

MICHAŁ WODTKE

HYDRODYNAMICZNE
ŁOŻYSKA WZDŁUŻNE
Z WARSTWĄ ŚLIZGOWĄ Z PEEK

POLITECHNIKA GDAŃSKA

monografie

161

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO
WYDAWNICTWA POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ

Janusz T. Cieśliński

REDAKTOR PUBLIKACJI NAUKOWYCH

Michał Szydłowski

REDAKTOR SERII

Krzysztof J. Kaliński

RECENZENCI

Jarosław Sęp

Wojciech Wieleba

REDAKCJA JĘZYKOWA

Agnieszka Frankiewicz

PROJEKT OKŁADKI

Jolanta Cieślawska

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Gdańskiej

Oferta wydawnicza Politechniki Gdańskiej jest dostępna pod adresem
www.pg.edu.pl/wydawnictwo/katalog
zamówienia prosimy kierować na adres wydaw@pg.gda.pl

Utwór nie może być powielany i rozpowszechniany, w jakiegokolwiek formie
i w jakiegokolwiek sposób, bez pisemnej zgody wydawcy

© Copyright by Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2017

ISBN 978-83-7348-696-6

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ

Wydanie I. Ark. wyd. 16,5, ark. druku 13,5, 161/962

Druk i oprawa: Volumina.pl Daniel Krzanowski
ul. Księcia Witolda 7-9, 71-063 Szczecin, tel. 91 812 09 08

SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW	5
WSTĘP	7
1. HYDRODYNAMICZNE ŁOŻYSKA WZDŁUŻNE Z POLIMEROWĄ WARSTWĄ ŚLIZGOWĄ – STAN WIEDZY	11
1.1. Rys historyczny	11
1.2. Materiały stosowane na łożyska z wahliwymi segmentami	13
1.2.1. Babbit (biały metal)	16
1.2.2. PTFE (politetrafluoroetylen)	19
1.2.3. PEEK (polieteroeteroketon)	22
1.2.4. Porównanie materiałów stosowanych na warstwy ślizgowe łożysk	24
1.2.5. Wpływ warunków pracy na opory tarcia par ciernych polimer–metal ...	27
1.3. Połączenie polimerowej warstwy ślizgowej z segmentem łożyska	31
1.3.1. Rodzaje połączeń	31
1.3.2. Wytrzymałość połączenia	34
1.4. Badania teoretyczne łożysk	35
1.4.1. Zjawiska i procesy towarzyszące działaniu łożyska	35
1.4.2. Rozwój badań łożysk wzdluznych	37
1.4.3. Problemy badań	41
1.4.4. Aktualnie rozwijane metody badań teoretycznych	48
1.4.5. Wyniki badań teoretycznych łożysk z polimerową warstwą ślizgową ...	51
1.5. Badania doświadczalne łożysk	62
1.5.1. Problemy badań doświadczalnych	63
1.5.2. Wyniki badań doświadczalnych łożysk z pokryciem polimerowym	66
1.5.3. Doświadczenia eksploatacji	77
1.6. Podsumowanie stanu wiedzy	82
1.6.1. Wady i zalety łożysk z polimerową warstwą ślizgową	83
1.6.2. Materiały warstw ślizgowych	84
1.6.3. Wnioski z przeglądu wyników badań teoretycznych i doświadczalnych	85
2. PROBLEMATYKA BADAWCZA. CEL I ZAKRES PRACY	88
3. BADANIA TEORETYCZNE	90
3.1. Model teoretyczny łożyska wzdluznego	90
3.2. Ocena wybranych parametrów materiałowych pokrycia	97
3.2.1. Moduł sztywności wzdluznej pokrycia segmentu w funkcji temperatury	97
3.2.2. Przewodność cieplna pokrycia segmentu	103

3.3. Wyniki analiz TEHD łożyska wzdłużnego	110
3.3.1. Wpływ prędkości obrotowej	111
3.3.2. Wpływ nacisków średnich w łożysku	125
3.4. Rozkład nacisków na powierzchni ślizgowej łożyska	137
3.5. Podsumowanie wyników badań teoretycznych	144
4. BADANIA DOŚWIADCZALNE	151
4.1. Obiekt badań	151
4.2. Stanowisko badawcze łożysk wzdłużnych SON	153
4.3. Monitorowane parametry pracy łożyska	157
4.3.1. Obciążenie łożyska i prędkość obrotowa tarczy wału	157
4.3.2. Parametry oleju smarującego	157
4.3.3. Czujniki przemieszczeń – pochylenie segmentu	158
4.3.4. Moment tarcia w łożysku	159
4.3.5. Temperatura tarczy oporowej	160
4.3.6. Temperatura powierzchni ślizgowej i segmentów	161
4.4. Problemy pomiaru temperatury powierzchni ślizgowej	162
4.5. Wyniki badań doświadczalnych	167
4.5.1. Badania w stanach ustalonych – wpływ prędkości	168
4.5.2. Badania w stanach ustalonych – wpływ nacisków średnich	173
4.5.3. Krzywe Stribeck-Hersey	177
4.5.4. Wybiegi łożyska pod obciążeniem	180
4.6. Podsumowanie wyników badań doświadczalnych	187
5. WNIOSKI KOŃCOWE I PODSUMOWANIE	191
5.1. Wnioski praktyczne	194
5.2. Wnioski dotyczące dalszych badań	195
BIBLIOGRAFIA	197
Streszczenie w języku polskim	215
Streszczenie w języku angielskim	216

