionowe pozostają swobodne. W przypadku modeli liniowych- górna krawędź obciążona jest siłą ściskającą rozłożoną równomiernie. W przypadku modeli nieliniowych zdecydowano się na kinematyczne wymuszenie poprzez nadanie jednakowego przemieszczenia punktom krawędzi górnej. Ze względu na przewidywane zastosowania płyty, przyjęto, że wykonana jest ona ze stali sprężynowej 70S. Płyta posiada krzywiznę pierwotną o wyniosłości W_0 równej połowie grubości płyty. Badano wpływ wysokości wycięcia oraz jego szerokości



Rys.5 Geometria płyty z wycięciem

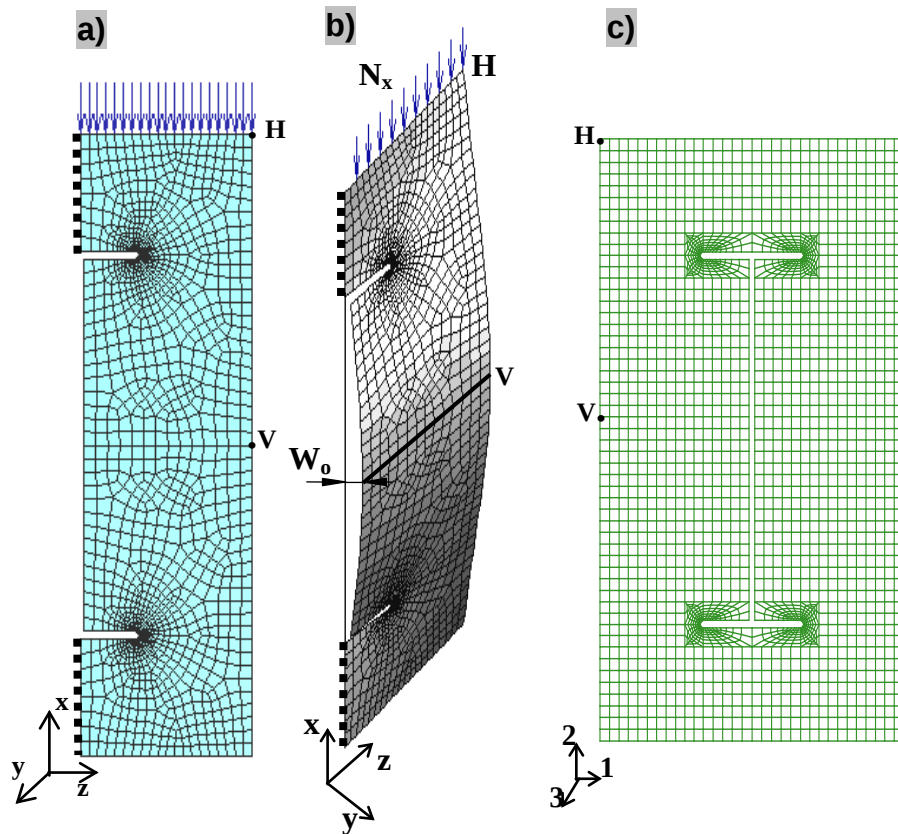
na wielkość obciążenia krytycznego oraz przemieszczeń.

Do opisu parametrów geometrycznych wycięcia wykorzystano wymiary: a_0 oraz b_w . Posłużono się czterocyfrowym oznaczeniem poszczególnych wersji płyty. Dwie pierwsze cyfry oznaczają wymiar a_0 określający wysokość wycięcia, zaś następne połowę szerokości wycięcia b_w . Badano płyty w pięciu wariantach konstrukcyjnych:

- | | |
|---|---|
| I- wariant podstawowy | $a=160\text{mm}$, $2b=100\text{mm}$, $t=0.5\text{mm}$. |
| II- wariant o zmniejszonej grubości | $a=160\text{mm}$, $2b=100\text{mm}$, $t=0.4\text{mm}$. |
| III- wariant o zwiększonej grubości | $a=160\text{mm}$, $2b=100\text{mm}$, $t=0.6\text{mm}$. |
| IV- wariant o zmniejszonej wysokości | $a=150\text{mm}$, $2b=100\text{mm}$, $t=0.5\text{mm}$. |
| V- wariant o zwiększonej wysokości | $a=170\text{mm}$, $2b=100\text{mm}$, $t=0.5\text{mm}$. |

4. Modele dyskretyzowane metodą elementów skończonych

Modele dyskretyzowane metodą elementów skończonych wykorzystane w pracy przedstawia rys. 6.



Rys.6. Modele płytowe dyskretyzowane metodą elementów skończonych (na przykładzie płyty 3017)

- a) model idealnie płaski ALGOR
- b) model z krzywizną pierwotną ALGOR
- c) model idealnie płaski ABAQUS

Do obliczeń liniowych zarówno siły krytycznej jak i statyki płyty wykorzystano model zbudowany w systemie Algor. Na krawędzie oznaczone czarnymi kwadracikami narzucone są warunki brzegowe modelujące antysymetrię. Geometrię krzywizny pierwotnej w modelach do obliczeń statycznych (rys. b), uzyskano z geometrii idealnie płaskiej (rys. a) poprzez oryginalną procedurę z wykorzystaniem programów AEDIT i ADVANCEH. Model zbudowany jest z elementów typu płyta-powłoka. Każdy węzeł górnej krawędzi płyty został obciążony jednakowo.

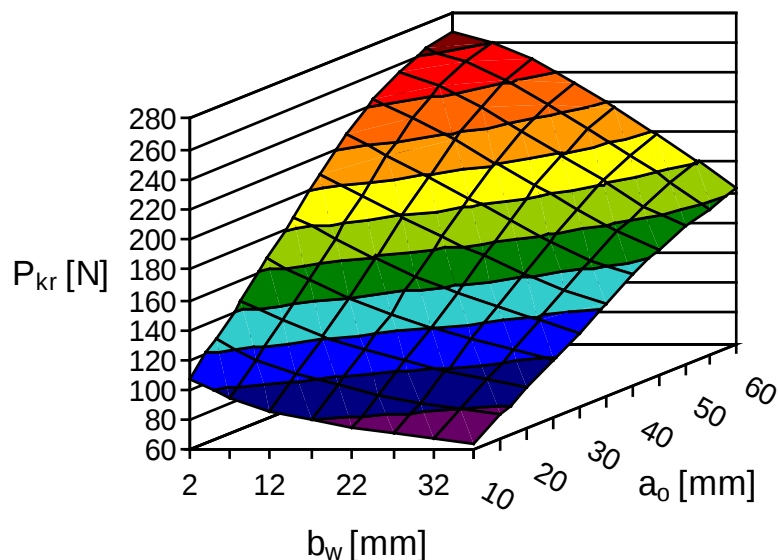
Model do obliczeń nieliniowych (rys. c) wykonano wykorzystując system ABAQUS. Składa się on z 4-węzłowych elementów powłokowych o zredukowanym całkowaniu. Elementy te posiadają 6 stopni swobody w węzle, umożliwiając analizę powłoki w stanie membranowym oraz zgięcia. Siatkę wygenerowano tak, aby była ona równomierna na możliwie dużej powierzchni płyty. W okolicy wycięcia gdzie występują spiętrzenia naprężeń została zagęszczona. Uzyskanie krzywizny pierwotnej umożliwia program ABAQUS poprzez zadeklarowanie wartości imperfekcji oraz wskazanie z której mody program ma pobrać postać deformacji do obliczeń statycznych. Do obliczeń numerycznych przyjęto następujące założenia:

- ❖ Materiał w całym zakresie obciążenia jest idealnie liniowo sprężysty. Warunki zamocowania i obciążania płyty są w całym zakresie badawczym liniowe. Uwzględniono jedynie nieliniowości geometryczne wynikające z dużych przemieszczeń.
- ❖ Zdecydowano się na przemieszczeniowe sterowanie procesem nieliniowym, które polega na symulacji równomiernego przemieszczania się górnej krawędzi płyty w kierunku pionowym.

4.5. Wyniki obliczeń obciążeń krytycznych (MES- liniowy)

Wyniki obliczeń siły krytycznej dla grupy płyt wykonanych w wariancie podstawowym przedstawiono na rysunku 7. Widać, że zmiana parametrów geometrycznych wycięcia w sposób istotny wpływa na wartość obciążenia krytycznego. Największe obciążenia krytyczne wykazują płyty, w których wymiar a_0 jest możliwie duży, zaś szerokość wycięcia b_w możliwie niewielka. Jeżeli przyrównamy otrzymane wartości z wynikiem uzyskanym dla płyty jednolitej ($P_{KR}=89.16N$) to możemy stwierdzić, że przyrost siły krytycznej

wynikający z odpowiedniego kształtowania powierzchni płyty wynosi od 1.5 do ponad 6 razy.



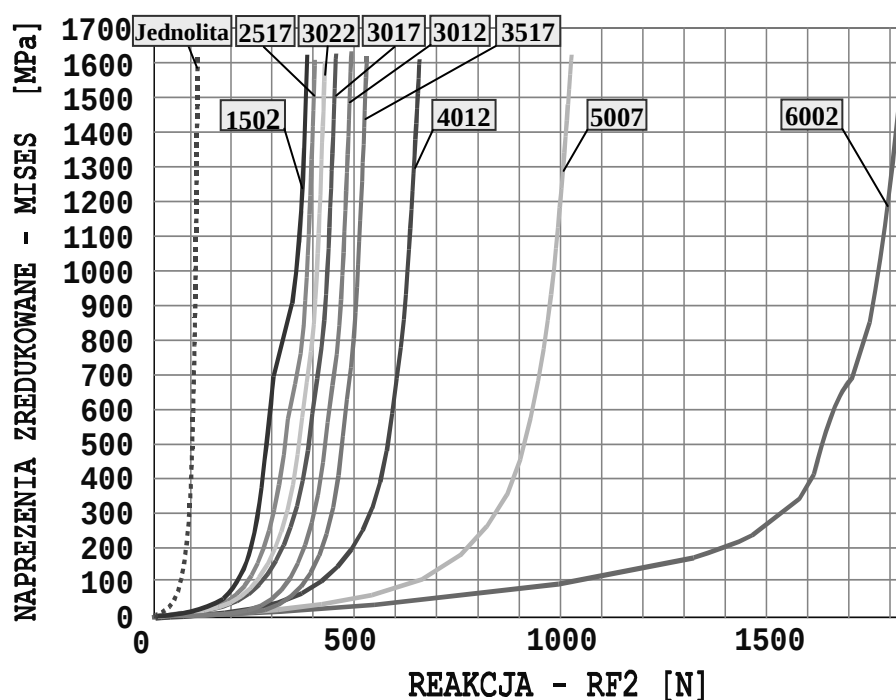
Rys.7. Zależność obciążenia krytycznego P_{KR} w modelu płytowym MES od parametrów geometrycznych wycięcia.

4.6. Wyniki symulacji nieliniowych MES

Na rys. 8 przedstawiono zależność maksymalnych naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera - Misesa od wartości reakcji na krawędzi górnej dla kilku płyt różniących się parametrami geometrycznymi wycięcia w tym dla płyty jednolitej. Naprężenia te występują narożu wycięcia.

Krzywe uzyskano wykorzystując program ABAQUS umożliwiający uzyskanie nieliniowych ścieżek równowagi. Widać, że **uksztaltowanie płyty według omawianej koncepcji powoduje wzrost nośności** w granicach od 3.6 dla płyty o wąskim i długim wycięciu (1502) **do ponad piętnastu razy** dla płyty o wycięciu wąskim i krótkim (6002) w porównaniu z płytą jednolitą. W płycie jednolitej naprężenia osiągają granicę plastyczności, gdy reakcja wynosi około 120 N. Zatem w dość szerokim zakresie możemy wpływać na nośność płyt poprzez zmianę wymiarów gabarytowych wycięcia. Warto zauważyć również,

że zwiększenie szerokości wycięcia obniża nośność płyty, zaś zwiększenie wymiaru a_0 ją zwiększa.

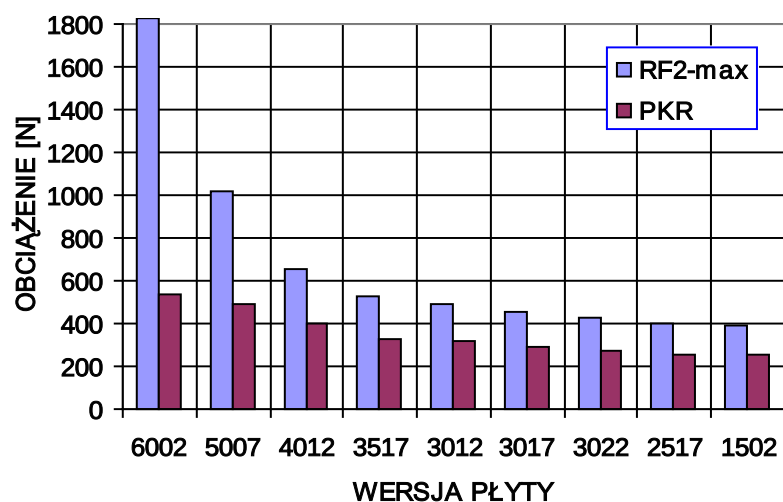


Rys.8. Zależność maksymalnych naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa σ_z [MPa] od wartości reakcji na krawędzi górnej $RF2$ [N].

4.7. Wnioski dotyczące zagrożenia nośności płyty z wycięciem

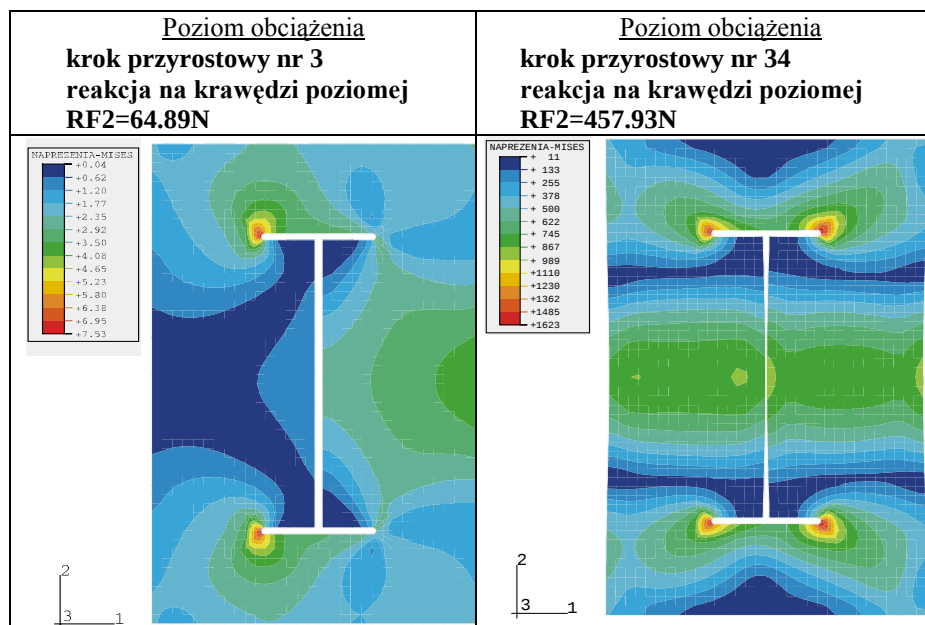
Na rysunku 9 zestawiono szacowane wartości reakcji na krawędzi poziomej, której odpowiada osiągnięcie przez naprężenia zredukowane w narożu wartości równej granicy plastyczności R_e , oraz wartości siły krytycznej.

Można stwierdzić, że w przedstawionych płytach koncentracja naprężeń w narożu wycięcia powoduje wyczerpanie nośności płyt. Siła krytyczna w każdej z płyt jest mniejsza od reakcji $RF2_{MAX}$. Stosunek tejże reakcji określającej nośność płyt do siły krytycznej w płytach o zbliżonych parametrach geometrycznych wycięcia (3012,3017,3022,2517,3517) jest zbliżony i wynosi około 1.5. Można zatem wnioskować, że siła krytyczna nie określa w sposób bezpośredni nośności płyt z wycięciem.



Rys.9. Zestawienie wartości obciążenia krytycznego P_{KR} oraz reakcji pionowej $RF2_{MAX}$ dla wybranych płyt

Na rys. 10 zaprezentowano mapy konturowe obrazujące rozkłady naprężeń na powierzchni płyty dla dwóch wybranych kroków symulacji nieliniowej. Widoczne jest zjawisko silnej koncentracji naprężeń w narożu wycięcia. Ze

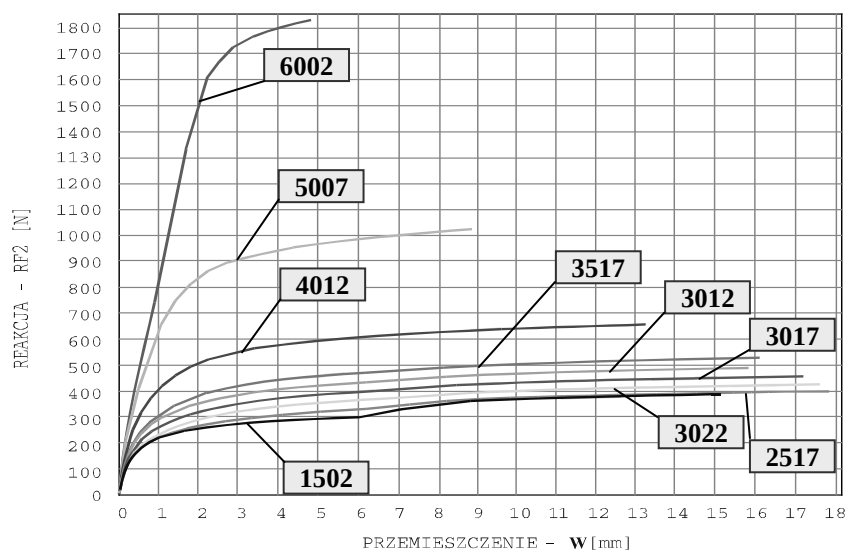


Rys.10. Rozkład naprężeń zredukowanych σ_z [MPa] wg hipotezy Hubera-Misesa wizualizowany na powierzchni płyty dla dwóch poziomów obciążenia uzyskany w programie ABAQUS- płyta 3017

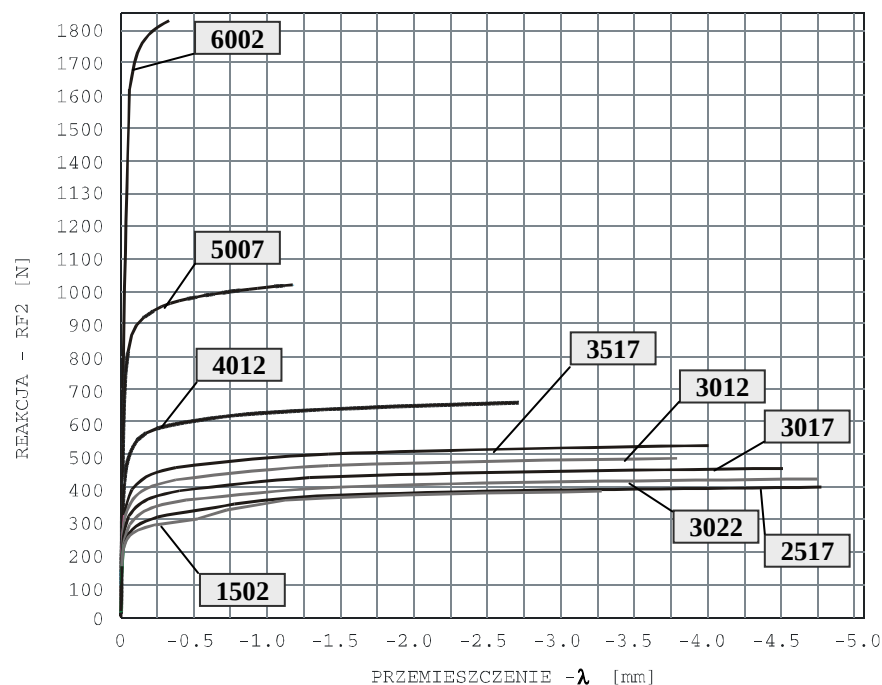
względnie na antysymetrię modelu i jego usytuowanie w przestrzeni, prawa połowa płyty przemieszcza się zgodnie ze zwrotem osi 3 (ku nam), lewa w przeciwną stronę. Zatem, prawa połowa pokazuje nam warstwicę naprężeń po stronie włókien rozciąganych, lewa zaś po stronie włókien ściskanych. **W miarę wzrostu obciążenia naprężenia w obu połówkach wyrównują się, co świadczy o zdecydowanej dominacji stanu zgięciowego nad membranowym w badanej płycie.**

4.8. Analiza przemieszczeń MES- nieliniowy

Przemieszczenia analizowano w charakterystycznych węzłach i dla nich sporządzono nieliniowe ścieżki równowagi. Przemieszczenia **W** w kierunku osi 3 analizowano w węźle odpowiadającym punktowi **V**, zaś przemieszczenia λ w kierunku osi 2- w węźle odpowiadającym punktowi **H** (rysunek 6c). Rysunek 12 przedstawia zależność reakcji **RF2** od przemieszczenia **W**, zaś rysunek 13 zależność reakcji **RF2** od przemieszczenia λ .



Rys.12. Zależność reakcji pionowej **RF2** [N] na krawędzi górnej płyty od przemieszczeń **W** [mm]



Rys.13. Zależność sumarycznej reakcji pionowej $RF2$ [N] na krawędzi górnej płyty od przemieszczeń λ [mm] tej krawędzi.

Uzyskane zależności są nieliniowe, a ich przebieg zależy od parametrów wycięcia w płycie. W zależności od parametrów wycięcia, przemieszczenia W towarzyszące wyczerpaniu nośności płyty zmieniają się w granicach $4.8 \div 17.8$ mm. Przemieszczenia λ zmieniają się w granicach $0.32 \div 4.7$ mm. Są to znaczące zmiany przemieszczeń. Płyty różnią się jedynie wymiarami wycięcia. Zwiększenie szerokości wycięcia skutkuje wzrostem przemieszczeń przy tej samej wartości obciążenia płyty. Zmniejszanie wymiaru a_0 skutkuje również wzrostem przemieszczeń przy tej samej wartości obciążenia płyty. Możemy zatem stwierdzić, że **parametry geometryczne wycięcia mają istotny wpływ na przemieszczenia.**

4.9. Model prętowy do obliczeń obciążenia krytycznego oraz przemieszczeń

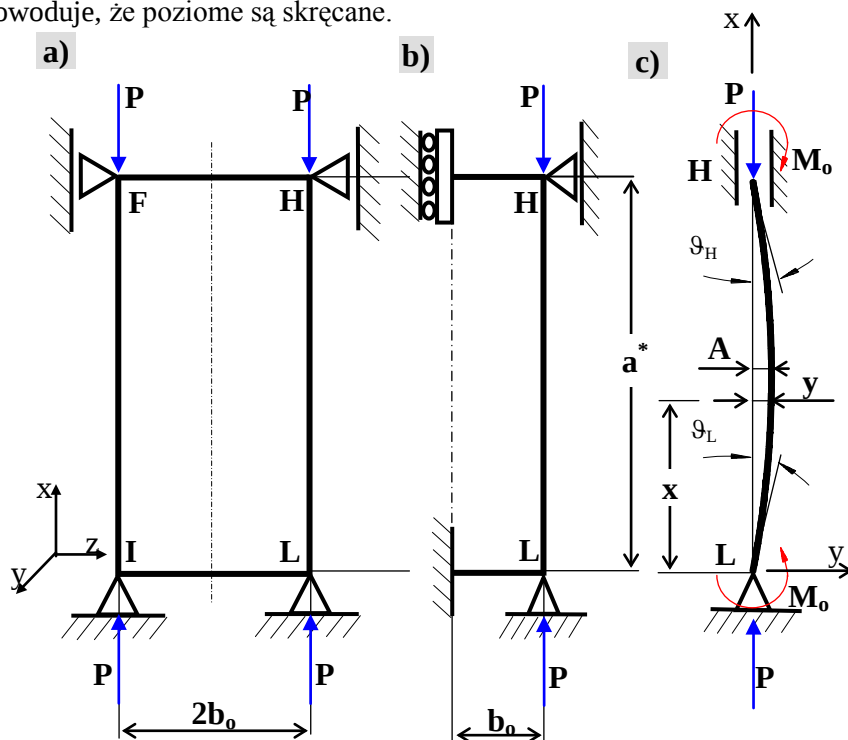
Istnieje niedostatek analitycznych metod rozwiązywania zagadnień stateczności płyt niejednostopnych. Dlatego zdecydowano się na opracowanie



Rys.14. Idea modelu prętowego zastępującego płytę z dwuteowym wycięciem

prostego modelu prętowego zastępującego w skuteczny sposób płytę z dwuteowym wycięciem. Ponieważ płyta deformuje się według postaci giętno- skrętnej, pewne jej fragmenty charakteryzują się wyraźną dominacją jednego z tych dwóch stanów. We fragmentach płyty nad i pod wycięciem dominuje skręcanie, w pozostałych rejonach zdecydowanie przeważa zginanie. Idea modelu polega na tym, że płytę z wycięciem zastępujemy układem prętowym, w którym poszczególnym

prętom nadano parametry zastępcze (rysunek poglądowy 14). W modelu tym (rysunek 15). pionowe pręty są ściskane i przemieszczają się w przeciwną stronę co powoduje, że poziome są skręcane.



Rys.15. Model prętowy płyty

W punktach F,H,I,L zachodzi równość kąta skręcenia pręta poziomego i kąta ugięcia pręta pionowego. Podstawowym zagadnieniem jest określenie wymiarów poszczególnych prętów i w tym celu wyodrębniono w płycie obszary: element zginany oraz element skręcany (rys.16). O wielkości tych obszarów oprócz wymiarów płyty, decyduje wymiar b_o nazwany zastępczą długością elementu skręcanego. Wszystkie pręty przyjmujemy jako pryzmatyczne, o grubości równej grubości płyty. Analizę uproszczono, rozpatrując model połówkowy (rys 15.b,c) z uwagi na założone warunki antysymetrii.

Równanie różniczkowe osi ugiętej ściskanego pręta przyjmie postać:

$$EJ^* \frac{d^2 y}{dx^2} = -Py + M_o \quad (1)$$

gdzie: M_o jest momentem skręcającym poziomy pręt.

Założono następujące warunki brzegowe: $y_{(x=0)} = 0 \quad (2)$

$$\left(\frac{dy}{dx}\right)_{(x=0)} = v_L = \varphi_L \quad (3)$$

Rozwiązaniem równania (1) jest:

$$y = \frac{M_o b_o}{GJ_o k} \sin kx - \frac{M_o}{P} \cos kx + \frac{M_o}{P} \quad (4)$$

$$\text{gdzie } k = \sqrt{\frac{P}{EJ^*}}$$

$$\text{Z warunku: } \left(\frac{dy}{dx}\right)_{(x=\frac{a^*}{2})} = 0 \quad (5)$$

otrzymuje się:

$$\text{tg}\left(k \frac{a^*}{2}\right) = -\frac{2b_o EJ}{GJ_o a^*} \left(k \frac{a^*}{2}\right) \quad (6)$$

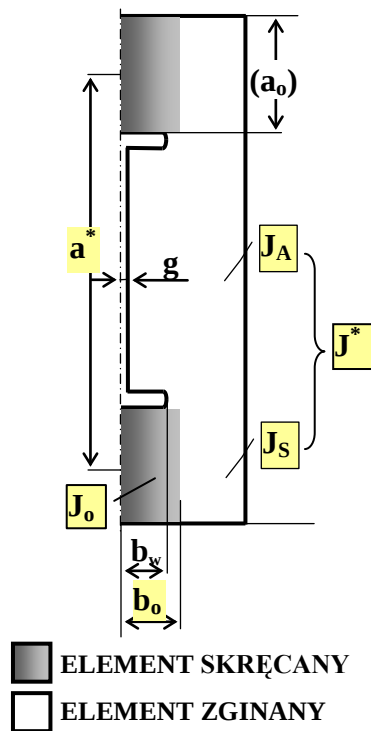
a więc równanie postaci:

$$\text{tg } \gamma = -V\gamma$$

Rozwiązując je uzyskujemy zależność:

$$P_{KR} = k_{KR}^2 EJ^* = \left(\frac{2\gamma}{a^*}\right)^2 EJ^* \quad (7)$$

Parametry zastępcze do modelu prętowego



Rys.16. Model prętowy płyty

określają równości:

$$J^* = J_A \xi + J_S (1 - \xi) \quad (8)$$

$$a^* = a - a_o \quad (9)$$

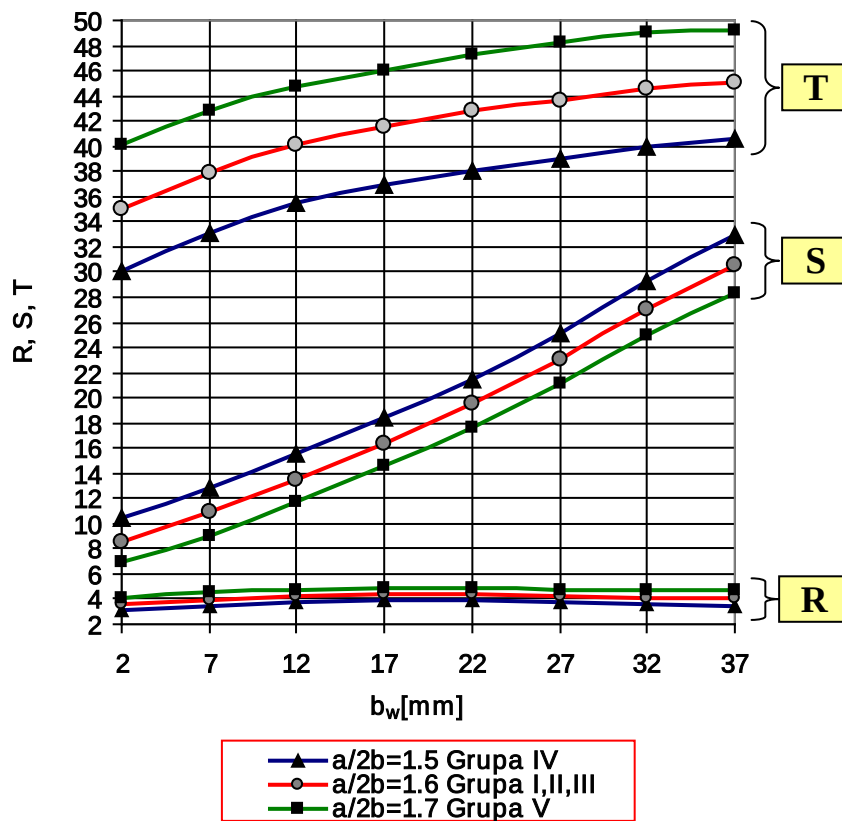
gdzie: $\xi = \frac{a - 2a_o - 4g}{a}$, $J_A = \frac{(b - g)t^3}{12}$, $J_S = \frac{(b - b_o)t^3}{12}$

Parametr b_o określa zależność:

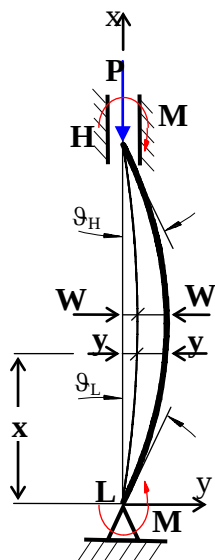
$$b_o = 0.725b_w + 8.6 \quad \text{dla } a_o = 10 \div 20 \text{ mm} \quad (10)$$

$$b_o = [R(\frac{a_o}{S} - 1)]^2 + T \quad \text{dla } a_o = 20 \div 60 \text{ mm} \quad (11)$$

współczynniki R, S, T można znaleźć na rysunku 17.



Rys.17 Współczynniki R,S,T równania kwadratowego (11) w funkcji szerokości wycięcia b_w dla pięciu grup wymiarowych płyt.



Rys.18. Schemat obciążenia pręta

Model prętowy do obliczeń ugięć posiada pewną krzywiznę pierwotną o wyniosłości W_o . Dlatego równanie różniczkowe osi ugiętej (1) ściskanego pręta przyjmie nową postać (rys. 16):

$$EJ^* \frac{d^2 y}{dx^2} = P(y_o + y) + M_o \quad (12)$$

Rozwiązanie tego równania z uwzględnieniem warunków (2),(3),(5) oraz funkcji wstępnego ugięcia:

$$y_o = A_o \left\{ \sin(k_{KR} x) + \frac{GJ_o k_{KR}}{b_o P_{KR}} [1 - \cos(k_{KR} x)] \right\} \quad (13)$$

proceedzi do otrzymania wartości maksymalnego ugięcia pręta poziomego:

$$W = \left[\frac{M_o}{P} - \frac{A_o \beta}{k_{KR} (1 - \alpha)} \right] \left[1 - \cos\left(k \frac{a^*}{2}\right) + \frac{k}{\beta} \sin\left(k \frac{a^*}{2}\right) \right] + \frac{A_o \beta \alpha}{k_{KR} (1 - \alpha)} \left[1 - \cos\left(k_{KR} \frac{a^*}{2}\right) + \frac{k_{KR}}{\beta} \sin\left(k_{KR} \frac{a^*}{2}\right) \right] \quad (14)$$

Opracowany sposób określenia parametrów zastępczych prętów (a^* , J^* , b_o) znajduje pełne zastosowanie w modelu do obliczeń ugięć.

Wyniki obliczeń siły krytycznej wykonane dla wersji podstawowej płyty przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

b_w	2	7	12	17	22	27	32	37
10	105.14	95.022	87.582	81.857	77.305	73.564	70.423	67.728
15	126.924	115.079	105.913	98.631	92.656	87.643	83.341	79.619
20	145.856	132.864	122.462	113.89	106.759	100.66	95.359	90.688
25	163.547	149.521	137.994	128.336	120.096	112.917	106.651	101.066
30	180.973	165.82	153.128	142.319	132.969	124.764	117.472	110.916
35	198.809	182.33	168.328	156.252	145.688	136.324	127.924	120.307
40	217.586	199.512	183.985	170.457	158.511	147.829	138.169	129.339
45	237.777	217.781	200.452	185.225	171.671	159.458	148.327	138.076
50	259.857	237.55	218.077	200.845	185.397	171.378	158.507	146.565
55	284.338	259.258	237.231	217.618	199.922	183.753	168.805	154.828
60	311.811	283.405	258.328	235.875	215.496	196.755	179.306	162.862

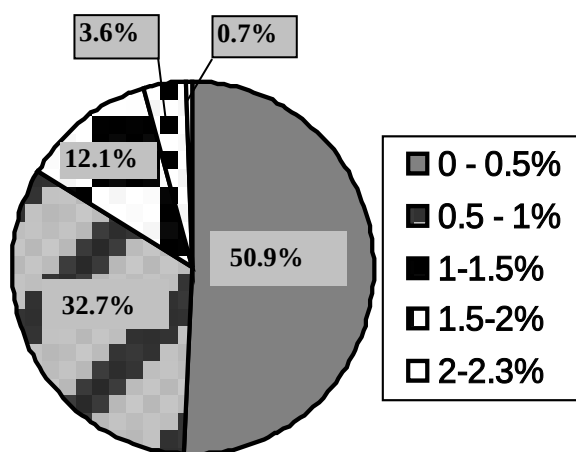
Tab.1 Zestawienie wartości siły krytycznej [N] w modelu prętowym w zależności od wymiarów a_o oraz b_w określających wielkość wycięcia w płycie, dla płyt z grupy I-wariant podstawowy

Wartości błędu względnego pomiędzy obliczeniami siły krytycznej z wykorzystaniem systemu MES- ALGOR a wynikami uzyskanymi z modelu prętowego dla wersji podstawowej płyty przedstawiono w tabeli 2, zaś rozkład błędu względnego dla pięciu wersji konstrukcyjnych płyt (440 modeli) przedstawiono na diagramie rysunek 19.

tabela 2

$a_0 \backslash b_w$	2	7	12	17	22	27	32	37
10	1.07	0.65	0.11	0.16	0.34	0.57	1.19	1.89
15	1.32	0.74	0.44	0.23	0.10	0.12	0.15	0.12
20	0.84	0.11	0.64	1.19	1.51	1.39	0.94	1.11
25	0.32	0.38	0.13	0.36	0.37	0.36	0.14	0.51
30	0.98	0.94	0.91	0.65	0.57	0.38	0.24	1.44
35	0.29	0.62	0.87	0.74	0.85	0.58	0.35	0.13
40	0.33	0.29	0.30	0.14	0.38	0.40	0.22	0.26
45	0.49	0.76	0.52	0.34	0.26	0.34	0.15	0.20
50	0.05	0.78	0.49	0.25	0.47	0.40	0.54	0.29
55	0.51	0.09	0.30	0.20	0.48	0.43	0.43	1.31
60	0.64	0.49	0.30	0.09	0.30	0.01	0.47	0.49

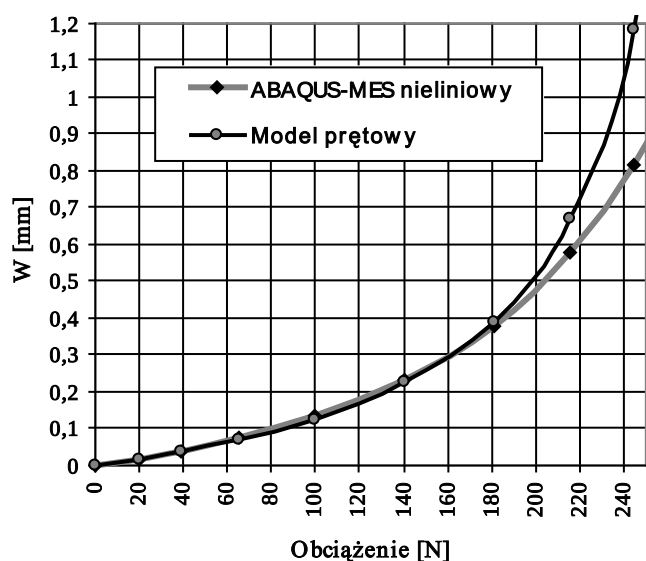
Tab.2. Błąd względny pomiędzy siłą krytyczną obliczoną w modelu prętowym i płytowym (MES) w zależności od wymiarów a_0 oraz b_w określających wielkość wycięcia w płycie dla płyt z grupy wymiarowej I.