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW

Oznaczenia

B	–	długość obwodowa segmentu [mm]
c	–	ciepło właściwe materiału segmentu / polimeru [J/kg K]
c_p	–	ciepło właściwe oleju [J/kg K]
d_{sr}	–	średnia średnica łożyska [mm]
E	–	moduł sztywności wzdłużnej (Younga) [MPa, GPa]
F	–	obciążenie łożyska [N, kN]
g	–	grubość segmentu [mm]
h	–	grubość filmu smarnego [μm]
h_{in}, h_{out}	–	grubość filmu na wlocie / wylocie [μm]
h_{min}	–	grubość minimalna filmu [μm]
h_c	–	współczynnik przejmowania ciepła oleju ze ścian segmentu [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
h_p	–	współczynnik przejmowania ciepła powietrza z bocznych walcowych powierzchni próbek w pomiarze przewodności cieplnej polimeru [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
h_s	–	współczynnik wymiany ciepła przez styk [W/mK]
i	–	liczba segmentów łożyska [–]
k	–	współczynnik przenoszenia ciepłego oleju [–]
L	–	długość promieniowa segmentu [mm]
M_T	–	moment tarcia w łożysku badanym [Nm]
n	–	prędkość obrotowa [obr/min]
N_T	–	straty mocy łożyska [kW]
P	–	siła ściskająca [N]
p	–	ciśnienie w filmie smarnym [MPa]
p_c	–	naciski stykowe [MPa]
p_{max}	–	ciśnienie maksymalne filmu [MPa]
p_{sr}	–	naciski średnie [MPa]
q	–	gęstość strumienia ciepła [W/m^2]
Q	–	strumień ciepła [W]
Q_{wlot}^*, Q_c^*	–	wydatek oleju na wlocie segmentu lub modelu płynowego FSI, wydatek całkowity łożyska [l/min]
R, Θ , z	–	współrzędne: promieniowa, kątowa oraz osiowa w walcowym układzie współrzędnych [m]
R_{in}	–	wewnętrzny promień łożyska [mm]
R_{out}	–	zewnętrzny promień łożyska [mm]
R_{sr}	–	średni promień łożyska [mm]
T	–	temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
T_a	–	temperatura odniesienia (temperatura oleju w korpusie łożyska) [$^{\circ}\text{C}$]

T_{in} / T_{out}	– temperatura filmu na wlocie / wylocie [°C]
T_{max}	– temperatura maksymalna powierzchni ślizgowej segmentu / tarczy [°C]
T_s	– temperatura oleju zasilającego łożysko [°C]
T_{seg}	– temperatura ścianki segmentu [°C]
T_{splyw}	– temperatura oleju na wylocie z głowicy łożyska / wylocie modelu FSI [°C]
v, v_{sr}	– prędkość ślizgania, średnia prędkość ślizgania [m/s]
α	– współczynnik rozszerzalności liniowej [1/K]
β	– kąt segmentu względem krawędzi wlotowej [°]
β_z	– zakres kątowy segmentu [°]
η	– lepkość dynamiczna oleju [Pa s]
λ, λ_{seg}	– współczynnik przewodzenia ciepła, dla materiału segmentu [W/mK]
λ_m	– współczynnik przewodzenia ciepła próbki miedzianej [W/mK]
λ_o	– współczynnik przewodzenia ciepła oleju [W/mK]
λ_p	– współczynnik przewodzenia ciepła pokrycia segmentu [W/mK]
λ_s	– współczynnik przewodzenia ciepła stali [W/mK]
μ	– współczynnik tarcia [–]
ν	– liczba Poissona [–]
ρ	– gęstość [kg/m ³]
ρ_p	– gęstość oleju [kg/m ³]
ω	– prędkość kątowa [rad/s]

Skróty

CFD	– obliczeniowa mechanika płynów (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
EW	– elektrownia wodna
FSI	– metoda obliczeniowa do opisu wzajemnego oddziaływania płynu i struktury (<i>Fluid Structure Interaction</i>)
FVM	– metoda objętości skończonych (<i>Finite Volume Method</i>)
MES	– metoda elementów skończonych
PEEK	– polieteroeteroketon
PTFE	– politetrafluoroetylen
TEHD	– model termoelelastohydrodynamiczny
THD	– model termohydrodynamiczny

WSTĘP

Łożyska hydrodynamiczne są elementami maszyn powszechnie stosowanymi w technice. W praktyce w tego rodzaju łożyskach do przeniesienia obciążenia z części ruchomych na korpus urządzenia wykorzystywany jest najczęściej efekt tzw. klina smarnego, który powstaje w wyniku wciągania smaru (oleju lub innego środka smarnego, np. wody) do zwężającej się w kierunku ślizgania szczeliny, która rozdziela współpracujące powierzchnie elementów. Przy zapewnieniu odpowiedniej różnicy prędkości stycznej powierzchni, wskutek przepływu smaru w zbieżnej szczelinie smarnej, powstaje ciśnienie hydrodynamiczne zdolne do przeniesienia obciążenia zewnętrznego z wirujących elementów maszyn na korpus urządzenia.

Poprawnie zastosowane i eksploatowane łożyska hydrodynamiczne wykazują doskonałe właściwości w szerokim zakresie działania. Do ich najważniejszych zalet, w porównaniu z innymi rodzajami łożysk, należy zaliczyć: przenoszenie obciążeń pomiędzy współpracującymi elementami w warunkach tarcia płynnego, co gwarantuje zminimalizowanie zużycia oraz strat tarcia; wysoką niezawodność i obciążalność; znaczną sztywność węzłów łożyskowych czy też stosunkowo prostą konstrukcję. Głównymi wadami łożysk hydrodynamicznych są: ograniczona nośność łożysk w stanach przejściowych, takich jak rozruchy i wybiegi maszyny; konieczność precyzyjnej obróbki elementów, a także stosunkowo niska maksymalna temperatura działania, ograniczona odpornością termiczną smaru oraz elementów łożyska.