Rys.19. Wizualizacja rozkład błędu względnego w obliczeniach siły krytycznej (grupa 440 płyt) pomiędzy modelem płytowym MES i modelem prętowym.

Z przedstawionych w tabeli 2 oraz na rysunku 19 zestawień wynika, że opracowany model prętowy może skutecznie zastąpić żmudne obliczenia MES w aspekcie obliczeń siły krytycznej. Przebadano dość dużą partię 440 płyt w pięciu grupach wymiarowych. W ponad **50%** płyt błąd względny nie przekroczył **0.5%**, a w **ponad 95%** nie przekroczył **1.5%**. W pozostałych 5% płyt zawierał się w granicach **1.5-2.3%**. Tak niewielki błąd w dość dużej próbie przebadanych wersji płyty świadczy o poprawności i uniwersalności opracowanego modelu prętowego głównie ze względu na odpowiedni dobór parametrów zastępczych.

Opracowany model prętowy znakomicie sprawdza się w aspekcie obliczenia ugięć gdzie do obciążenia ok. $\approx 0.75 P_{KR}$. Model ten daje wyniki zgodne z programem ABAQUS w obliczeniach których uwzględniono nieliniowości. Na rys. 20 dla przykładowej płyty **3017** podano zależność przemieszczenia **W** od obciążenia. Widać, że prosty model prętowy wykazuje dobrą zgodność z obliczeniami nieliniowymi MES w zakresie do około 200 N.



Rys.20. Porównanie wyników przemieszczenia W [mm] w modelach MES-nieliniowym (ABAQUS) oraz prętowym na przykładzie płyty **3017**

4.10. Wnioski końcowe

W pracy przedstawiono studium pewnej koncepcji zwiększenia nośności płyt poprzez wymuszenie deformacji płyty pod obciążeniem według postaci giętno- skrętnej. Szerokie badania symulacyjne MES w pełni potwierdziły znaczny wzrost nośności tak ukształtowanych płyt. Można sformułować następujące wnioski:

- Odpowiednie ukształtowanie płyty wielokrotnie zwiększa obciążenie krytyczne w porównaniu z płytą jednolitą.
- Spiętrzenia naprężeń wokół naroża według symulacji nieliniowej programem ABAQUS powodują przekroczenie przez naprężenia zredukowane wartości R_e zanim rozwiną się duże przemieszczenia i deformacje w płycie.
- Parametry geometryczne wycięcia (b_w , a_o) w sposób istotny wpływają na właściwości płyty. Przy **jednakowych wymiarach gabarytowych** płyty poprzez zmianę wysokości i szerokości wycięcia możemy wpływać w **ogromnym stopniu** na właściwości sztywnościowe płyty oraz na jej nośność.
- Prosty model prętowy bardzo dobrze zastępuje płytę z wycięciem w aspekcie obliczania obciążeń krytycznych. Model prętowy z krzywizną pierwotną daje dobrą zgodność z rezultatami MES- nieliniowymi w odniesieniu do obciążeń nie przekraczających $P \approx 0.75P_{KR}$.

Istnieje możliwość zastosowań praktycznych odpowiednio ukształtowanej płyty z wycięciem jako elementu sprężystego i energoabsorbującego. Wyniki wstępnych badań w tej mierze zamieszczono w publikacjach [5 , 24]. Jednakże konieczne jest prowadzenie dalszych rozważań szczególnie w aspekcie koncentracji naprężeń w narożach i radykalnego ich zmniejszenia.

LITERATURA

1. Argyris J.H. i in.: *Metoda elementów skończonych w zagadnieniach geometrycznie nieliniowych*, Metody obliczeniowe w mechanice nieliniowej, Ossolineum, PAN, 1977, s. 163÷234.
2. Brzoska Z., *Statyka i stateczność konstrukcji prętowych i cienkościennych*, PWN, Warszawa 1961.
3. Ferdynus M., Romanów F., *A stability analysis of plate with a slot*, *Proceedings of the International Conference on Computer Integrated Manufacturing*, Silesian Technical University Press, vol.3, Gliwice, 1996, s.127÷134.

4. Ferdynus M., Romanów F.: *Obciążenia krytyczne i ugięcia ściskanych płyt z dwuteową szczeliną*, Materiały konferencyjne VIII-go Sympozjum Stateczności Konstrukcji, Zakopane 1997.
5. Ferdynus M.: *Ściskana płyta z wycięciem jako dźwigar i tani element sprężysty*. Materiały XXI Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn, Ustroń 2003.
6. Gawędzki A.: *Podstawy mechaniki konstrukcji prętowych*. Poznań, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 1985.
7. Grigoliuk E.I., Kulakov N.A.: *Ustojczivost plastin s otwierstiem*, Rasczet Prostrannych Konstrukcij, vyp. 17, 1977, s. 108÷112.
8. Hafiani F., Dwyer J.F.: *Edge function analysis of anisotropic materials with holes and cracks*, Computers and Structures, vol. 72, N° 6, 1999, p. 779÷791.
9. Kaltaci M.Y.: *Stress concentrations and failure criteria in anisotropic plates with circular holes subjected to tension or compression*, Computers and Structures, vol. 61, N° 2, 1996, p. 67÷78.
10. Kączkowski Z.: *Płyty. Obliczenia statyczne*, 2-gie wydanie, Arkady, Warszawa 1980.
11. Kumai T.: *Elastic stability of the square plate with a central circular hole under edge thrust*, Reports of the Research Institute for Applied Mechanics, vol. 1, 1952, N° 2, s. 1-10.
12. Kleiber M.: *Metoda elementów skończonych w nieliniowej mechanice kontinuum*. PWN, Warszawa-Poznań, 1985.
13. Łodygowski T., Kąkol W.: *Metoda elementów skończonych w wybranych zagadnieniach mechaniki konstrukcji inżynierskich*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1994.
14. Nałoev V.G.: *Ustojczivost plastin s vyrezami*, Trudy Vsesojuznoj Konferencji po Teorii Oboloczek i Plastinok IX, 1975, s. 138÷140.
15. Narayanan R., Chow F.Y.: *Ultimate capacity of uniaxially compressed perforated plates*, Thin-Walled Structures, vol. 2, N° 2, 1984, p. 241÷264.
16. Picket G.: *Bending, buckling and vibration of plates with holes*, Developments in Theoretical Applied Mechanics, vol. 2, Pergamon Press, 1965, s. 9÷22.
17. Prabhakara D.L., Datta P.K.: *Vibration, Buckling and Parametric Instability Behaviour of Plates with Centrally Located Cutouts Subjected to In-Plane Edge Loading (Tension or Compression)*, Thin-Walled Structures, vol. 27, N° 4, 1997, p. 287÷310.
18. Preobrażenskij I.N.: *Ob issledovanijach ustojczivosti tonkostiennych plastinok s vyrezami*, Prikladnaja Mechanika, 1980, 16, N° 7, s. 3-25.
19. Preobrażenskij I.N.: *Ustojczivost i kolebanja plastinok i oboloczek s otverstijami*, Nauka, Moskwa 1981.
20. Raju K.K., Rao G.V.: *The effect of localized axisimetric damages on the buckling of circular plates*, Computers and Structures, vol. 58, N° 3, 1996, p. 651÷654.
21. Rakowski G., Kacprzyk Z.: *Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1993.
22. Ritchie D., Rhodes J.: *Buckling and post-buckling behaviour of plates with holes*, The Aeronautical Quarterly, 1975, 26, N° 4, p. 281÷296.
23. Romanów F.: *Stateczność konstrukcji*, Wydawnictwo WSI w Zielonej Górze, Zielona Góra 1992.
24. F. Romanów, M. Ferdynus, *O pewnej koncepcji zawieszenia samochodowego z płaską sprężyną*. Międzynarodowa Konferencja KONMOT- AUTOPROGRES Zakopane Wrzesień 2000. Teka naukowo problemowej komisji motoryzacji PAN. Zeszyt 21/2000r.
25. Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
26. Savin G. N.: *Stress Concentration Around Holes*, 1-st edition, Pergamon Press, Oxford 1961.
27. Schlack A.L.: *Elastic stability of pierced square plates*, Experimental Mechanics, 1964, 4, N° 6, p. 167÷172.
28. Schlack A.L.: *Experimental critical loads for perforated square plates*, Experimental Mechanics, 1968, 8, N° 2, p. 69÷74.
29. Sivakumaran K.S., Nabil Abel-Rahman: *A finite element analysis model for the behaviour of cold-formed steel members*, Thin-Walled Structures, vol. 31, N° 4, 1998, p. 305÷324.
30. Shanmugam N.E.: *Openings in Thin-walled Steel Structures*, Thin-Walled Structures, vol. 28, N° 3/4, 1997, p. 355÷372.
31. Shanmugam N.E., Thevendran V., Tan Y.H.: *Design formula for axially compressed perforated plates*, Thin-Walled Structures, vol. 34, N° 1, 1999, p. 1÷20.
32. Teng J.G.: *Why local damage increases the buckling load of circular plates*, Thin-Walled Structures, vol. 34, N° 2, 1999, p. 147÷161.
33. Waszczyszyn Z. i inni, *Metoda elementów skończonych w stateczności konstrukcji*, Arkady, Warszawa 1990.
34. Weiss S., Gizejowski M.: *Stateczność konstrukcji metalowych- układy prętowe*, Arkady, Warszawa 1991.

35. Wolmir E.A. i in.: *Issledovanie ustojczivosti prjamougolnoj plástinki s prjamougolnym vyrezom pod dejstviem szimajuszej nagruzki*, Problemy Procznosti, 1980, N° 6, s. 89÷91.
35. Woźniak Cz., Kleiber M.: *Nieliniowa mechanika konstrukcji*, PWN, Warszawa-Poznań 1982.
36. Yetram A.L., Brown C.J.: *The elastic stability of square perforated plates*, Computers and Structures, vol.21, N° 6, 1985, p. 1267÷1272.
37. Yoshiki M. i in.: *Instability of plates with holes (First Raport)*, Proceedings of the Society of Naval Architects of Japan, 1979, N° 122, p. 46÷53.
38. Yu W.W., Davies Ch.S.: *Buckling behaviour and post buckling strength of perforated stiffened compression elements*, Proceedings of the First Specialty Conference on Cold-Formed Structures, University of Missouri-Rolla, 1971, p.58÷64.
39. Życzkowski M., *Stateczność prętów i ustrojów prętowych*, Mechanika Techniczna tom IX: Wytrzymałość elementów konstrukcyjnych, PWN, Warszawa 1988.

Instrukcje oraz opisy oprogramowania

40. *Abaqus Theory Manual version 5.8*, Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc. 1998.
41. *Algor-Buckling Analysis –Release Notes*, Algor Inc.,1992.
42. *MathCad 5.0Plus- User's Guide*, Math Soft Inc.,1994.
43. *I-DEAS Master Series- User's Guide*, SDRC Inc., 1995.
44. *Abaqus Example Problems Manual, version 5.8*, Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc. 1998.

5. BADANIA SYMULACYJNE KLAPOWEGO WTRYSKIWACZA GAZU DO SILNIKÓW SPALINOWYCH

5.1 Wprowadzenie

Jedną z głównych tendencji rozwojowych systemów transportowych jest poszukiwanie nowych źródeł napędu. Dotyczy to przede wszystkim nowych paliw. W Europie najbardziej rozpowszechnionymi paliwami alternatywnymi stosowanymi do zasilania silników o zapłonie iskrowym są paliwa gazowe LPG oraz CNG. Wynika to przede wszystkim z różnicy cen między nimi a benzyną.

Istotną zaletą tych systemów jest też łatwość przystosowania samochodu do zasilania tymi paliwami, co powoduje, że możliwe jest wyposażenie w takie systemy nie tylko nowych samochodów ale także samochodów już na rynku istniejących. Zasilanie to wymaga wyposażenia silnika w dodatkowy układ będący układem zależnym w znacznym stopniu kopiującym sterowanie układu wtrysku benzyny.

Aktualnie w zdecydowanej większości układy zasilania gazem oparte są na wtrysku odparowanego LPG lub rozprężonego gazu CNG do kolektora dolotowego (tzw. układy IV-tej generacji). Powstały przepisy określające ograniczenia emisji składników toksycznych spalin w pojazdach zasilanych dwupaliwowo. Zgodnie z wymaganiami Regulaminu Nr 83 EKG ONZ [1] każdy dodatkowy układ zasilania musi przejść odpowiednie badania homologacyjne w akredytowanym laboratorium emisji spalin. Układ taki musi spełnić wymagania związane z bezpieczeństwem użytkowania (bezpieczeństwo elektryczne, odporność na zakłócenia elektromagnetyczne, wykrywanie nieszczelności w instalacji). Drugim istotnym wymogiem jest ograniczenie emisji spalin. Pojazd zasilany gazem musi spełniać te same wymagania ekologiczne jakie są stawiane dla układu zasilania benzyną (odpowiedni Euro III lub Euro IV) przy różnicy mocy nie większej niż 5%.

Spełnienie wymagań określonych w powyżej wymienionym regulaminie możliwe jest jedynie poprzez precyzyjne dawkowanie paliwa do silnika. Wiąże się to z dwoma istotnymi aspektami. Pierwszy dotyczy zastosowania odpowiednich algorytmów oraz procedur kalibracyjnych, tak aby system zapewniał żądany skład mieszanki paliwowo - powietrznej w całym zakresie pracy silnika [2].

Drugim jest zastosowanie odpowiedniego elementu wykonawczego – wtryskiwacza gazu, który zapewni precyzyjne i powtarzalne podawanie paliwa. Poza tym, wtryskiwacz powinien charakteryzować się liniową zależnością wydatku w funkcji czasu otwarcia.

Uzyskanie właściwych parametrów wtryskiwacza możliwe jest poprzez przeprowadzenie optymalizacji jego konstrukcji. Wymaga to jednak wnikliwej analizy zjawisk zachodzących w jego wnętrzu. Tego typu badania można przeprowadzić na drodze eksperymentu, polegającego na pomiarze ciśnienia wewnątrz wtryskiwacza, na wyjściu z wtryskiwacza oraz pomiarze masowego natężenia przepływu. Jednak wprowadzenie elementów pomiarowych do wnętrza wtryskiwacza powoduje zaburzenie przepływu a przez to zmianę badanego obiektu. Może to doprowadzić do zafałszowania wyników pomiarów i skutkować niewłaściwymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi.

Alternatywą tego typu pomiarów jest metoda obliczeniowa oparta na numerycznej mechanice płynów CFD (Computational Fluid Dynamics). Metoda ta umożliwia analizę zjawisk bezpośrednio wewnątrz modelu wtryskiwacza bez ingerencji w badany obiekt i stosowania dodatkowych elementów pomiarowych. Możliwe jest także sprawdzenie wpływu zmian konstrukcyjnych na pracę wtryskiwacza bez konieczności budowy prototypu. Jednak dla prawidłowego opracowania modelu konieczne jest właściwe ustalenie warunków brzegowych oraz początkowych. W przeciwnym razie model nie będzie odwzorowywał rzeczywistości.

5.2 Modelowanie CFD przepływu przez wtryskiwacz

Modelowanie CFD opiera się na rozwiązywaniu równań różniczkowych zachowania masy, pędu i energii w elementach siatki geometrycznej opisującej obszar [3]. Rozwiązanie tych równań wymaga wprowadzenia odpowiednich warunków brzegowych oraz początkowych. Ma to bezpośredni wpływ na

otrzymane wyniki. Przygotowanie modelu wymaga zastosowania odpowiedniej liczby komórek w analizowanej objętości (dyskretyzacja) ze względu na czas oraz dokładność obliczeń. Prawidłowe przygotowanie modelu umożliwia uzyskanie bardzo dokładnych wyników.

Modelowanie jest powszechnie stosowane w badaniach zjawisk przepływowych zachodzących wewnątrz wtryskiwacza. Przykładem może być praca [4] gdzie zostały przedstawione wyniki badań stanowiskowych oraz modelowych procesu wtrysku benzyny oraz metanu. Badano zasięg oraz prędkość strugi w zależności od kształtu oraz średnicy dyszy wtryskowej. Zastosowano dyszę z jednym otworem cylindrycznym, jednym otworem stożkowym oraz z dwoma otworami. Wyniki otrzymane na drodze obliczeń pokrywającą się z badaniami eksperymentalnymi.

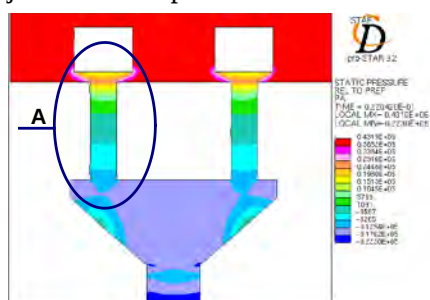
Zagadnienia związane z przepływem przez wtryskiwacz zostały przedstawione w pracy [5]. Autorzy korzystając z technik symulacyjnych CFD analizowali zjawiska przepływowe zachodzące we wtryskiwaczu stosowanym w układach wtrysku bezpośredniego benzyny. Analizowano formowanie się strugi paliwa dla przepływającego przez wtryskiwacz powietrza, paliwa odparowanego oraz paliwa w postaci ciekłej. W wyniku przeprowadzonych badań autorzy stwierdzili, że obliczenia symulacyjne tego typu są odpowiednie do analizy zjawisk zachodzących wewnątrz wtryskiwacza wysokociśnieniowego.

Ponadto analizę procesu wtrysku na drodze eksperymentu oraz obliczeń numerycznych przedstawiono w pracach [6, 7, 8]. W każdym przypadku otrzymywano zgodność wyników pomiędzy modelowaniem a eksperymentem.

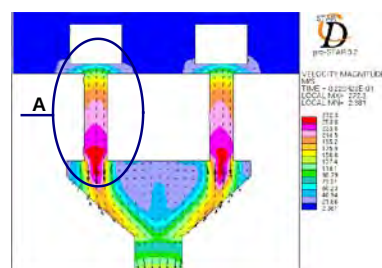
W pracy [9] przedstawiono wyniki otrzymane podczas badań symulacyjnych zespołu wtryskowego gazu. Zespół wtryskowy składa się z czterech sekcji wtryskowych, w których elementami wykonawczymi są po dwa zawory klapowe na sekcję. Analizowano zmiany ciśnienia oraz prędkości w charakterystycznych punktach wybranej sekcji wtryskowej (w najmniejszym przekroju pod zaworem klapowym o średnicy 1,9 mm). Wykazano, że mały wznios zaworu nie tylko powoduje gwałtowny przyrost prędkości przepływu gazu, ale także znaczny spadek ciśnienia. Oznacza to bardzo duże tłumienie przepływu gazu w tym obszarze (rysunek 5.1 i 5.2, obszar A).