Wraz z rozwojem techniki łożyska hydrodynamiczne są stosowane w coraz bardziej wymagających warunkach działania, zwiększonych obciążeniach, prędkości oraz temperatury. Dodatkowym wymogiem stawianym węzłom łożyskowym jest wysoka niezawodność, ponieważ w wielu maszynach są one elementami krytycznymi, których awaria może powodować poważne konsekwencje techniczne, ekonomiczne czy też dotyczące bezpieczeństwa użytkowników. Równocześnie, mimo prac badawczych nad innymi ciekawymi odmianami łożysk, np. magnetycznymi [190, 200] czy wykorzystującymi zjawisko lewitacji akustycznej [197, 198], do tej pory nie udało się opracować rozwiązania, które mogłoby na szeroką skalę zastąpić łożyska hydrodynamiczne.

Badania prowadzone obecnie na świecie przez ośrodki naukowe i producentów skupiają się na sposobach powiększenia zakresu bezpiecznej eksploatacji łożysk hydrodynamicznych. Można wyróżnić dwa podstawowe nurty rozwoju: pierwszy – związany ze zmianami konstrukcji węzłów łożyskowych i drugi – związany ze stosowaniem nowych materiałów oraz pokryć elementów. Między innymi prowadzi się intensywne badania wpływu modyfikacji geometrii powierzchni ślizgowej łożyska na jego właściwości eksploatacyjne, np. w postaci mikrowgłębień [67, 93] lub rowków [191, 192]. Rozwijają się nowe konstrukcje podparć segmentów, szczególnie w dużych łożyskach wzdłużnych z wahliwymi segmentami, w celu skuteczniejszego wyrównania obciążenia, np. system membran wypełnionych olejem, umieszczonych pod segmentami łożyskowymi [219]. Wprowadzane są systemy aktywnego smarowania (*Actively-Lubricated Bearings*) zmieniające właściwości dynamiczne węzłów łożyskowych [185, 186]. Powierzchnie ślizgowe łożysk pokrywa się powłokami, np. powłoką węglowo-diaamentową (*Diamond Like Carbon, DLC*) [105, 223, 224], w celu

zmniejszenia strat mocy oraz zwiększenia odporności łożysk na zużycie w warunkach tarcia mieszanego. Stosuje się również alternatywne materiały do wykonania elementów łożysk, takie jak np. ceramika [200], lub pokryć powierzchni elementów, np. brąz [1] lub polimery, w celu uzyskania warstwy ślizgowej o odpowiednich właściwościach i odporności na czynniki działające w filmie olejowym.

Od początku lat 80. ubiegłego wieku w Katedrze Konstrukcji Maszyn i Pojazdów (wcześniej Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn) Politechniki Gdańskiej prowadzone są także prace badawcze oraz rozwojowe łożysk hydrodynamicznych. Badania te dotyczyły wielu aspektów i problemów eksploatacji oraz rozwoju łożysk hydrodynamicznych różnych odmian i typów, m.in. łożysk ceramicznych [149], wzdłużnych łożysk z podatną płytą ślizgową [148, 218] oraz łożysk poprzecznych smarowanych wodą [146]. Autor niniejszej monografii od momentu rozpoczęcia swojej działalności naukowej w 2002 roku uczestniczył w licznych pracach badawczych (doświadczalnych i teoretycznych), projektowych i eksploatacyjnych, dotyczących głównie hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z wahliwymi segmentami. W ramach projektu badawczego KBN [248], realizowanego w latach 2007–2010 pod kierownictwem autora na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej, rozpoczęto również badania hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową, prowadzone do dnia dzisiejszego.

Łożyska hydrodynamiczne z pokryciem powierzchni ślizgowej warstwą polimeru są interesującą alternatywą dla łożysk z pokryciem w postaci warstwy tzw. stopu łożyskowego (wysokocynowy stop ołowiowy, tzw. babbitt lub biały metal), który jest najczęściej spotykanym rozwiązaniem. Doświadczenia eksploatacyjne w zakresie stosowania tych łożysk wskazują na ich bardzo korzystne cechy. Mimo to nie znalazły one dotąd szerokiego zastosowania. Przyczyn tego należy się doszukiwać w braku wystarczającej wiedzy na temat ich działania, konserwatyźmie użytkowników i niechęci do wprowadzania zmian, a także w około dwukrotnie wyższych kosztach produkcji i zakupu łożysk z pokryciem polimerowym.

Genezą niniejszej monografii były doświadczenia autora zebrane przy okazji realizacji projektu badawczego finansowanego ze środków KBN nr N502 4579 33 pt. *Badania hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową*. Zaprezentowane w dalszej części wyniki są rozwinięciem wcześniejszych prac w tym obszarze. Zdecydowana ich większość nie była wcześniej publikowana.

Monografia stanowi podsumowanie aktualnego stanu wiedzy dotyczącej hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową oraz zawiera wyniki oryginalnych badań autora nad tym zagadnieniem. Rozważania zawężono do łożysk wzdłużnych z wahliwymi segmentami, które ze względu na swoje korzystne cechy stanowią znaczną większość wszystkich aplikacji. Na pracę składa się pięć rozdziałów. Pierwszy rozdział zawiera omówienie aktualnego stanu wiedzy w dziedzinie hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową. W rozdziale drugim zdefiniowano cel opracowania oraz jego zakres. W trzecim rozdziale zaprezentowano wyniki badań teoretycznych nad hydrodynamicznymi łożyskami wzdłużnymi z polimerową warstwą ślizgową. Uzyskane wyniki analiz porównano także z rezultatami uzyskanymi dla łożyska z pokryciem warstwy ślizgowej białym metalem. W początkowej części tego rozdziału opisano wyniki przeprowadzonych przez autora badań materiałowych polimerowego pokrycia segmentów, których

celem było uzyskanie wiarygodnych danych do przeprowadzonych analiz obliczeniowych. W kolejnym rozdziale przedstawiono wyniki badań doświadczalnych łożyska testowego z pokryciem PEEK, które posłużyły do weryfikacji poprawności badań teoretycznych. Rozdział uzupełniono, podobnie jak rozdział wcześniejszy, o wyniki badań doświadczalnych łożyska z pokryciem białym metalem. W tej części monografii opisano również rezultaty porównawczych badań doświadczalnych łożysk w warunkach tarcia mieszanego oraz zatrzymań pod obciążeniem. W ostatnim rozdziale podsumowano uzyskane wyniki, sformułowano wnioski oraz wskazano potencjalne kierunki dalszych badań.

Rozdział 1

HYDRODYNAMICZNE ŁOŻYSKA WZDŁUŻNE Z POLIMEROWĄ WARSTWĄ ŚLIZGOWĄ – STAN WIEDZY

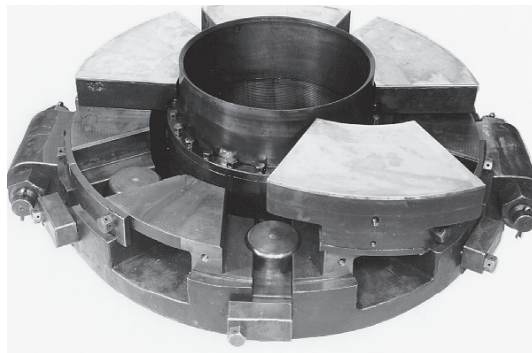
1.1. Rys historyczny

Efekt klina smarnego, będący podstawą działania łożysk hydrodynamicznych, został odkryty przez brytyjskiego inżyniera B. Towera w latach 1883–1885 [209, 210]. Tower przeprowadził badania tarcia w łożyskach kolejowych, zakończone nieco przypadkowym odkryciem obecności ciśnienia w filmie olejowym rozdzielającym współpracujące elementy. Wyznaczona na podstawie pomiarów ciśnienia w szczelinie smarnej wartość siły nośnej łożyska równała się – z niewielkim błędem – wartości zadanego obciążenia. Na tej podstawie Tower poprawnie wywnioskował, że całe obciążenie w łożysku jest przenoszone przez cienki film olejowy.

Naukowe wyjaśnienie zaobserwowanego przez Towera zjawiska zostało przedstawione przez Reynoldsa w przełomowej dla inżynierii łożyskowania pracy [175] z 1886 roku. Jej autor udowodnił, że do wystąpienia ciśnienia hydrodynamicznego w filmie olejowym niezbędna jest – oprócz obecności cieczy lepkiej – zwiężająca się w kierunku ruchu względnego elementów łożyska szczelina smarna, a także, że rozkład tego ciśnienia jest zależny od: luzu łożyskowego, prędkości ślizgania i lepkości oleju. Zaproponowane wówczas równanie różniczkowe opisujące to zjawisko, które funkcjonuje do dziś pod nazwą równania Reynoldsa, stało się kamieniem milowym w rozwoju łożysk hydrodynamicznych.

Pod wpływem osiągnięć Towera i Reynoldsa na początku XX wieku niezależnie od siebie dwaj inżynierowie i wynalazcy – Australijczyk A.G. Michell oraz Amerykanin A.A. Kingsbury – zaproponowali nowatorskie rozwiązanie wzdłużnego łożyska hydrodynamicznego. Według ich koncepcji łożysko składało się z kilku niezależnych od siebie sekcji w kształcie wycinka pierścienia, rozmieszczonych wokół wału, które były podparte w sposób zapewniający możliwość pochylecia w kierunku obwodowym [160]. Łożysko Michella zostało opatentowane w Australii oraz Anglii w 1905 roku, a jego pierwsza przemysłowa aplikacja miała miejsce w pompie odśrodkowej w Cohuna (Australia) na rzece Murray w stanie Victoria w 1907 roku [194]. Łożysko przenosiło obciążenie ponad 13 kN (średnie naciski około 1,5 MPa). Kingsbury, mimo że opracowany przez niego prototyp łożyska został zbudowany i sprawdzony znacznie wcześniej (prawdopodobnie już pod koniec XIX wieku), uzyskał patent w Stanach Zjednoczonych dopiero w 1910 roku [111, 136]. Pierwsza aplikacja łożyska pomysłu Kingsbury’ego w 1912 roku (rys. 1.1) była dużo bardziej spektakularna w porównaniu z aplikacją łożyska Michella. Kingsbury wdrożył łożysko z wahliwymi segmentami w hydrogeneratorze elektrowni Holtwood na rzece Susquehanna w stanie Pensylwania (USA). Łożysko przenosiło siłę wzdłużną 2250 kN i zastąpiło użytkowane w tym miejscu łożysko toczne, które – jak wynika z doświadczeń eksploatacji – pod tak znacznym obciążeniem musiało być poddawane regularnym naprawom co dwa miesiące lub nawet wymie-

niane. Co ciekawe, pierwsze uruchomienie maszyny z nowym łożyskiem pomysłu Kingsbury'ego spowodowało jego awarię (uszkodzenie warstwy ślizgowej z babbitu). Wprowadzone modyfikacje (skrobanie i szlifowanie powierzchni tarczy) pozwoliły jednak w ciągu pięciu dni ponownie uruchomić łożysko na wiele lat bezawaryjnej eksploatacji [9, 136].