Na podstawie analizy przepływu gazu określono, że w wyniku bardzo dużych przewężeń największy spadek ciśnienia występuje w okolicy zaworu klapowego co skutkuje zwiększeniem prędkości przepływu gazu w obszarze A.

Należy zwrócić szczególną uwagę na konstrukcję tego miejsca, gdyż prędkość może osiągnąć tu wartość przepływu krytycznego, uniemożliwiając uzyskiwanie większych wydatków. Taka konstrukcja wtryskiwacza wyklucza regulację wydatku poprzez (często stosowane) dodatkowe przewężenia na drodze przepływu gazu do kolektora dolotowego, gdyż obszarem tłumiącym przepływ jest szczelina pod zaworem.



Rys. 5.1. Rozkład ciśnienia statycznego w sekcji wtryskowej [9]



Rys. 5.2. Rozkład prędkości i kierunków przepływu gazu w szynie paliwowej [9]

Z przeglądu powyższej literatury wynika, że zastosowanie techniki CFD ułatwia weryfikację konstrukcji wtryskiwacza.

W celu zbadania wpływu elementów konstrukcyjnych wtryskiwacza na zjawiska zachodzące w jego wnętrzu zdecydowano się na badania innego wtryskiwacza z pojedynczym elementem wykonawczym (zaworem klapowym) o dużo większym polu przekroju i wzniosie kłapy zaworu.

5.3 Obiekt badań

Obiektem badań jest seryjny wtryskiwacz klapowy przeznaczony do układów wtrysku (fot. 5.1). Cechą charakterystyczną tej konstrukcji jest zastosowanie zaworu klapowego podnoszonego przez cewkę elektromagnetyczną i zamykanego przez sprężynę (rys. 5.3).



Fot. 5.1. Wtryskiwacz klapowy



Rys. 5.3. Elementy składowe wtryskiwacza

Do powierzchni zaworu przymocowany jest element gumowy stanowiący uszczelnienie. Regulacja wydatku wtryskiwacza realizowana jest poprzez zmianę średnicy dyszy wtryskowej. Polega to na dobraniu dyszy o żądanej średnicy w zależności od silnika. Producent oferuje na swojej stronie internetowej [10] oprogramowanie umożliwiające obliczenie średnicy dyszy wtryskowej. Wtryskiwacze mogą być montowane pojedynczo lub w grupach. Łączenie wtryskiwaczy możliwe jest za pomocą specjalnych śrub [10].

5.4 Badania identyfikacyjne stanowiskowe

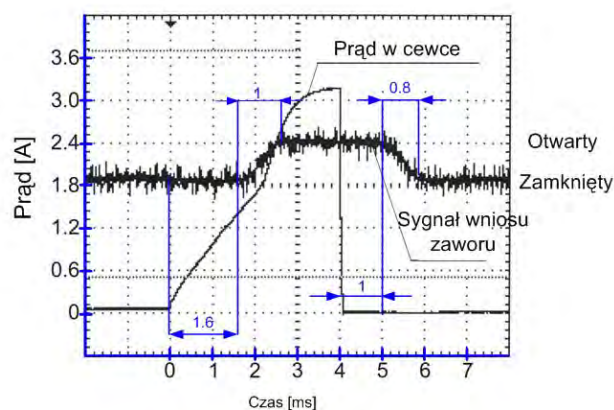
Istotne jest aby podczas przygotowania modelu zostały właściwie określone warunki początkowe oraz brzegowe. W celu określenia warunków brzegowych oraz pozyskania danych do kalibracji modelu została przeprowadzona identyfikacja czynna [11]. Badania wtryskiwacza gazowego przeprowadzono na hamowni silnikowej Politechniki Lubelskiej.

W pierwszym etapie zbadano proces otwierania i zamykania się zawory klapowego podczas pracy wtryskiwacza. Przebieg czasowy wzniosu zaworu klapowego określono za pomocą światłowodowego, refleksyjnego układu pomiarowego. W korpusie wtryskiwacza umieszczono zakończenia dwóch światłowodów. Przy pomocy jednego z nich wprowadzono wiązkę światła białego. Światło odbite od płytki wtryskiwacza poprzez drugi ze światłowodów transmitowano do fotodetektora. Wtryskiwacz gazu znajdował się na stanowisku probierczym, na którym jako czynnik roboczy wykorzystano sprężone powietrze o ciśnieniu bezwzględnym 200 kPa. Wynik eksperymentu przedstawia rysunek

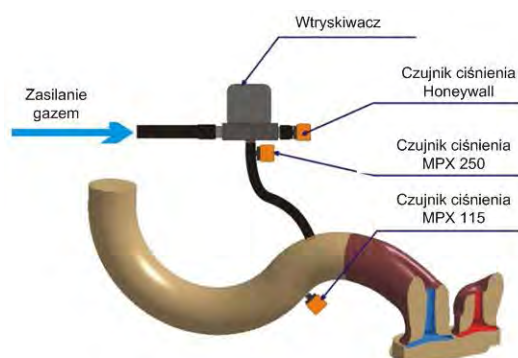
5.4. Po przyłożeniu napięcia do cewki wtryskiwacza po około 1,6 ms widoczne jest rozpoczęcie otwierania się kłapy zaworu, natomiast pełne otwarcie następuje po 2,6 ms. Po odjęciu napięcia zawór pozostaje całkowicie otwarty jeszcze przez około 1,0 ms, a następnie zamyka się około 0,8 ms.

Drugi etap badań identyfikacyjnych przeprowadzono na stanowisku hamownianym. Szczegółowy opis stanowiska znajduje się w pracy [12].

Zdecydowano się na zbadanie tego wtryskiwacza przy zasilaniu gazem CNG pod większym ciśnieniem. Nadciśnienie gazu względem kolektora dolotowego wynosiło 200 kPa. Badania przeprowadzono w wybranym punkcie pracy silnika określonym przez prędkość obrotową równą 2900 obr/min oraz obciążenie wyrażone poprzez ciśnienie w kolektorze dolotowym równe 65 kPa. Podczas eksperymentu zarejestrowano ciśnienie wewnątrz wtryskiwacza, na wyjściu z wtryskiwacza (za dyszą wtryskową) oraz w kolektorze dolotowym (rys. 5.5). Częstotliwość próbkowania podczas pomiarów wynosiła 35 kHz. W tabeli 5.1 przedstawiono podstawowe dane stosowanych czujników ciśnienia.



Rys. 5.4. Przebieg czasowy wzniosu płytki zaworu oraz prądu



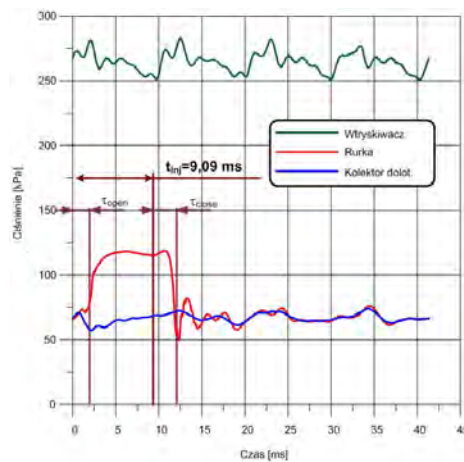
Rys. 5.5. Schemat układu pomiarowego

Badania przeprowadzono dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda=1,0$. Czas wtrysku wynosił 9,09 ms. Badania wykonano w stanie ustalonym rejestrując 100 kolejnych cykli pracy silnika a następnie uśredniając przebiegi ciśnień w celu wyeliminowania szumu pomiarowego oraz niepowtarzalności pracy wtryskiwacza. Rysunek 5.6 przedstawia przebieg ciśnienia wewnątrz wtryskiwacza, na wyjściu z wtryskiwacza oraz w przewodzie dolotowym. Linia zielona przedstawia przebieg ciśnienia wewnątrz wtryskiwacza. Charakterystyczne cztery zmiany ciśnienia są wynikiem zestawienia czterech wtryskiwaczy (połączonych szeregowo) w sekcję wtryskową. Ponieważ ciśnienie to zmienia się o 35 kPa (250-285 kPa) nie można pominąć tego podczas ustalania warunków brzegowych i założyć stałości ciśnienia na wlocie do wtryskiwacza. Dlatego też jako warunki brzegowe do modelu przyjęto wyniki badań stanowiskowych.

Tabela 5.1. Czujniki pomiarowe

Czujnik pomiarowy	Zakres pomiarowy	Dokładność
Honeywall serii Eclipse	100-1100 kPa	$\pm 3\%$
Motorola serii MPX 250	0,2-250 kPa	$\pm 1,5 \%$
Motorola serii MPX 115	0,2-115 kPa	$\pm 1,5 \%$

Linia niebieska przedstawia przebieg ciśnienia w przewodzie dolotowym. W pierwszych 5 ms można zauważyć spadek ciśnienia o około 15 kPa wynikający z początku procesu napełniania w tym cylindrze. Podobny spadek ciśnienia ale o mniejszym gradiencie zmian widoczny jest w okolicach 35 ms i odpowiada rozpoczęciu procesu napełniania sąsiedniego cylindra. Analogicznie jak w przypadku ciśnienia na wejściu do wtryskiwacza, w obliczeniach numerycznych uwzględniono opisane zmiany ciśnienia przyjmując wyniki badań stanowiskowych jako warunek brzegowy założony na końcu przewodu wtryskowego.



Rys. 5.6. Przebiegi ciśnień w charakterystycznych punktach układu

Linia czerwona przedstawia ciśnienie gazu zmierzonego na przewodzie wtryskowym ok. 15 mm za dyszą wtryskową. Jest ono wynikiem zarówno oddziaływania ciśnienia zasilającego wtryskiwacz, ciśnienia panującego w kolektorze dolotowym jak również geometrii układu wtryskowego (wtryskiwacza i przewodu wtryskowego). Zadaniem kalibracji modelu jest takie dopasowanie jego parametrów aby w punkcie pomiarowym uzyskać identyczny przebieg ciśnienia.

Sygnal sterowania wtryskiwaczem rozpoczyna się w 0 ms przedstawionego przebiegu. Wzrost ciśnienia w punkcie pomiarowym za wtryskiwaczem (linia czerwona) następuje po około 2,0 ms od momentu włączenia sygnału sterującego co stanowi czas opóźnienia otwierania się wtryskiwacza (τ_{open}). Charakterystyczne jest również to, że pomimo wyłączenia sygnału sterującego elektrozaworem wtryskiwacza w przewodzie doprowadzającym gaz do kolektora dolotowego utrzymuje się ciśnienie przez około 3,0 ms. Stanowi to

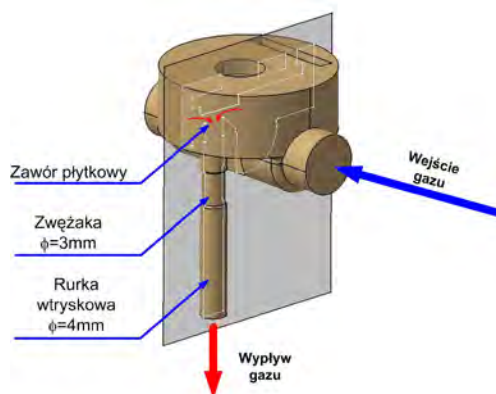
czas opóźnienia zamknięcia (τ_{close}). Obie te wielkości zostały uwzględnione w modelu. W porównaniu z badaniami światłowodowymi czasy te zwiększyły się najprawdopodobniej ze względu na wyższe ciśnienie zasilania. Odpowiednio czas opóźnienia otwierania (τ_{open}) wzrósł o 0,4 ms, natomiast czas opóźnienia zamknięcia (τ_{close}) wzrósł o 1,2 ms. Przyjęty przebieg wzniosu kłapy zaworu wtryskiwacza przesunięto odpowiednio o (τ_{open}) i (τ_{close}) względem sygnału sterującego.

5.5 Opracowanie modelu wtryskiwacza

Przygotowanie modelu wtryskiwacza dzieli się na kilka etapów. Pierwszym etapem jest budowa modelu geometrycznego, następnie przeprowadza się dyskretyzację analizowanej objętości poprzez jej podział na odpowiednią liczbę komórek. Kolejnym krokiem jest założenie warunków brzegowych oraz przeprowadzenie kalibracji modelu w celu uzyskania wymaganego przebiegu ciśnienia na wyjściu z wtryskiwacza.

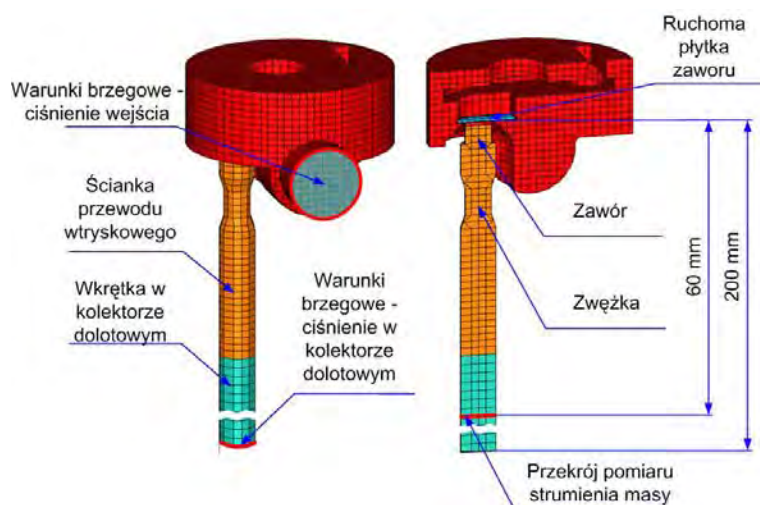
5.5.1 Model geometryczny oraz numeryczny

Opracowanie geometrii obejmującej wnętrze wtryskiwacza zostało przeprowadzone w programie CAD (rys. 5.7) na podstawie danych dostarczonych przez producenta oraz pomiarów bezpośrednich. Średnica otworu zasilającego wynosi 8 mm natomiast dyszy wtryskowej 3 mm. Zdecydowano się na jedno uproszczenie geometryczne. W modelu nie porusza się cała kłapa zaworu lecz jej fragment (płaszczyzna uszczelniająca). Dodatkowo został zamodelowany przewód wtryskowy o średnicy 4 mm i długości 180 mm łączący wtryskiwacz z przewodem dolotowym.



Rys. 5.7. Model geometryczny

Tak opracowaną geometrię wprowadzono do programu modelowania mechaniki przepływów (CFD) - STAR-CD firmy CD Adapco. Program ten umożliwia obliczenia przepływów płynów ściśliwych zarówno w warunkach ustalonych jak i nieustalonych.



Rys. 5.8. Siatka obliczeniowa z zaznaczonymi warunkami brzegowymi oraz punktami pomiarowymi

Na podstawie modelu geometrycznego w programie STAR-CD opracowano model numeryczny poprzez przeprowadzanie dyskretyzacji analizowanej objętości. Efektem dyskretyzacji modelu jest siatka obliczeniowa (rys. 5.8) zawierająca około 12000 elementów. Liczba elementów jest kompromisem

między dokładnością obliczeń a czasem ich trwania. Jednak w rejonach spodziewanych dużych gradientów ciśnień i prędkości siatkę obliczeniową można i należy zagęścić. W opracowanym modelu zagęszczono siatkę w okolicach zaworu klapowego. Jako elementarną komórkę objętości przyjęto powszechnie używaną do obliczeń komórkę tetraedralną.

5.5.2 Warunki symulacji

Chcąc uzyskać wyniki nie tylko w czasie ustalonego przepływu po otwarciu wtryskiwacza ale także w okresach otwierania się i zamykania zaworu klapowego konieczne jest zastosowanie funkcji transient. Funkcja ta umożliwia uwzględnienie czasu w równaniach różniczkowych zachowania masy i pędu, na których oparte są obliczenia w programie STAR-CD.

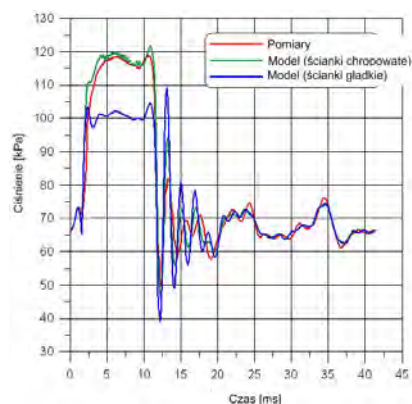
Warunki brzegowe do modelu zostały przyjęte z pomiarów stanowiskowych. Dotyczy to temperatury gazu, przebiegu ciśnienia zasilania wtryskiwacza oraz przebiegu ciśnienia na końcu przewodu wtryskowego łączącego wtryskiwacz z kolektorem dolotowym.

W badaniach przyjęto następujące założenia:

- a) adiabatyczne ścianki wtryskiwacza i przewodu wtryskowego (brak wymiany ciepła z czynnikiem).
- b) gęstość przepływającego gazu zależna jest od ciśnienia i temperatury.
- c) przez model przepływa metan o właściwościach:
 - gęstość w warunkach normalnych $0,65687 \text{ kg/m}^3$,
 - lepkość dynamiczna $1,119 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$,
 - ciepło właściwe $2240,07 \text{ J/kg K}$,
 - przewodność cieplna $0,0348195 \text{ W/m K}$,
 - ciężar molekularny 16 kg/kmol .

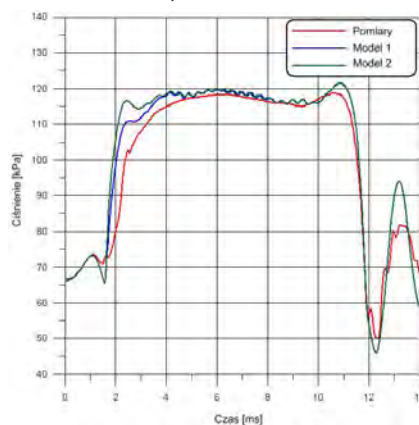
5.5.3 Kalibracja modelu

Następnym etapem przygotowania modelu do badań symulacyjnych jest jego kalibracja. Opracowany model numeryczny wraz z przyjętymi założeniami i warunkami brzegowymi ustalonymi z badań stanowiskowych wymaga jeszcze dobrania kilku parametrów. Są to: przebieg wzniosu klapy zaworu oraz współczynniki oporu przepływu przez poszczególne elementy.