Rys. 1.1. Łożysko wzdłużne elektrowni Holtwood pomysłu A. Kingsbury'ego [41]

Sukces aplikacji pierwszych łożysk hydrodynamicznych spowodował, że wyparły one dotychczas stosowane rozwiązania, np. łożysk okrętowych czy turbin parowych, bądź też umożliwiły spektakularny rozwój elektrowni wodnych. W tych ostatnich stosowane są hydrodynamiczne łożyska wzdłużne o największej obciążalności i rozmiarach [225]. Największe z nich, używane do łożyskowania hydrozespołów o pionowych wałach, mogą przenosić obciążenie nawet do 60 000 kN [187].

Doświadczenia eksploatacyjne ujawniły – oprócz niewątpliwych zalet – również wady hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych. Do najważniejszych z nich należy zaliczyć [218]: nierównomierny rozkład obciążenia przypadającego na poszczególne segmenty; odkształcenia termosprężyste segmentów wpływające niekorzystnie na kształt szczeliny smarnej; stosunkowo niską odporność stopu łożyskowego na podwyższoną temperaturę, a także niezdolność do przenoszenia pełnego obciążenia w stanach przejściowych rozruchu i wybiegu, gdy w łożysku występują warunki tarcia mieszanego. Ostatnie dwie spośród wymienionych wad łączą się bezpośrednio z ograniczeniami, jakimi charakteryzuje się stop łożyskowy stosowany powszechnie jako pokrycie segmentów łożysk hydrodynamicznych. Z tego powodu rozpoczęto poszukiwania alternatywnych materiałów mogących przejąć jego funkcje.

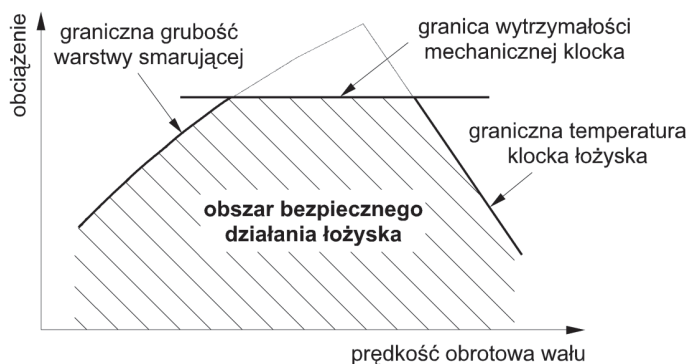
Polimer PTFE (politetrafluoroetylen) jako warstwa ślizgowa zastosowano po raz pierwszy w łożyskach hydrozespołów elektrowni wodnych z pionowym wałem na terenie byłego ZSRR w połowie lat 70. XX wieku [10]. Podobne aplikacje miały prawdopodobnie miejsce w tym okresie również w Chinach [195]. Nieco później, bo dopiero w latach 80. XX wieku, na warstwy ślizgowe łożysk zastosowano także polimer PEEK (polieteroeteroketon) [180].

Mimo już ponad 40-letniej historii eksploatacji i badań łożysk z polimerowymi warstwami ślizgowymi, w literaturze przedmiotu nie ma zbyt wielu opracowań naukowych poświęconych tej odmianie konstrukcyjnej łożysk. Jak podkreślają autorzy opublikowanych na początku XXI wieku prac z tej dziedziny, znanych jest zaledwie kilka opracowań naukowych dotyczących hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową, za-

równy w obszarze badań doświadczalnych, jak i teoretycznych [59, 63, 202]. Ten stan rzeczy w ostatnich latach nie uległ zasadniczej poprawie, chociaż zauważalny jest wzrost zainteresowania łożyskami z polimerową warstwą ślizgową w środowisku producentów, jak również wśród badaczy i naukowców.

1.2. Materiały stosowane na łożyska z wahliwymi segmentami

Ograniczenia bezpiecznego zastosowania łożysk hydrodynamicznych z wahliwymi segmentami zostały opisane w pracy autorstwa Leoparda [126]. Są one zależne od wymuszeń działających na łożysko i pozwalają zdefiniować obszar bezpiecznej eksploatacji łożyska, tak jak pokazano to na rys. 1.2. Dla małych wartości prędkości obrotowych, kiedy nośność hydrodynamiczna łożyska jest niepełna, np. w czasie rozruchów i wybiegów maszyny, kiedy powierzchnie łożyska mogą działać w warunkach tarcia mieszanego, ograniczenie stanowi odporność na zatarcie warstwy ślizgowej. Ograniczeniem działania przy średnich prędkościach obrotowych jest wytrzymałość mechaniczna elementów łożyska; dotyczy to głównie elementów podparcia segmentów. Dla największych prędkości bezpieczne działanie łożyska jest ograniczone przez obniżoną wytrzymałość materiału warstwy ślizgowej segmentów w podwyższonej temperaturze. Należy zauważyć, że wszystkie wymienione ograniczenia wiążą się bezpośrednio z ograniczeniami materiałów stosowanych na łożyska.

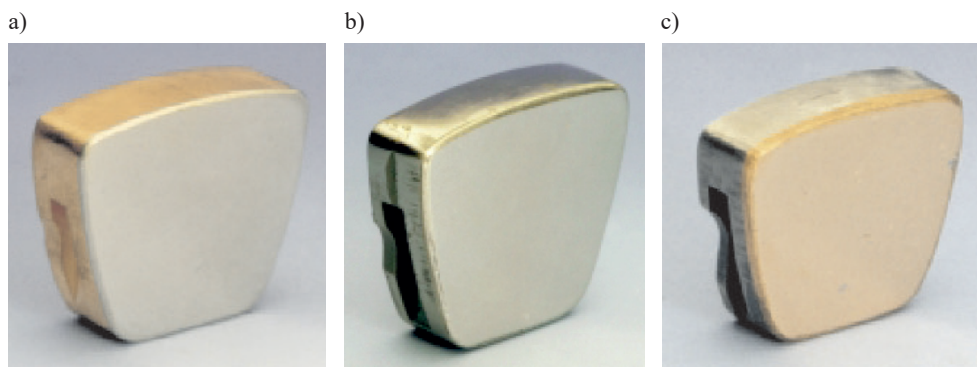


Rys. 1.2. Obszar bezpiecznej eksploatacji hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z wahliwymi segmentami [126]

Segmenty łożysk hydrodynamicznych są zwykle wykonywane w postaci stosunkowo grubych płyt w kształcie wycinka pierścienia ze stali stopowych lub węglowych, żeliwa oraz brązu [41]. Grubość segmentu g w stosunku do jego długości promieniowej L zawiera się zwykle w zakresie $g/L = 0,2-0,4$. Na spodzie segmentów bezpośrednio kształtuje się podparcie (szczególnie w łożyskach mniejszych i średnich rozmiarów), najczęściej jako żebro lub wycinek sfery, które zapewnia swobodę pochylania się segmentu. Pozostaje ono w styku z pierścieniem nośnym łożyska i pośredniczy w przeniesieniu obciążenia na fundament maszyny. W tym obszarze może dochodzić do znacznej koncentracji naprężeń, które mogą

doprowadzić do odkształceń plastycznych podpory, a tym samym uszkodzenia segmentu (ograniczenie wytrzymałości mechanicznej klocka – rys. 1.2).

Dla łożysk szybkoobrotowych, charakteryzujących się znacznymi stratami ciepła związanymi z intensywnym ścinaniem środka smarnego w filmie olejowym, najistotniejszym ograniczeniem działania jest maksymalna temperatura warstwy ślizgowej łożyska. Temperaturę tę w określonych warunkach wymuszeń można ograniczyć, stosując odpowiednie rozwiązanie konstrukcyjne łożyska, np. odpowiednie położenie podparcia segmentów w kierunku obwodowym [69, 70, 145] czy też system doprowadzenia oleju do szczeliny smarnej [139, 140]. Podobny efekt uzyskuje się także w przypadku zastosowania na segmenty łożyska materiału o wysokiej przewodności cieplnej, takiego jak np. stop o wysokiej zawartości miedzi z dodatkiem chromu. Pozwala to na łatwiejsze odprowadzenie ciepła generowanego w szczelinie smarnej przez segment łożyskowy do omywającego go oleju. Badania wykazują, że segmenty z materiału o bardzo dobrej przewodności cieplnej w przypadku szybkoobrotowych łożysk wzdłużnych (do 14 000 obr/min) pozwalają na obniżenie maksymalnej temperatury warstwy ślizgowej o 20–25°C [138]. Tego typu łożyska są dostępne w handlowej ofercie producentów [227] (rys. 1.3), jednak w praktyce stosowane są bardzo rzadko [41].



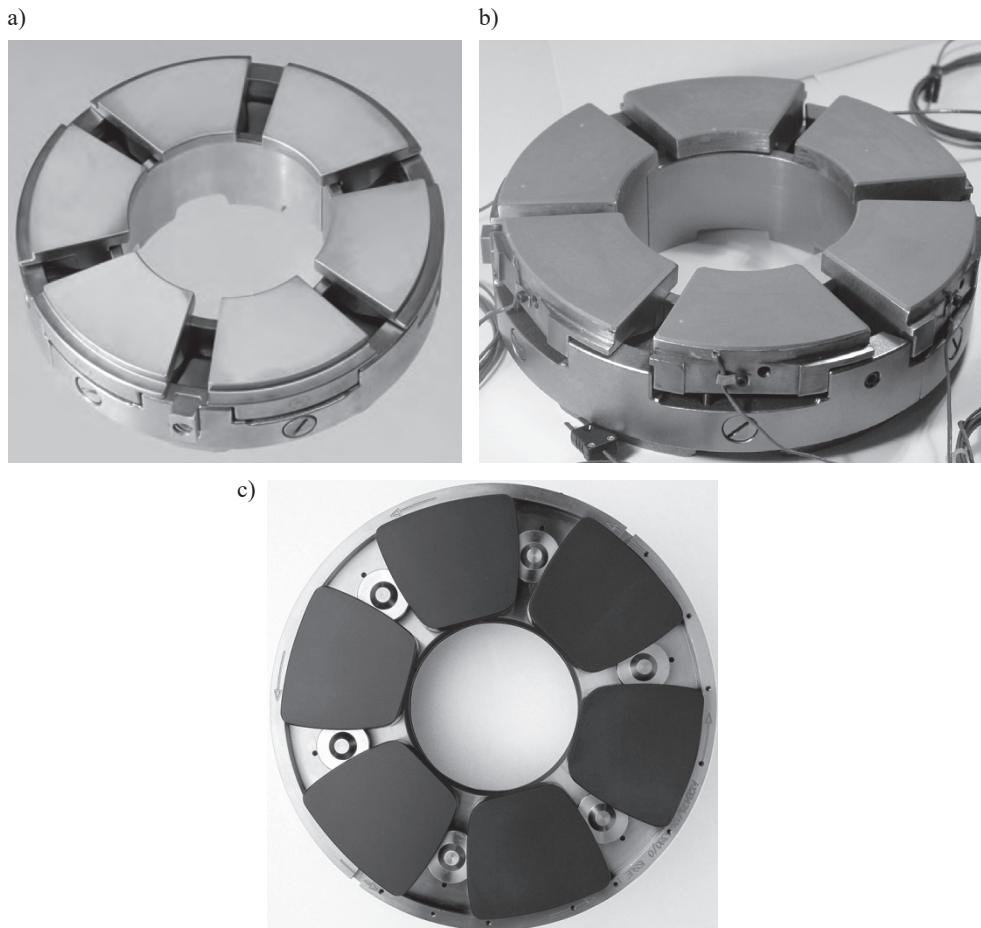
Rys. 1.3. Segmenty łożysk wzdłużnych w ofercie Waukesha Bearings [227]:
a) segment wykonany ze stopu miedzi z chromem pokryty warstwą białego metalu;
b) segment stalowy pokryty stopem cynowo-aluminiowym;
c) segment stalowy pokryty brązem ołowiovym