Rys. 5.9. Porównanie przebiegu ciśnienia dla różnych oporów przepływu

Dla uproszczenia przyjęto kalibrację oporów przepływu jedynie w dyszy wtryskowej i w przewodzie wtryskowym. Parametry te dobierano w taki sposób, aby możliwie najdokładniej odwzorować przebieg ciśnienia w punkcie pomiarowym jak w badaniach stanowiskowych. Zmiana oporów przepływu powoduje zmianę przebiegu ciśnienia (zmianę maksymalnego ciśnienia po otwarciu wtryskiwacza oraz amplitudy fal ciśnienia występujących w przewodzie po jego zamknięciu). Rysunek 5.9 przedstawia przykładowe wyniki symulacji dla prawidłowego doboru parametrów oporu (linia zielona) oraz bez założonych oporów przepływu (linia niebieska) w porównaniu z wynikami pomiarów (linia czerwona).



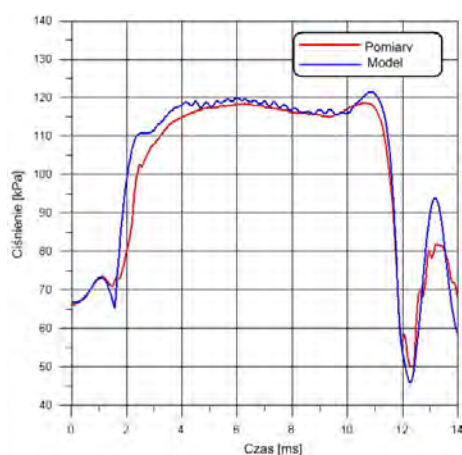
Rys. 5.10. Porównanie przebiegów ciśnienia dla dwóch charakterystyk otwarcia zaworu

Podobnej kalibracji wymagał też przebieg wzniosu klapy zaworu. Wstępną charakterystykę otwarcia klapy zaworu przejęto z badań optycznych wzniosu

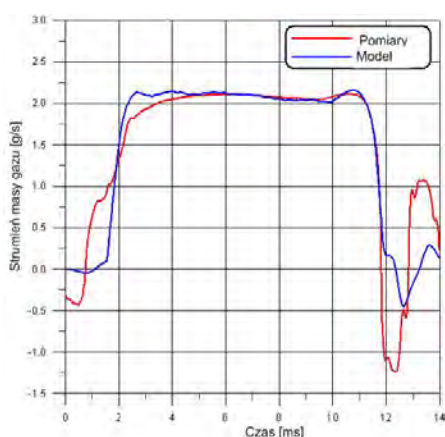
klapy (rys. 5.4). Badania te przeprowadzono jednak dla niższego ciśnienia zasilania wtryskiwacza, co spowodowało, że nie jest ona prawidłowa. Konieczna zatem była korekta tej wielkości, szczególnie pochylenia prostej otwarcia i zamknięcia klapy. Wykonano obliczenia dla różnych charakterystyk, aż do uzyskania prawidłowego dopasowania przebiegu ciśnienia z modelu do eksperymentu. Ostatecznie jako prawidłowy przebieg ciśnienia przyjęto przebieg oznaczony linia niebieską na rysunku 5.10.

5.5.4 Weryfikacja modelu

Rysunki 5.11 i 5.12 przedstawiają przebiegi ciśnienia oraz masowego natężenia przepływu za dyszą wtryskową otrzymane z eksperymentu oraz z modelu po procesie kalibracji.



Rys. 5.11. Porównanie przebiegu ciśnienia w przewodzie wtryskowym z badaniami modelowymi.



Rys. 5.12. Porównanie masowego natężenia przepływu w przewodzie wtryskowym otrzymanego z modelu z badaniami modelowymi.

Przebiegi ciśnień przedstawione na rysunku 5.11 różnią się od siebie w przedziale czasowym 1,0-4,5 ms (odpowiadającym okresowi otwierania się wtryskiwacza i stabilizacji przepływu). Jest to najprawdopodobniej wynikiem wprowadzenia charakterystyki otwarcia w postaci funkcji liniowej. W rzeczywistym obiekcie przebieg otwarcia zaworu klapowego jest funkcją sigmoidalną. Zdecydowano się na tego typu uproszczenie ze względów

praktycznych. Pomimo tego uzyskano zadowalające wartości ciśnienia oraz masowego natężenia przepływu (rys 5.11 i 5.12). Podczas otwierania wtryskiwacza widoczne są różnice pomiędzy wynikami eksperymentalnymi a modelowymi, jednak w warunkach ustalonego przepływu przebiegi ciśnienia oraz masowego natężenia przepływu mają bardzo podobny charakter. Ostatecznie różnice pól pod krzywą otrzymaną z eksperymentu oraz z modelu są znikome.

Dopiero tak opracowany model pozwala na analizowanie konstrukcji przy zastosowaniu metody CFD. W przeciwnym razie wielkości ciśnienia czy masowego natężenia przepływu wewnątrz wtryskiwacza byłyby obarczone błędami i nie odpowiadałyby rzeczywistości. Stąd dalsza analiza wyników byłaby błędna i prowadziłaby do fałszywych (niewłaściwych) wniosków.

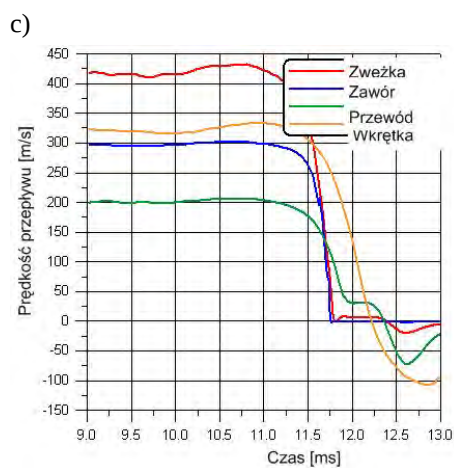
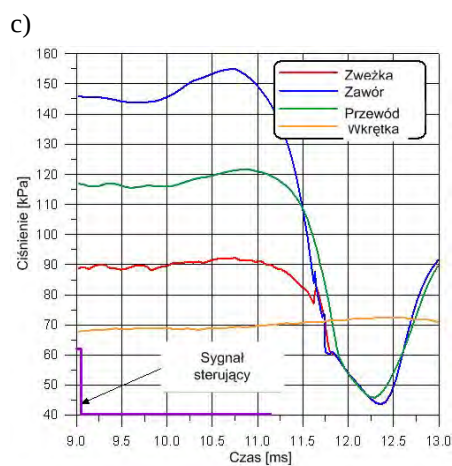
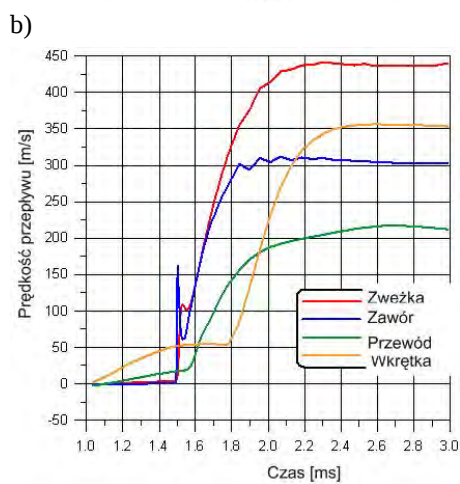
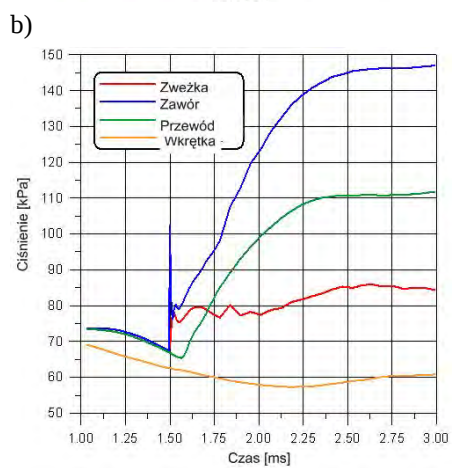
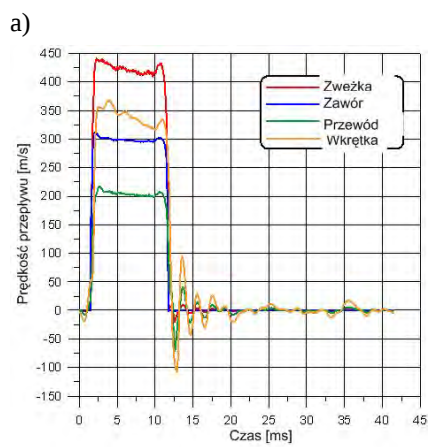
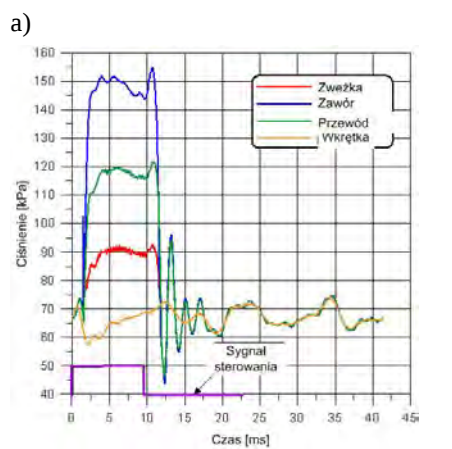
5.6. Wyniki badań i analiza wyników

Na rysunkach 5.13a oraz 5.14a przedstawiono przebiegi ciśnienia oraz prędkości przepływu gazu w analizowanych punktach wtryskiwacza w funkcji czasu. Analizie poddano jeden pełny cykl pracy cylindra. Sygnał wtrysku rozpoczął się w 0 ms (linia fioletowa, rys.5.13a) i trwał do 9,1 ms.

Przebieg ciśnienia zmierzony na wyjściu z wtryskiwacza (linia zielona rys. 5.13a) w okresie jego otwarcia jest zgodny z wynikami badań eksperymentalnych [6]. Wzrost ciśnienia w poszczególnych punktach pomiarowych następuje z pewnym opóźnieniem w stosunku do sygnału otwarcia wtryskiwacza (linia fioletowa, rys. 5.13a) co stanowi opóźnienie otwarcia wtryskiwacza wynoszące w tym przypadku około 1,5 ms.

W celu przeprowadzenia dokładnej analizy procesu otwierania wtryskiwacza zakres czasowy zawężono do przedziału od 1 ms do 3 ms (rys. 5.13b i 5.14b).

Analizując przebieg prędkości wypływu gazu (rysunek 5.14b) można zauważyć zjawisko nieznacznego wypływu paliwa z przewodu gazowego (linia pomarańczowa rysunek 5.14b) przy jeszcze zamkniętym wtryskiwaczu (okres od 1,0 do 1,5 ms) – prędkość przepływu gazu na wylocie z przewodu osiąga około 50m/s. Wynika to z chwilowej różnicy ciśnień w kolektorze dolotowym a przewodem gazowym (oscylacje ciśnienia wynikające z cyklicznego napełniania silnika). Widoczne jest to również, ale w znacznie mniejszym stopniu, w punkcie pomiarowym w przewodzie gazowym (linia zielona rys. 5.14b), gdzie ruch gazu jest dużo wolniejszy – prędkość wynosi około 13 m/s.



Rys. 5.13. Przebiegi ciśnienia
w punktach pomiarowych

Rys. 5.14. Przebiegi prędkości
w punktach pomiarowych

W chwili rzeczywistego otwarcia wtryskiwacza czyli około 1,5 ms można zauważyć, niemal równoczesne rozpoczęcie przepływu gazu przez zawór i przez dyszę. Przebiegi prędkości (rys. 5.14) pod zaworem oraz w dyszy wtryskowej są bardzo podobne do siebie do około 1,7 ms. Po upływie 0,3 ms od rozpoczęcia przepływu (1,8 ms) gaz dociera do końca przewodu wtryskowego.

Po następnych 0,6 ms (2,4 ms od początku sygnału sterującego) następuje stabilizacja przepływu gazu przez układ (rys. 5.13 i 5.14). Widoczne jest to w stabilizacji zarówno ciśnień w poszczególnych punktach pomiarowych jak i prędkości przepływu. Gaz w układzie przepływa z dużymi prędkościami uzyskując 430 m/s w nozzle, 300 m/s w zaworze oraz 210 m/s w punkcie pomiarowym w przewodzie gazowym. Jednocześnie można zauważyć, że w samym przewodzie następuje rozprężenie gazu (spadek ciśnienia między punktem pomiarowym a końcem przewodu) a przez to przyspieszenie gazu, które na końcu przewodu (wejściu do kolektora dolotowego) osiąga wartość 355 m/s.

W okresie od 6 ms do 10 ms, odpowiadającym końcowej fazie stabilnego otwarcia wtryskiwacza, widoczny jest spadek ciśnienia oraz prędkości przepływu wewnątrz wtryskiwacza (linia niebieska rys. 5.13a i 5.14a). Jest to wynikiem spadku ciśnienia na wejściu do wtryskiwacza (rys. 5.13 linia zielona). Prawdopodobnie jest o efektem zbyt małej objętości przewodów doprowadzających gaz do wtryskiwacza lub zjawisk falowych występujących w tym przewodzie w wyniku cyklicznej pracy zaworu bądź też obydwu zjawisk jednocześnie.

Podobnie jak w przypadku otwierania również w trakcie zamykania wtryskiwacza zaobserwowano zwłokę czasową wynoszącą około 2,0 ms. Początek ruchu kłapy zaworu rozpoczyna się po około 1 ms od wyłączenia sygnału sterującego, co widoczne jest w minimum lokalnym ciśnienia pod zaworem (linia niebieska, rys. 5.13c). Zwłoka ta wynika z czasu potrzebnego na rozładowanie energii zgromadzonej w cewce.

Następujący potem wzrost ciśnienia w tym punkcie jest wynikiem ruchu kłapy wtryskiwacza w kierunku zaworu. Maksimum tego wzrostu występuje w zasadzie w chwili zamknięcia zaworu czyli po około 1,7 ms od chwili wyłączenia sygnału sterującego.

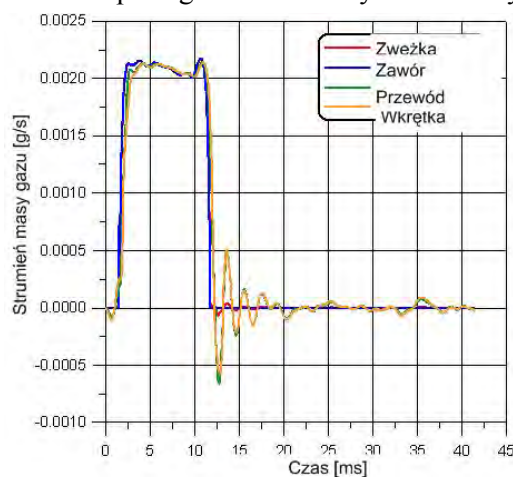
Zaobserwowano także podobny wzrost ciśnienia w przewodzie wtryskowym (linia zielona, rys. 5.13c). Prawdopodobną przyczyną tego wzrostu jest

oddziaływanie zmian ciśnienia na zaworze (linia niebieska rys. 5.13c), przenoszone poprzez dyszę (linia czerwona rys. 5.13c i 5.14c).

Analizując prędkości przepływu podczas otwierania i zamykania wtryskiwacza (rysunki 5.14b i 5.14c) widoczne jest, że dysza wtryskowa jest cały czas elementem determinującym wielkość przepływu. Zarówno przy otwieraniu jak i zamykaniu zaworu prędkość w dyszy (linia czerwona) jest zawsze największa. Zjawisko to wynika z konstrukcji wtryskiwacza – wielkości kanałów w układzie: zawór, objętość pod zaworem i dysza.

Przez około 0,5 ms po zamknięciu zaworu występuje wypływ gazu z przewodu wtryskowego do kolektora dolotowego. Ze względu na zjawiska dynamiczne przepływu gazu zakończenie wtrysku generuje w przewodzie wtryskowym pulsację. Widoczne jest to w przepływach zwrotnych (ujemna prędkość wypływu linia pomarańczowa, rys. 5.14a). na wyjściu z przewodu. W badanym przypadku pulsacja obejmuje trzy cykle o zmniejszającej się amplitudzie. Wpływa to w znaczny sposób na zmiany ciśnienia wewnątrz przewodu wtryskowego (rys. 5.13a, linia zielona, czas 12÷20).

Wyżej wymienione zjawiska można zauważyć także na masowym natężeniu przepływu (rys. 5.15). Szczególnie widoczne są tu przepływy zwrotne po zamknięciu wtryskiwacza gasnące przez około 6 ms. Średni strumień przepływu przez ten układ w okresie pełnego otwarcia wtryskiwacza wynosi około 2,1 g/s.



Rys. 5.15. Masowe natężenie przepływu

Na rysunku 5.16 przedstawiono rozkłady ciśnienia i prędkości przepływu w przekroju A-A wtryskiwacza. Można zauważyć, że podczas procesu otwierania

obszar maksymalnej prędkości przepływu przemieszcza się od zaworu (czas 1,8 ms) do dyszy (czas 2,0 ms). Następnie utrzymuje się w niej przez cały pozostały czas otwarcia zaworu. Dysza zatem stanowi główny element determinujący przepływ.

Na początku wtrysku ciśnienie w całej objętości wtryskiwacza jest jednakowe. Po otwarciu zaworu spada ono jedynie lokalnie w obszarze samego zaworu. Po czasie 0,3 ms od chwili początku ruchu zaworu (czas 1,8 ms) ciśnienie bezpośrednio pod zaworem spada o prawie 0,1MPa powodując, że gaz w tym obszarze przyspiesza do ponad 270 m/s. Tworzy się tutaj strumień przepływu o średnicy znacznie mniejszej niż średnica przewodu pod zaworem, widoczny na rysunku w postaci „łeski” lokalnego zwiększenia prędkości przepływu. Maksymalna prędkość w tym rejonie dochodzi do 370 m/s. W miarę otwierania zaworu obszar przepływu rozszerza się, obejmując cały kanał pod zaworem, co powoduje spadek prędkości przepływu do poziomu około 280 m/s w czasie 2,4 ms od początku sygnału sterującego. Przepływ w tym rejonie ustala się stosunkowo szybko, gdyż już po około 0,5 ms (czas 2,0 ms) zarówno ciśnienie jak i prędkość przepływu są już stabilne. Oznacza to, że w tym czasie następuje ustabilizowanie przepływu w całym wtryskiwaczu.

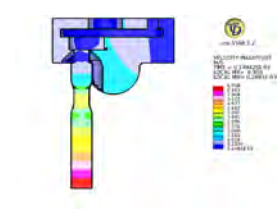
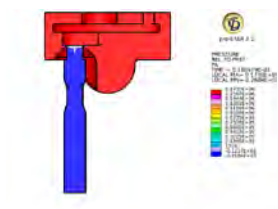
Można także zauważyć, że 0,3 ms po otwarciu zaworu (1,8 ms) pojawia się zjawisko dyszy – w obrębie dyszy występuje niższe ciśnienie niż w otaczających je punktach. Ciśnienie to spada nawet poniżej ciśnienia otoczenia. Występuje tu największa prędkość przepływu w całym układzie wynosząca do 426 m/s w przypadku stanu ustalonego przepływu.