W przypadku łożysk działających z małą prędkością obrotową, a także w czasie rozruchu oraz wybiegu maszyny ograniczenie stanowi minimalna grubość filmu olejowego rozdzielającego powierzchnie ślizgowe łożyska. Przy niepełnej nośności hydrodynamicznej możliwy jest ich styk, co może prowadzić do zatarcia i w konsekwencji do awarii. W celu ograniczenia ryzyka eksploatacji łożysk w obszarze obniżonej prędkości ślizgania stosuje się – szczególnie w dużych łożyskach hydrodynamicznych – wspomaganie ich działania podczas rozruchów i zatrzymań za pomocą układów hydrostatycznych [35, 36, 61, 234]. Inną możliwością jest zastosowanie na powierzchni ślizgowe łożysk takich materiałów, które w warunkach tarcia mieszanego wykazują umiarkowane zużycie.

Ze względu na specyficzne warunki działania materiały stosowane na powierzchnie ślizgowe łożysk muszą spełniać wiele wymagań. Do najważniejszych z nich należą [85]: mała wartość współczynnika tarcia oraz nieznaczne zużycie w parze ciernej z materiałem wału (zwykle stal); zdolność wchłaniania twardych cząstek; odporność na korozję; zdolność dopasowania się do współpracującej powierzchni (poprzez odkształcenia sprężyste lub plastyczne); dobra przewodność cieplna; odpowiednia rozszerzalność cieplna; wysoka wytrzymałość na ściskanie; dobra wytrzymałość zmęczeniowa oraz niski koszt zastosowania. Głównym zadaniem materiału powierzchni ślizgowej łożyska jest ochrona współpracującej z nim powierzchni wału lub tarczy oporowej, których wykonanie i ewentualna naprawa są zdecydowanie kosztowniejsze i bardziej kłopotliwe niż regeneracja segmentów. Z tego powodu zdecydowana większość awarii łożysk, które pracują z dużymi prędkościami obrotowymi lub granicznymi grubościami filmu smarnego, dotyczy uszkodzeń materiału ślizgowego łożyska [17, 30].

Norma ISO 14287:2012 wymienia i krótko charakteryzuje materiały stosowane na łożyska hydrodynamiczne z wahlowymi segmentami [270]. Wśród materiałów stosowanych na powierzchnie ślizgowe wymienia się trzy stopy metali (białe metale na bazie cyny, stopy aluminium z cyną i brązy ołowiowe) oraz dwa rodzaje materiałów polimerowych (PTFE i PEEK). Stopy aluminium z cyną (najczęściej o zawartości cyny 40%) i brązy ołowiowe znajdują zastosowanie w aplikacjach, w których problemem jest wysoka temperatura filmu olejowego. Stopy aluminium z cyną mogą być stosowane w temperaturze o 25–30°C wyższej od temperatury granicznej dla białego metalu (130°C), natomiast brązy ołowiowe w temperaturze wyższej nawet o 30–40°C. Stosowanie brązów ołowiowych wymaga jednak szczególnej uwagi, ponieważ stop jest stosunkowo twardy i podatny na zatarcia. W praktyce wymagane jest hartowanie współpracującej powierzchni tarczy ślizgowej [227, 270]. Na rys. 1.3b, c pokazano segmenty łożysk pokrytych stopem aluminium z cyną oraz brązem ołowiowym, które są dostępne w ofercie producenta. Należy jednak zaznaczyć, że łożyska z wahlowymi segmentami z pokryciem warstwy ślizgowej metalem innym niż babbitt nie znalazły szerokiego zastosowania [218]. Najczęściej używanym stopem na pokrycia powierzchni ślizgowej łożysk pozostaje obecnie babbitt, dla którego najatrakcyjniejszą alternatywą techniczną wydają się polimery na bazie PTFE oraz PEEK (rys. 1.4).

W dalszej części monografii scharakteryzowane zostaną materiały najczęściej stosowane na warstwy ślizgowe łożysk hydrodynamicznych, tj. biały metal (babbitt) (p. 1.2.1), a także materiały polimerowe (p. 1.2.2 i 1.2.3), które pozostają głównym tematem niniejszej pracy. W p. 1.2.4 opisano porównanie znanych wyników badań właściwości tribologicznych oraz mechanicznych materiałów pokryw segmentów łożyskowych: babbittu, PTFE oraz PEEK. Natomiast w p. 1.2.5 scharakteryzowano wpływ warunków działania oraz oleju na opory ruchu par ciernych polimer–stal.