Analizując rozkład prędkości przepływu i ciśnienia w przekroju poprzecznym wtryskiwacza (rys. 5.17, rys. 5.18) można zauważyć, że gaz przepływa głównie w obszarze pomiędzy wejściem gazu a otoczeniem zaworu. Na wejściu do wtryskiwacza występuje znaczna prędkość przepływu gazu wynosząca około 22÷25 m/s, która następnie zmienia się w obrębie zaworu od około 17 do 40 m/s. W wyniku przesunięcia osiowego zaworu względem osi dolotu gazu tworzy się charakterystyczny wir. Nie jest on jednorodny, gdyż największa prędkość i najniższe ciśnienie występuje najbliżej osi otworu zasilającego (punkt A). Najwyższe ciśnienie i najmniejsza prędkość występuje w punkcie B. Należy jednak zaznaczyć, że różnice ciśnień wewnątrz wtryskiwacza są nieznaczne i nie przekraczają 2 kPa.

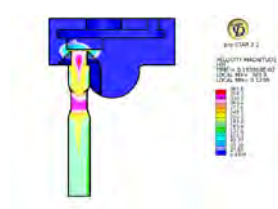
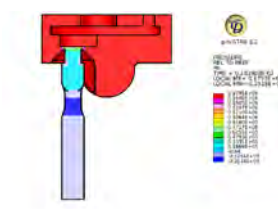
Ciśnienie statyczne

Prędkość przepływu

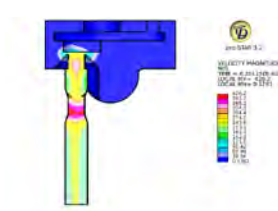
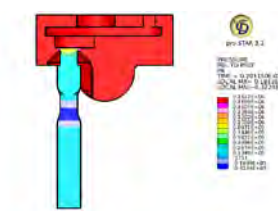
1,6 ms



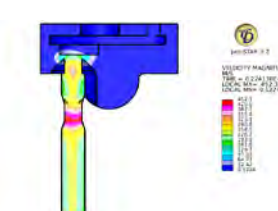
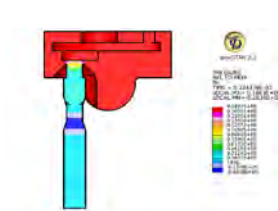
1,8 ms



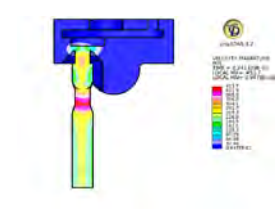
2,0 ms



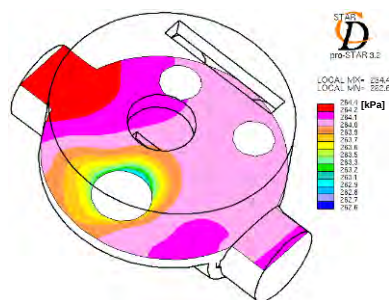
2,2 ms



2,4 ms

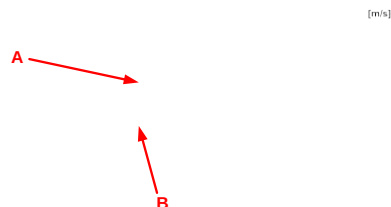


Rys. 5.16. Rozkład ciśnienia statycznego oraz prędkości



Rys. 5.17. Rozkład ciśnienia w przekroju poprzecznym wtryskiwacza

Zaobserwowano również kilka stref „martwych” gdzie występuje najwyższe ciśnienie oraz prawie zerowa prędkość przepływu. Obszary te nie są jednak w pobliżu zaworu zatem nie wpływają na przebieg procesu wtrysku.



Rys. 5.18. Rozkład prędkości w przekroju poprzecznym wtryskiwacza

5.7 Podsumowanie

W wyniku zastosowania metody CFD możliwe jest przeprowadzenie szerszej analizy procesu wtrysku gazu. W porównaniu z badaniami eksperymentalnymi, metoda ta nie wymaga modyfikacji geometrii wtryskiwacza koniecznej przy stosowaniu czujników pomiarowych (brak dodatkowych zaburzeń przepływu). Dlatego też umożliwia analizę rzeczywistego przepływu przez element a nie przez układ zniekształcony dodatkowymi objętościami i kanałami.

Wymaga to jednak przeprowadzenia dokładnej kalibracji modelu. W przypadku opisanym w artykule konieczne było uwzględnienie zmienności ciśnienia na wejściu i wyjściu wtryskiwacza, odpowiedniej kalibracji czasów opóźnienia otwierania i zamykania zaworu klapowego wtryskiwacza, nachylenia prostych otwierania i zamykania zaworu klapowego oraz oporów przepływu w dyszy i w przewodzie wtryskowym. Dopiero tak opracowany model stanowi znakomite narzędzie do analizy wtryskiwacza pod kątem optymalizacji jego konstrukcji. Dowodem na to jest duża zgodność uzyskanych wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych.

Obszarami istotnymi dla parametrów użytecznych wtryskiwacza są: obszar pod zaworem klapowym oraz dysza wtryskowa. Obszar pierwszy determinuje przepływ przy mniejszych prędkościach przepływu, czyli w stanach nieustalonych, natomiast drugi przy większych, czyli w stanach ustalonych.

Analiza wyników wykazała, że przestrzeń nad zaworem klapowym wewnątrz wtryskiwacza jest odpowiednio zaprojektowana. Świadczy o tym nieznaczny spadek ciśnienia pomiędzy wlotem gazu a obszarem wokół zaworu wtryskiwacza, oraz szybkie ustabilizowanie przepływu po otwarciu wtryskiwacza.

Występowanie maksymalnej prędkości wewnątrz dyszy wtryskowej oznacza, że regulacja wydatku wtryskiwacza odbywa się jedynie poprzez zmianę średnicy dyszy wtryskowej, a przekrój ten determinuje nachylenie charakterystyki wydatku wtryskiwacza.

Zastosowanie przewodu wtryskowego wiąże się z występowaniem opóźnienia początku wypływu gazu do kolektora dolotowego względem początku otwarcia wtryskiwacza, oraz wydłużeniem okresu wypływania.

LITERATURA

1. „Regulamin nr 83 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ) — Jednolite przepisy dotyczące homologacji pojazdów w zakresie emisji zanieczyszczeń w zależności od paliwa zasilającego silnik” Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej L (legislacja) nr. 119 z 6.5.2008, str. 1—181
2. Małek A, Wendeker M., Czarnigowski J., Grabowski Ł., Jakliński P., Barański G., Sochaczewski R., Podleśny M.: „*Stanowisko do badań prehomologacyjnych dla pojazdów wyposażonych w układ sekwencyjnego wtrysku gazu LPG*”, PTNSS CONGRESS-2007 P07-C148, Silniki Spalinowe PTNSS-2007-SC2.
3. „*STAR-CD Manuals*” (2004) Ver.3.24 Computational Dynamics Ltd..
4. Boyan X, Furuyama M.: „*Jet characteristics of CNG injector with MPI system*”, JSAE Review 19 (1998) 229D234.
5. Alajbegovic A., Meister G., Greif D., Basara B.: „*Three phase cavitating flows in high-pressure swirl injectors*”, Experimental Thermal and Fluid Science 26 (2002) 677–68.
6. Moon S., Bae C, Choi J, Abo-Serie E.: „*The influence of airflow on fuel spray characteristics from a slit injector*”, Fuel 86 (2007) 400–409.
7. Hountalas D. T. Kouremenos A. D.: „*Development of fast and simple simulation model for the fuel injection system of diesel engines*”, Advances in Engineering Software vol. 26, No. 1, pp.13-28, 1998.
8. Hu Q., Wu S. F., Stottler S., Raghupathi R.: „*Modelling of dynamic responses of an automotive fuel rail system, part I: injector*”, Journal of Sound and Vibration (2001) 245(5), 801-814.
9. Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J., Rola M., Grabowski Ł., Pietrykowski K.: „*CFD model of fuel rail for LPG systems*”, SAE Technical Paper 2007-01-2053.
10. www.planijet.pl
11. Gutenbaum. J.: „*Modelowanie matematyczne systemów*”, Polska Akademia Nauk, Instytut Badań Naukowych, Warszawa 2003.
12. Jakliński P.: „*Badania wpływu parametrów sekwencyjnego wtrysku gazu propan – butan na pracę silnika o zapłonie iskrowym*”, Rozprawa doktorska, Lublin, 2005.

6. ANALIZA WARTOŚCI WYBRANYCH DYSKRYMINANT DIAGNOSTYCZNYCH W KONTEKŚCIE ICH ZASTOSOWANIA DO OCENY STANU TECHNICZNEGO PRZEKŁADNI GŁÓWNEJ ŚMIGŁOWCA PZL-SW4

6.1 Wprowadzenie

Systemy oceny rzeczywistego stanu technicznego przekładni z użyciem metod wibroakustycznych są od szeregu lat badane i wdrażane w praktyce produkcyjnej i eksploatacyjnej maszyn, pojazdów a także obiektów latających. W warunkach eksploatacyjnych śmigłowca, z punktu widzenia prowadzonej diagnostyki, bardzo przydatne jest stosowanie jak najprostszych miar zjawisk drganiowych, które są łatwe do wyznaczenia oraz pozwalają wstępnie ocenić rodzaj powstającego uszkodzenia a co szczególnie ważne stopień zagrożenia bezpieczeństwa latających załóg. W przekładni głównej śmigłowca aktualnie ciągłemu monitorowaniu podlega wartość ciśnienia i temperatury oleju, poziom oleju, ilość produktów zużycia zawarta w oleju, prędkość obrotowa wału wejściowego. Globalna ocena stanu przekładni dokonywana jest okresowo według zatwierdzonego resursu godzinowego. Szczególnie ciężkie warunki eksploatacji śmigłowca np. w taksówkach powietrznych wykonujących duże ilości startów i lądowań, powodują znaczące skrócenie dopuszczalnego czasu jego eksploatacji. Na odwrót, lekkie warunki pozwalają znacząco zwiększyć okresy eksploatacji, niż to wynika z resursu. Zwiększenie czasu operacyjnego śmigłowca można uzyskać pod warunkiem stosowania ciągłego monitorowania stanu jego podzespołów, oraz prognozowaniu tego stanu na kolejny okres czasu bezpiecznej eksploatacji.

Systemy monitorowania i diagnozowania stanu przekładni wyposażone są w sensory pomiarowe zainstalowane w punktach zbierania informacji znajdujących

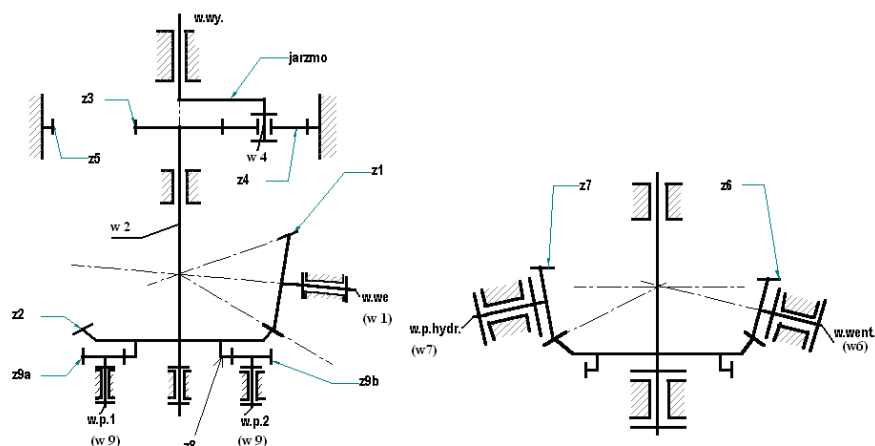
się w badanym obiekcie lub na badanym obiekcie. Jako sensory informacji diagnostycznych stosowane są czujniki prędkości obrotowych wirujących elementów, czujniki temperatury ale przede wszystkim czujniki drgań. Drgania korpusów przekładni, a w szczególności wartości i zmiany wartości amplitud przyspieszeń drgań i prędkości drgań a także zmiany częstotliwości bądź przesunięcia fazowe niosą istotne informacje diagnostyczne charakteryzujące stan techniczny badanych obiektów. Podstawą prawidłowego funkcjonowania systemu monitorującego pracę przekładni lub diagnozującego badaną przekładnię jest dobór odpowiednich miar, które przy wykorzystaniu zmierzonych parametrów drgań w sposób jednoznaczny opisują stan techniczny przekładni.

W opracowaniu niniejszym przedstawiono wyniki badań zmierzających do kreślenia „obrazu wibroakustycznego” przekładni zabudowanej na śmigłowcu PZL-SW-4 oraz analizę wartości wybranych dyskryminant diagnostycznych i zakresu ich zmienności w różnych warunkach lotu śmigłowca. Wartości dyskryminant obliczone na podstawie przeprowadzonych pomiarów poddano konfrontacji z doniesieniami literaturowymi sprawdzając ich przydatność w zastosowaniu do oceny stanu technicznego przekładni głównej śmigłowca PZL-SW4.

6.2 Obiekt badań i profil lotu podczas badań

Obiektem badań jest przekładnia główna śmigłowca PZL-SW4, nazywana w skrócie PG-4 o całkowitym przełożeniu równym 13,77. Nominalna prędkość obrotowa wału wejściowego $n_1=6016$ obr/min. Moc maksymalna ciągła wynosi 308kW, przy wartości momentu wejściowego $M_1=490$ Nm. Moc startowa wynosi 359kW przy wartości moment $M_1=570$ Nm.

Schemat przekładni przedstawiono na rysunku 6.1. Główny strumień mocy przepływa od silnika poprzez przekładnię stożkową o zębach kołowo łukowych i przełożeniu równym 2,7 do przekładni planetarnej o przełożeniu 5,1. Jarzmo przekładni planetarnej obciążone jest wirnikiem z łopatom śmigłowca. Przekładnia planetarna posiada 4 satelity. Ponadto z koła stożkowego pierwszego stopnia przekładni pobierany jest napęd wentylatora o mocy 7,5kW, napęd pompy hydraulicznej o mocy 3kW i napędy dwóch pomp olejowych o mocy około 0,5kW.



Rys. 6.1 Schemat kinematyczny przekładni PG-4

Na rysunku 6.1 oznaczono:

- w. we.** - wał wejściowy (napędowy),
- w. wy.** - wał wyjściowy,
- w. went.** - wał wentylatora,
- w. p. hydr.** - wał pompy hydraulicznej,
- w.p.1, w.p.2** - wały pomp oleju nr 1 i nr 2.
- z1 do z9b** – numery kół zębatach.

Liczby zębów, częstotliwości obrotowe i częstotliwości zazębnień kół zębatach zastosowanych w przekładni PG-4 zestawiono w tablicy 6.1. Występuje szeroki zakres charakterystycznych częstotliwości, od 7,288Hz – częstotliwość obrotowa jarzma, do 2306,1331Hz – częstotliwości zazębnień kół: 1, 2, 6 i 7 . Ponadto wystąpią jeszcze częstotliwości charakterystyczne dla uszkodzeń elementów łożysk przekładni. Sytuacja taka wymusza długie czasy rejestracji danych pomiarowych i jednocześnie duże częstotliwości próbkowania podczas prowadzonych pomiarów.

Warunkiem koniecznym, w celu osiągnięcia przydatnych praktycznie wyników pomiarów, jest prawidłowe mocowanie czujnika na korpusie przekładni w wytypowanym miejscu posadowienia. Najkorzystniejsze jest takie usytuowanie czujników, przy którym ich osie pomiarowe pokrywają się z liniami działania

wektorów sił wypadkowych reakcji łożysk. W przekładni obiegowej postulat ten nie może być w pełni spełniony. Niemożliwa jest też ingerencja mechaniczna w

Tablica 6.1. Liczby zębów, częstotliwości obrotowe i częstotliwości zazębień kół zębatych w przekładni PG-4

Nr koła zębatego	Liczba zębów	Prędkość obrotowa [obr/min]	Częstotliwość obrotowa $f_o(k)$ [Hz]	Częstotliwość zazębień $f_z(k)$ [Hz]
1	23	6016	100,267	2306,1331
2	62	2231,7419	37,1957	2306,1332
3	29	2231,7419	37,1957	1078,6753
4	43	752,56411	12,54	539,34
5	119	0	0	0
6	17	8139,3	135,65	2306,1331
7	23	6016	100,267	2306,1331
8	47	2231,7419	37,1957	1748,1979
9	27	3884,8837	64,75	1748,1976
jarzmo		437,3	7,288	

korpus przekładni polegająca na przykład na wykonaniu otworu służącego do mocowania czujnika. Wytypowane miejsca posadowienia czujników drgań na korpusie przekładni, w których jest możliwe ich zamontowanie, pokazano na rysunku 6.2.

Do rejestracji drgań użyto trójkierunkowe czujniki drgań o osiach ortogonalnych, na rysunku 6.2 oznaczono je dużymi literami: A, B, C, D.

Kierunki lokalnych układów współrzędnych czujników drgań X,Y,Z (poza czujnikiem C) są zgodne z kierunkami osi układu współrzędnych związanych z przekładnią PG-4:

Oś X-oś w pł. symetrii śmigłowca prostopadła do osi wału WN (+ do przodu),

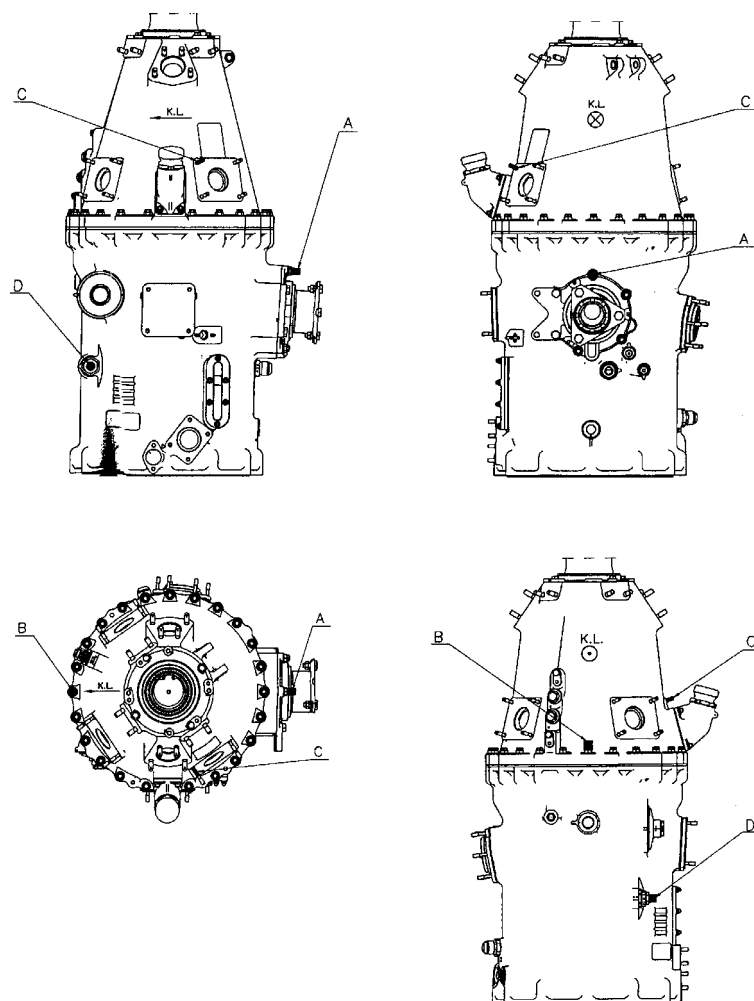
Oś Y-zgodna z osią wału WN (+ do góry),

Oś Z-prostopadła do płaszczyzny X-Y (+ w prawo),

Płaszczyzna mocowania czujnika C wraz z osiami X, Y, Z została wymuszona usytuowaniem wspornika mocowania zabudowanego na przewidzianym do tego celu sworzniu.

Program lotu został tak zaprojektowany, aby zakresy obciążeń przekładni były zbliżone do obciążeń występujących podczas stanowiskowych prób przydatności

przekładni a jednocześnie, aby badania nie generowały nieuzasadnionych dodatkowych kosztów.



Rys. 6.2. Wytypowane miejsca mocowania czujników drgań na korpusie przekładni PG-4

W Tablicy 6.2. zestawiono profil lotu realizowanego podczas badań. Pomiary drgań były wykonywane w stałych odcinkach czasu z częstotliwością próbkowania 26kHz. Czas trwania zapisu danego stanu wynosił ok. 5s. Stany nieustalone zapisywano w całości.

W stanach pomiarowych utrzymywano zadaną prędkość obrotową wirnika w/g wskaźnika pokładowego śmigłowca SW-4. Prędkość lotu śmigłowca podczas przemieszczeń przy ziemi była określana przy wykorzystaniu GPS z uwzględnieniem prędkości wiatru.

Podczas badań nie stwierdzono wystąpienia nietypowych zdarzeń lotniczych związanych z eksploatacją śmigłowca, jak również przekroczenia ograniczeń lotnych zawartych w IUL.

Tablica 6.2. Profil lotu podczas badań eksploatacyjnych przekładni głównej PG-

Lp.	Stan lotu	Uwagi
1	2	3
1.	MGZ	$H_z = 1 \text{ m}$ $H=300 \div 500\text{m}$ $H=500\text{m}$
2.	Zawis	
3.	Wznoszenie na mocy startowej N_{start} , $V_{\text{IAS}} = 120\text{km/h}$	
4.	Przejście ze wznosz. do lotu poziomego $V_{\text{IAS}} = 120\text{km/h}$	
5.	Lot poziomy z prędkością $V_{\text{IAS}} = 120\text{km/h}$	
6.	Przejście z lotu poziomego do opadania $V_{\text{IAS}} = 120\text{km/h}$	
7.	Opadanie silnikowe $w = -3 \text{ m/s}$ $V_{\text{IAS}} = 120\text{km/h}$	$H=500 \div 300\text{m}$

W tablicy 6.2 zastosowano oznaczenia:

MGZ – śmigłowiec stoi na płycie lotniska, prędkość obrotowa wynosi 50% wartości nominalnej,

V_{IAS} - prędkość lotu przyrządowa.

6.3 Zastosowane dyskryminanty diagnostyczne i algorytm obliczania ich wartości

Dla sygnałów drganiowych zarejestrowanych podczas wszystkich manewrów próby obliczone zostały wartości dwudziestu wytypowanych wskaźników diagnostycznych. Zastosowano proste miary punktowe wymiarowe i

bezwymiarowe jak też dyskryminanty bezwymiarowe oparte o momenty wyższych rzędów.

Zależności matematyczne którymi posłużono się przy obliczaniu wartości dyskryminant wymiarowych i bezwymiarowych zestawiono poniżej.

Dyskryminanty punktowe wymiarowe:

Przyjęto oznaczenia:

x_i – sygnał dyskretny,

f – częstotliwość próbkowania,

N – liczba próbek

Średnia amplituda przyspieszeń:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i$$

Średnia wartość modułu przyspieszeń

$$|\bar{x}| = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |x_i|$$

Wartość skuteczna RMS

$$u_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2}$$

Wartość szczytowa

$$u_{zp} = \max_{i=1, \dots, N} |x_i|$$

Średnia wartość szczytowa

Niech

$$U = \{x_i : x_{i-1} < x_i \wedge x_{i+1} < x_i, i = 2, \dots, N-1\},$$

wtedy

$$u_{mzp} = \frac{1}{N_U} \sum_{j=1}^{N_U} u_j, \text{ gdzie } N_U = \overline{\overline{U}}, u_j \in U, j = 1, \dots, N_U$$

Wartość międzyszczytowa

$$u_{pp} = \max_{i=1, \dots, N} (x_i) - \min_{i=1, \dots, N} (x_i)$$

Energia sygnału dyskretnego:

$$E_x = \frac{1}{Nf} \sum_{i=1}^N x_i^2$$

Moc sygnału

$$P_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2$$

Odchylenie standardowe przyspieszeń

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}$$

Dyskryminanty bezwymiarowe – ilorazy miar punktowych:

Współczynnik szczytu

$$C = \frac{u_{zp}}{u_{rms}}$$

Współczynnik asymetrii

$$A = \frac{1}{N\sigma^3} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^3$$

Kurtoza

$$K = \frac{N \sum_{i=1}^N \left(x_i - \bar{x} \right)^4}{\left[\sum_{i=1}^N \left(x_i - \bar{x} \right)^2 \right]^2}$$

Wartości dyskryminant bezwymiarowych opartych o momenty wyższych rzędów wyznaczano korzystając z formuł zawartych w tablicy 6.2. W tablicy tej zestawiono też wartości nominalne i wartości groźne dla przekładni obliczanych dyskryminant. Podano też rodzaje uszkodzeń, na które dana dyskryminanta jest szczególnie wrażliwa oraz jakiej filtracji powinien być poddany sygnał przed wyznaczeniem wartości dyskryminanty.

Wartości dyskryminant bezwymiarowych opartych o momenty wyższych rzędów dla sygnałów różnicowych poddanych filtracji grzebieniowej obliczano według formuł zawartych w tablicy 6.4.

W procedurze wykonywania filtracji sygnał podlega transformacji Fouriera po czym z widma sygnału usuwane są elementy o częstotliwościach zdefiniowanych przez filtr, któremu poddawany jest sygnał, a następnie przefiltrowane widmo poddawane jest odwrotnej transformacji Fouriera w wyniku czego otrzymuje się przefiltrowany przebieg sygnałów.

Podczas wykonywania obliczeń wartości dyskryminant diagnostycznych korzystano z filtru różnicowego, resztkowego oraz grzebieniowego, ich definicje są następujące:

Filtr różnicowy nie przenosi (wycina) częstotliwości zazębienia oraz harmonicznym częstotliwości zazębienia i nie przenosi też wstęp bocznych stowarzyszonych z częstotliwościami zazębienia i ich harmonicznymi oraz filtr ten nie przenosi częstotliwości obrotowych zębniaka i koła przekładni. Wstęgi boczne związane są z częstotliwościami obrotowymi kół zębatych mogą obejmować jedną lub więcej harmonicznym tych częstotliwości.

Filtr resztkowy nie przenosi (wycina) częstotliwości zazębienia oraz harmonicznym częstotliwości zazębienia i nie przenosi też częstotliwości obrotowych zębniaka i koła przekładni.

Tablica 6.3. Wartości dyskryminant bezwymiarowych opartych o momenty wyższych rzędów

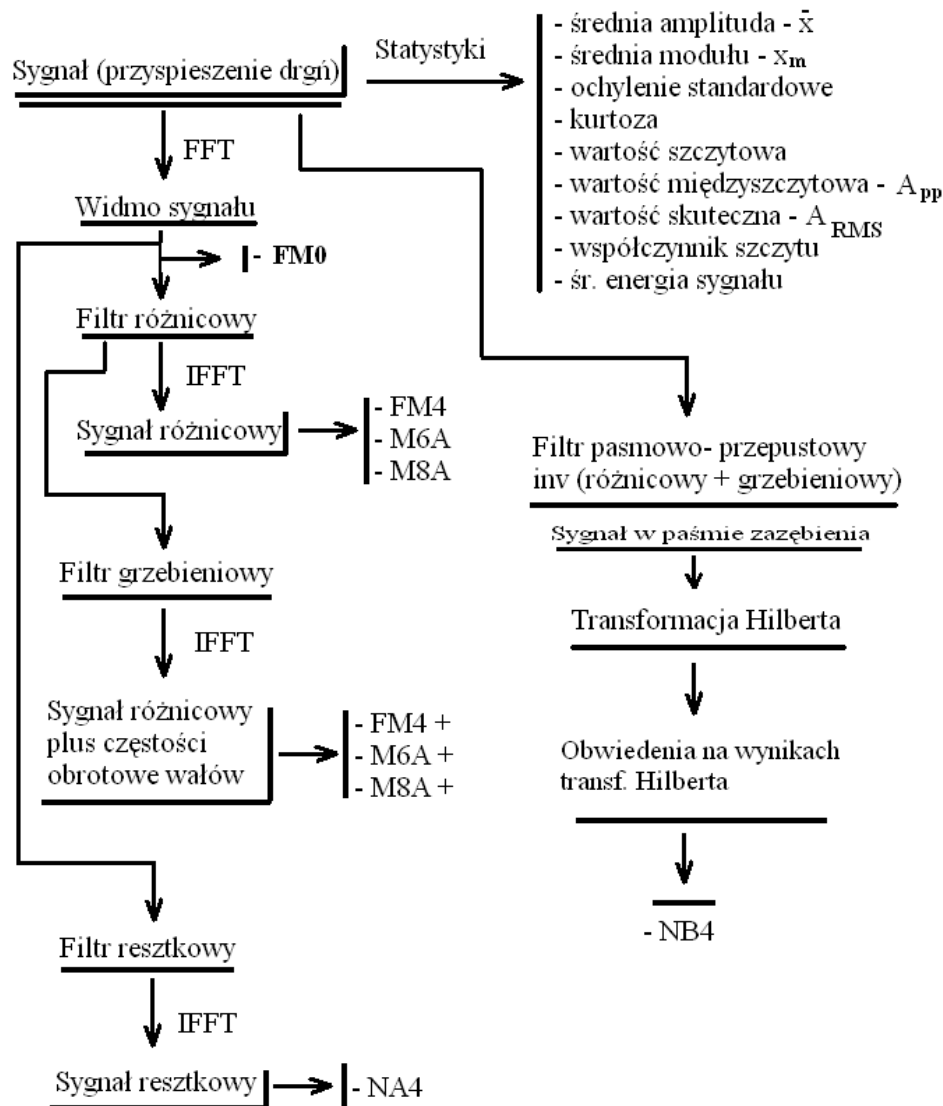
Miar a	Formuła	Wartość nominalna	Wartość groźna	Detekcja uszkodzeń	Filtr
FM0	$\frac{A_{pp}}{\sum_{k=1}^n A_k}$ A_{pp} – maksimum pik to pik amplitudy (amplituda międzyszczytowa) A_k – amplituda k –tej harmonicznej zazębienia.	2.8	>7	globalna ocena stanu	brak
FM4	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^2 \right]^2}$ d_i – sygnał różnicowy, $\bar{d}$ - wartość średnia sygnału	3	>7	lokalne uszkodzeni e (koła zębate)	różnicowy
NA4	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(r_i - \bar{r} \right)^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(r_i - \bar{r} \right)^2 \right]^2}$ r_i – sygnał resztkowy $\bar{r}$ - wartość średnia sygnału	3	>7	lokalne uszkodzeni e (koła zębate), pitting	resztkowy

NA4 M	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(r_i - \bar{r} \right)}{\left[\frac{1}{M} \sum_{m=1}^M \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(r_{i,m} - \bar{r}_{i,m} \right)^2 \right]^3}$	3	>7	lokalne uszkodzenia (koła zębate)	resztkowy
M6A	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^6}{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^2 \right]^3}$	15	>45	zużycie pow. roboczych zębów	różnicowy
M8A	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^8}{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^2 \right]^4}$	105	>300	zużycie pow. roboczych zębów	różnicowy
NB4	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(s_i - \bar{s} \right)}{\left[\frac{1}{M} \sum_{m=1}^M \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(s_{i,m} - \bar{s}_{i,m} \right)^2 \right]^3}$ s_i – obwódni sygnału odfiltrowanego	3	>7	zlokalizowane uszkodzenia	Pasma przepustowy inv(różnicowy + grzebieniowy)

Tablica 6.4. Wartości dyskryminant bezwymiarowych opartych o momenty wyższych rzędów dla sygnałów różnicowych poddanych filtracji grzebieniowej

Miara	Formuła	Filtr
FM4+	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^2 \right]^2}$ d_i – sygnał po filtracji $\bar{d}$ - wartość średnia sygnału	Różnicowy + grzebieniowy. (sygnał różnicowy plus częstości obrotowe wałów)
M6A+	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^6}{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^2 \right]^3}$	Różnicowy + grzebieniowy. (sygnał różnicowy plus częstości obrotowe wałów)
M8A+	$\frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^8}{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(d_i - \bar{d} \right)^2 \right]^4}$	Różnicowy + grzebieniowy. (sygnał różnicowy plus częstości obrotowe wałów)

Filtr grzebieniowy przenosi tylko częstotliwości obrotowe kół poddanych analizie ze względu na uszkodzenie oraz harmoniczne tych częstotliwości.



Rys. 6.3. Algorytm wyznaczania dyskryminant diagnostycznych

Niektóre procedury posiadają w stosunku do filtrów: różnicowego (diff), resztkowego (res) i grzebieniowego (diffp) możliwość wyznaczenia inwersji wyniku działania tych filtrów, np. inv(różnicowy + grzebieniowy).

Algorytm obliczania wartości dyskryminant diagnostycznych przedstawiono na rysunku 6.3.

6.4 Przykładowe wyniki obliczeń i analiz wartości obliczonych dyskryminant

Wszystkie sygnały drganiowe zarejestrowane na przykładni podczas wykonywania przez śmigłowiec zadanych manewrów poddano analizie w funkcji czasu oraz w funkcji częstotliwości.

Na rysunkach. 6.4 do 6.6 pokazano przykładowe wyniki przebiegów wartości przyspieszenia drgań oraz widma częstotliwościowe sygnałów mierzonych w wybranych kanałach pomiarowych podczas „Biegu jałowego”, „Zawisu” i „Lotu poziomego”. W tablicach 6.5 do 6.7 zestawiono wartości dyskryminant diagnostycznych obliczone na podstawie wyników pomiarów zarejestrowanych przy wymienionych powyżej manewrach lotu.

W pierwszych kolumnach tablic wypisano nazwy dyskryminant lub skrótowe nazwy dyskryminant. Znaczenie zastosowanych skrótów jest następujące:

$x(X)$ -średnia wartość mierzonego sygnału

$xm(X)$ -średnia z modułów

$sd(X)$ - odchylenie standardowe

$zp(X)$ - wartość szczytowa

$pp(X)$ - wartość międzyszczytowa

$C(X)$ - współczynnik szczytu

$rms(X)$ - wartość skuteczna

$mzp(X)$ - średnia wartość szczytowa

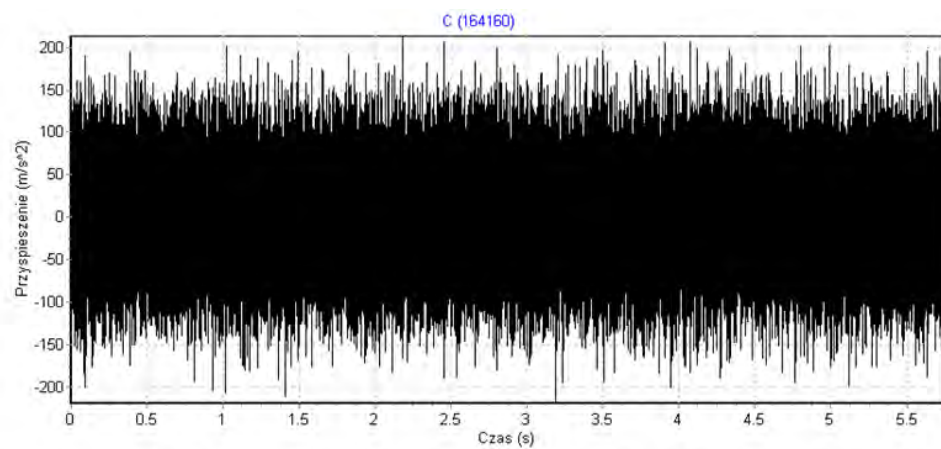
$kurt(X)$ - kurtoza

$E(X)$ - średnia energia sygnału

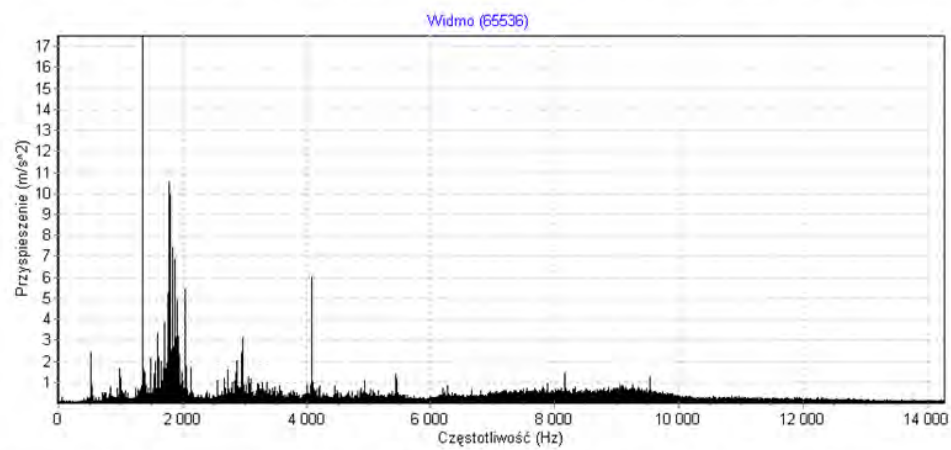
$A(X)$ - współczynnik asymetrii mierzonego sygnału.

W kolejnych kolumnach, opisanych u góry nazwą czujnika i nazwą osi pomiarowej czujnika, podano wartości wskaźników diagnostycznych dla wszystkich kanałów pomiarowych.

W zestawieniach podcieniowano wyniki obliczeń, których wartości przekraczają podawane, dla adekwatnych dyskryminant, w literaturze wartości dopuszczalne.



Przyspieszenia drgań mierzone czujnikiem A w kierunku osi X podczas „Biegu jałowego”

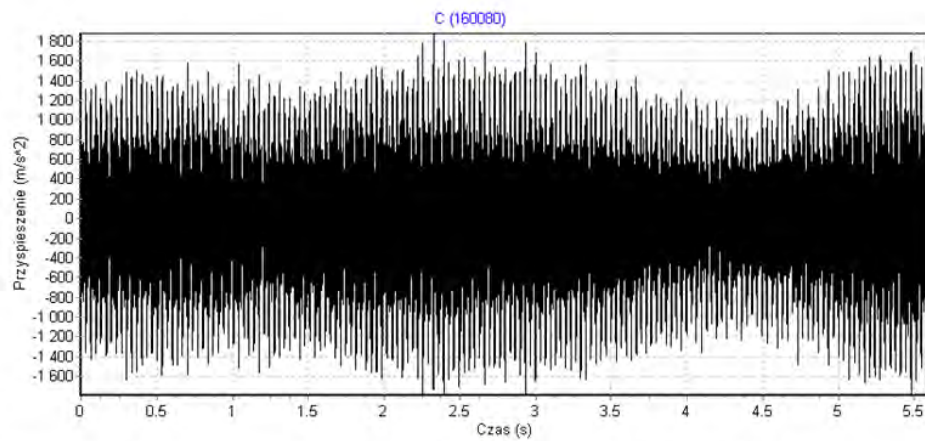


Widmo sygnału mierzonego czujnikiem A w kierunku osi X podczas „Biegu jałowego”

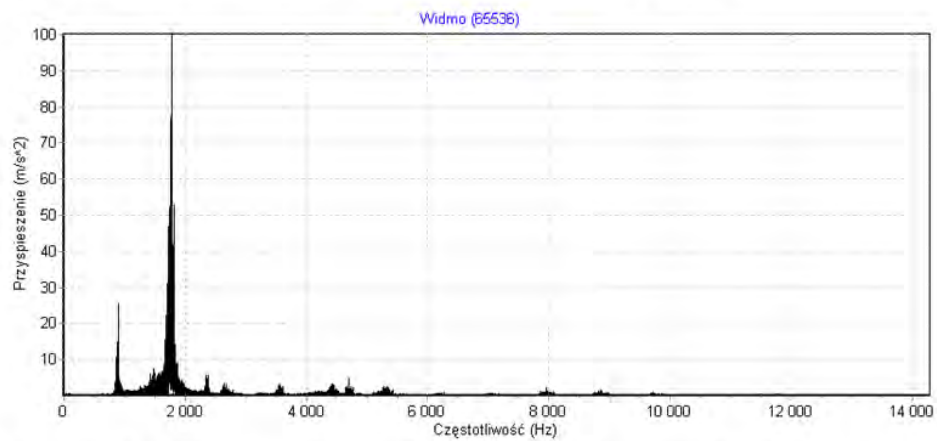
Rys. 6.4. Przyspieszenia drgań oraz widmo sygnały mierzonego czujnikiem A w kierunku osi X podczas „Biegu jałowego”

Tablica 6.5- Wartości wskaźników diagnostycznych sygnałów zarejestrowanych na PG-4 podczas „Biegu jałowego”

bieg jałowy - n=60% (3610 obr/min), Mo=8,2-9,2% (38Nm)												
	Ax	Ay	Az	Bx	By	Bz	Cx	Cy	Cz	Dx	Dy	Dz
x(X)	-0,02	0,12	-0,48	0,12	0,24	-0,24	-0,194	-0,65	0,29	0,024	-0,363	0,424
xm(X)	40,47	51,24	90,16	73,11	32,21	41,49	174,932	36,86	48,45	70,494	74,855	75,071
sd(X)	50,77	64,28	113,41	90,65	41,02	51,64	198,717	46,48	58,55	91,121	95,041	114,756
zp(X)	470,40	471,40	490,20	470,20	471,20	472,20	470,100	471,10	472,10	767,400	732,000	1185,000
pp(X)	689,60	773,60	947,50	855,40	697,70	677,90	933,500	687,80	673,00	1411,500	1440,800	2156,300
C(X)	9,27	7,33	4,32	5,19	11,49	9,14	2,366	10,13	8,06	8,422	7,702	10,326
rms(X)	50,77	64,28	113,41	90,65	41,02	51,64	198,717	46,48	58,55	91,121	95,042	114,757
mzp(X)	63,54	71,84	132,80	101,86	51,94	59,29	276,240	50,96	68,73	111,664	116,148	128,162
kurt(X)	0,04	0,03	0,04	-0,22	0,57	-0,12	-1,243	0,23	-0,55	1,375	0,583	6,790
E(X)	0,09	0,14	0,45	0,29	0,06	0,09	1,382	0,08	0,12	0,291	0,316	0,461
A(X)	0,18	0,05	0,01	0,14	0,09	-0,06	0,143	0,26	0,10	0,287	0,066	1,019
FM0	1,45	1,95	2,29	0,71	0,96	0,62	1,280	1,61	1,15	1,074	0,876	2,246
FM4	3,18	2,82	3,11	3,15	3,77	3,66	17,187	4,43	3,87	4,943	4,888	6,620
M6A	21,89	12,89	15,95	22,84	37,71	154,07	1495,195	724,58	320,41	74,952	70,047	113,699
M8A	565,38	86,54	109,49	799,94	1498,23	39507,60	255446,880	344168,36	111588,02	2264,313	1976,181	3473,575
NA4	3,14	2,99	3,04	2,98	3,71	3,45	5,362	3,43	3,37	4,734	4,347	7,637
NB4	3,02	3,08	3,11	2,95	3,29	2,88	2,765	3,84	2,70	3,526	3,207	6,447
FM4+	3,19	2,82	3,11	3,15	3,78	3,71	21,769	4,68	3,91	4,970	4,915	6,658
M6A+	22,67	12,93	15,94	23,46	39,53	178,53	2167,838	920,01	339,99	76,272	71,487	116,099
M8A+	663,57	88,63	109,44	880,44	1807,17	49198,52	357196,727	477604,19	121349,45	2338,632	2059,103	3594,962



Przyspieszenia drgań mierzone czujnikiem B w kierunku osi X podczas „Zawisu”

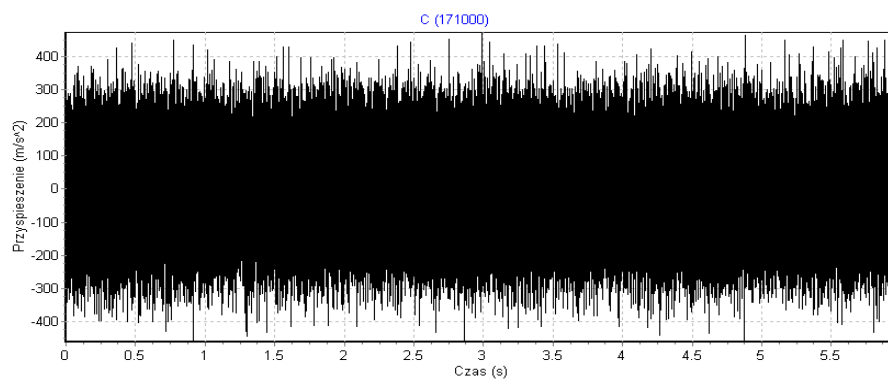


Widmo sygnału mierzonego czujnikiem B w kierunku osi X podczas „Zawisu”

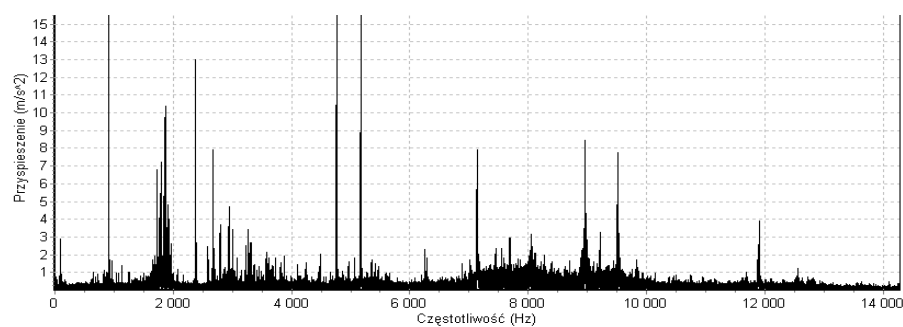
Rys. 6.5. Przyspieszenia drgań oraz widmo sygnały mierzonego czujnikiem B w kierunku osi X podczas „Zawisu”

Zawis - n=103% (6196 obr/min), Mo=70-89% (300-380Nm)												
	Ax_03	Ay_03	Az_03	Bx_03	By_03	Bz_03	Cx_03	Cy_03	Cz_03	Dx_03	Dy_03	Dz_03
x(X)	0,00	0,12	-0,47	0,09	0,27	-0,30	-0,471	-0,61	0,34	-0,006	-0,483	0,327
xm(X)	125,66	152,65	181,89	405,91	162,75	150,45	181,894	61,68	94,53	201,631	151,481	145,002
sd(X)	157,15	188,01	226,24	516,70	204,61	184,12	226,245	76,04	118,00	250,493	189,590	182,065
zp(X)	691,70	727,10	962,80	1879,70	872,40	701,50	962,800	471,10	473,10	1071,400	883,400	971,300
pp(X)	1306,50	1394,40	1893,80	3674,00	1689,90	1394,40	1893,800	764,80	945,20	2054,900	1681,300	1880,300
C(X)	4,40	3,87	4,26	3,64	4,26	3,81	4,256	6,20	4,01	4,277	4,660	5,335
rms(X)	157,15	188,01	226,25	516,70	204,61	184,12	226,245	76,04	118,00	250,493	189,590	182,065
mzp(X)	201,33	212,46	257,61	587,42	249,07	212,83	257,609	85,78	146,82	286,755	218,023	233,758
kurt(X)	-0,06	-0,35	-0,17	0,13	0,03	-0,38	-0,166	-0,33	-0,10	-0,148	-0,039	0,163
E(X)	0,86	1,24	1,79	9,34	1,47	1,19	1,792	0,20	0,49	2,196	1,258	1,160
A(X)	0,21	0,13	-0,04	-0,30	0,38	0,04	-0,035	-0,77	-0,08	0,031	-0,099	0,139
FM0	0,55	0,88	1,20	4,01	1,84	2,22	1,204	1,19	1,19	1,857	1,676	1,570
FM4	2,71	3,19	3,06	2,92	3,13	2,32	3,058	2,49	2,99	2,752	2,924	2,966
M6A	11,37	19,40	17,03	12,59	15,91	7,79	17,031	9,34	14,79	12,098	13,848	15,687
M8A	63,07	211,19	164,83	66,05	108,22	33,29	164,834	46,16	100,96	72,577	89,360	129,085
NA4	2,80	3,20	2,80	2,96	3,13	2,41	2,802	2,54	2,93	2,779	2,958	3,055
NB4	3,11	2,56	2,85	10,26	3,64	3,46	2,854	2,88	3,09	3,576	3,232	3,363
FM4+	2,71	3,19	3,08	2,92	3,12	2,32	3,078	2,50	2,99	2,752	2,924	2,967
M6A+	11,35	19,62	17,38	12,59	15,89	7,79	17,382	9,44	14,81	12,092	13,860	15,713
M8A+	62,92	220,56	168,35	66,07	107,98	33,30	168,353	48,21	101,20	72,477	89,608	129,397

Tablica 6.6- Wartości wskaźników diagnostycznych sygnałów zarejestrowanych na PG-4 podczas „Zawisu”



Przyspieszenia drgań mierzone czujnikiem A w kierunku osi X podczas “Lotu poziomego”



Widmo sygnału mierzonego czujnikiem A w kierunku osi X podczas “Lotu poziomego”

Rys. 6.6. Przyspieszenia drgań oraz widmo sygnały mierzonego czujnikiem A w kierunku osi X podczas „Lotu poziomego”

Tablica 6.7.- Wartości wskaźników diagnostycznych sygnałów zarejestrowanych na PG-4 podczas „Lotu poziomego”

lot poziomy - n=103% (6196 obr/min), Mo=40-53% (170-220Nm)												
	Ax	Ay	Az	Bx	By	Bz	Cx	Cy	Cz	Dx	Dy	Dz
x(X)	0,25	0,09	-0,46	0,09	0,19	-0,34	-0,102	-0,64	0,30	-0,019	-0,467	0,291
xm(X)	91,22	80,60	142,38	146,80	85,94	73,20	36,201	42,38	72,38	116,143	129,000	134,556
sd(X)	114,26	100,35	178,02	182,52	108,47	91,63	45,409	52,88	90,10	146,003	161,001	171,313
zp(X)	471,90	471,40	763,70	805,30	531,70	472,20	470,100	471,10	472,10	680,700	741,800	1136,100
pp(X)	932,80	856,60	1451,70	1504,30	985,30	889,20	663,600	692,70	840,20	1327,200	1468,900	2057,300
C(X)	4,13	4,70	4,29	4,41	4,90	5,15	10,353	8,91	5,24	4,662	4,607	6,632
rms(X)	114,26	100,35	178,02	182,52	108,47	91,63	45,409	52,89	90,10	146,003	161,002	171,314
mzp(X)	149,33	114,54	201,90	204,74	140,06	103,99	51,182	59,09	112,57	175,283	190,345	218,551
kurt(X)	-0,03	-0,14	-0,06	-0,16	0,15	-0,03	0,084	-0,01	-0,15	0,086	-0,074	0,657
E(X)	0,46	0,35	1,11	1,17	0,41	0,29	0,072	0,10	0,28	0,746	0,907	1,027
A(X)	-0,08	-0,04	0,04	-0,34	0,29	-0,08	0,038	0,57	-0,17	-0,078	-0,071	0,041
FM0	0,49	0,81	1,06	0,94	0,67	0,94	1,300	1,16	0,61	0,694	1,289	0,929
FM4	2,86	3,02	3,14	2,97	3,03	2,95	2,979	2,77	2,50	3,259	2,995	3,741
M6A	13,24	15,61	17,45	14,89	15,46	14,23	15,116	12,70	9,48	19,828	15,008	29,507
M8A	83,70	117,41	149,65	112,04	110,84	93,00	122,068	85,69	48,67	190,785	105,417	380,737
NA4	2,91	2,94	2,78	2,96	3,03	2,91	3,025	2,87	2,65	3,129	2,893	3,685
NB4	3,04	2,82	3,01	2,98	3,96	3,11	3,310	3,27	2,90	3,065	3,064	3,071
FM4+	2,87	3,03	3,15	3,00	3,03	2,95	2,989	2,77	2,50	3,271	2,997	3,743
M6A+	13,29	15,66	17,90	15,23	15,48	14,14	15,284	12,88	9,51	20,062	15,042	29,424
M8A+	84,59	117,88	163,88	114,13	111,42	91,74	127,877	94,01	49,91	195,313	105,886	376,067

6.5 Uwagi końcowe:

Nierozpoznana jest dotychczas w pełni przydatność wielu miar do diagnozowania stanu przekładni pracujących na śmigłowcach. Do analiz zastosowano zatem 20 dyskryminant diagnostycznych. Są to miary punktowe wymiarowe, bezwymiarowe jak i dyskryminanty bezwymiarowe oparte o momenty matematyczne wyższych rzędów. Badania stanowiskowe przekładni głównej, przeprowadzone wcześniej, potwierdziły, że nie są one silnie zależne tak od parametrów pracy układu olejowego jak i obciążenia przekładni.

Podczas badań przekładni zamontowanej na śmigłowcu wartości niektórych wskaźników diagnostycznych, obliczanych w oparciu o momenty matematyczne wyższych rzędów, zostały bardzo mocno przekroczone w stosunku do ich wartości granicznych. Przekroczenia te są największe, gdy silnik pracuje na „Biegu luzem” z prędkością 50% prędkości znamionowej a śmigłowiec utrzymuje kontakt z podłożem startowym. W widmach amplitudowo-częstotliwościowych występują wówczas składowe w paśmie nawet powyżej 12kHz. Podejrzewać można zatem, że sztywności i masy układów mocowania przekładni głównej śmigłowca nie są dobrane optymalnie i zmiana ich cech konstrukcyjnych mogłaby przyczynić się do obniżenia poziomu drgań przekładni podczas pracy.

W warunkach pracy przekładni na śmigłowcu, przy dużej dynamice obciążenia, konieczne jest stosowanie miar diagnostycznych cechujących się małą wrażliwością na zmiany warunków pracy przekładni.

Ciągły charakter monitoringu obiektu wymusza, aby algorytmy analiz sygnałów charakteryzowały się krótkim czasem obliczeń.

Niezależnie od lokalizacji czujników na przekładni oraz orientacji ich osi, wartości dyskryminant opartych na momentach wyższych rzędów, osiągały zbliżone wartości.

Przeprowadzone dotychczas badania potwierdzają ogólną możliwość stosowania dyskryminant opartych na momentach matematycznych wyższych rzędów w diagnostyce i monitorowaniu stanu przekładni śmigłowca SW-4. Wykazują, iż wartości tych dyskryminant sugerowane w literaturze światowej, są również charakterystyczne dla badanej przekładni.

LITERATURA:

- [1] Grabill P., Berry J., Grant L., Porter J.: Automated Helicopter Vibration Diagnostics for the US Army and National Guard. American Helicopter Society 57- th Annual Forum, Washington, DC, May 9-11, 2001r.
- [2] T. P. Zielinski: Cyfrowe przetwarzanie sygnałów, WKiŁ Warszawa 2007r.
- [3] Janiak G.: Badania i próby odbiorcze przekładni głównej śmigłowca SW-4. Praca dyplomowa, Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny, Katedra Podstaw Inżynierii Produkcji, Lublin 2008r.
- [4] Samuel P. D, Darryll J. Pines: A review of vibration-based techniques for helicopter transmission diagnostics. Journal of Sound and Vibration 282 (2005) 475–508.
- [5] M. Mosher, A. H. Pryor and E. M. Huff: Evaluation of standard gear metrics in helicopter flight operation. Presented at 56th Mechanical failure Prevention Technology Conference, Virginia Beach, VA, April 15-19, 2002.
- [6] Decker H.J.: Crack Detection for Aerospace Quality Spur Gears. NASA/TM-2002-211492.
- [7] Wilk A., Bartelmus W.: Diagnozowanie przekładni zębatych. Monografia: Inżynieria diagnostyki maszyn. Pod red. Żółtowski B., Cempel Cz. Warszawa, Bydgoszcz, Radom, 2004r.
- [8] “Wykorzystanie sygnału wibroakustycznego w analizie ryzyka technicznego”- pod red. Jacka Dybały, Jędrzeja Mączaka, Stanisława Radkowskiego. ITE, Warszawa- Radom, 2006r.
- [9] Śmigłowiec PZL SW-4. Instrukcja Obsługi Technicznej. Dokument nr AE 60.01.04.0. Październik 2002r.
- [10] Warunki techniczne WT-60.04.505- prowadzenie próby przydatności i próby kontrolnej przekładni głównej PG-4, nr rys. 63.11.100.