Rys. 1.4. Hydrodynamiczne łożyska wzdłużne z wahliwymi segmentami z najczęściej spotykanymi w praktyce materiałami pokryć warstwy ślizgowej: a) babbitem (łożysko prod. Kingsbury Inc. [112]); b) polimerem PTFE [79]; c) kompozytem PEEK (łożysko prod. Waukesha Bearings [269])

1.2.1. Babbitt (biały metal)

Jednym z pierwszych materiałów zastosowanych na powierzchni ślizgowe łożysk były wysokocynowe i wysokoolowiowe stopy łożyskowe (tzw. babbity) z dodatkami innych pierwiastków (głównie antymonu i miedzi). Pod nazwą babbitt funkcjonuje w praktyce kilka gatunków stopów z przeznaczeniem na warstwy ślizgowe łożysk, które różnią się między sobą składem oraz właściwościami [255]. Stopy białego metalu na bazie cyny (zwykle 80–89% cyny, 8–12% antymonu oraz 3–6% miedzi) są stosowane do dnia dzisiejszego praktycznie przez wszystkich producentów łożysk.

Babbitt jest stosunkowo miękkim stopem, który charakteryzuje się doskonałymi właściwościami przeciwtarciowymi, zdolnością osadzania zanieczyszczeń, odpornością na

korozję oraz odkształcalnością [79, 80]. Podstawowe własności mechaniczne oraz fizyczne białego metalu zestawiono w tablicy 1.1.

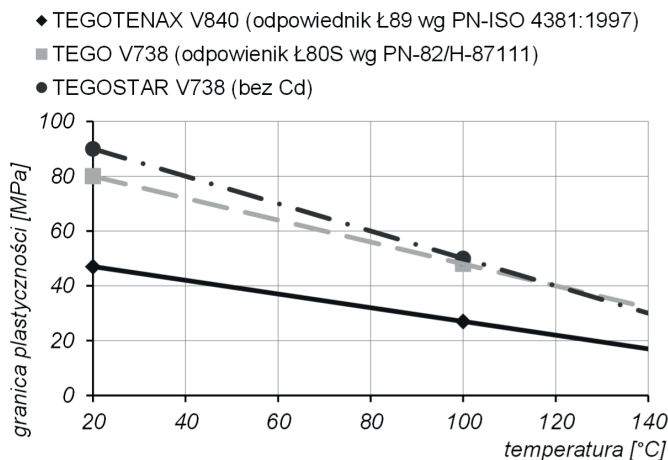
Tablica 1.1

Podstawowe dane materiałowe typowych stopów białego metalu [264]

Wielkość		Jednostka	Wartość
granica plastyczności przy ściskaniu (w 20°C)	$R_{p0,2}$	MPa	46–80
moduł Younga	E	MPa	$52,5\text{--}57 \times 10^3$
gęstość	ρ	kg/m ³	7350–7400
temperatura topnienia	T_t	°C	ok. 230–240
współczynnik rozszerzalności liniowej	α	1/K	$2,1\text{--}2,5 \times 10^{-5}$
współczynnik przewodzenia ciepła	λ	W/mK	38–63

Stop ten charakteryzuje się niską temperaturą płynięcia oraz dobrą lejnością, co sprawia, że można go stosunkowo łatwo stosować do pokrywania powierzchni ślizgowych dużych łożysk [203]. W praktyce segmenty wykonuje się zwykle w postaci grubych i sztywnych płyt, które w przypadku awarii lub modernizacji węzła łożyskowego mogą być pokrywane babbitem wielokrotnie. Najczęściej stosowanymi technikami nakładania stopu białego metalu na segmenty są metody odlewania grawitacyjnego oraz odśrodkowego. Do spotykanych problemów dotyczących wykonania odlewów zalicza się głównie: problemy jakości połączenia stopu z segmentami (tzw. przyleganie stopu), niejednorodność stopu czy też pęcherze odlewnicze [270].

Z punktu widzenia eksploatacji łożysk największymi wadami stopów łożyskowych na bazie cyny są niska wytrzymałość zmęczeniowa oraz znaczne pogorszenie się własności mechanicznych w podwyższonej temperaturze (mięknienie stopu). Największą wytrzymałość na zmęczenie babbitem wykazuje dla warstw o grubości poniżej 0,25 mm [255], podczas gdy dla hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych o małych średnicach warstwa stopu zwykle nie jest cieńsza niż 1 mm, a dla łożysk dużych rozmiarów ma zwykle grubość kilku milimetrów (3–4 mm). Zmniejszenie się granicy plastyczności białego metalu wraz z temperaturą jest dużym ograniczeniem stosowania łożysk pokrytych babbitem. W temperaturze 130–150°C typowe stopy łożyskowe wykazują granicę plastyczności nie większą niż 20 MPa, tak jak np. stop TEGOTENAX V840, w którym udział masowy głównych składników jest zbliżony do stopu SnSb8Cu4 (cecha stopu Ł89) wg PN-ISO 4381:1997 (rys. 1.5). Temperatura w filmie olejowym łożysk szybkoobrotowych może osiągać wartość znacznie powyżej 100°C, a maksymalne ciśnienie w filmie – powyżej 20 MPa. W takich warunkach pracy istnieje ryzyko uszkodzenia warstwy ślizgowej segmentów. Z tego powodu jako górną możliwą granicę eksploatacji łożysk z segmentami pokrytymi białym metalem przyjęto temperaturę 130°C [126].



Rys. 1.5. Granica plastyczności wybranych stopów łożyskowych w funkcji temperatury [264]

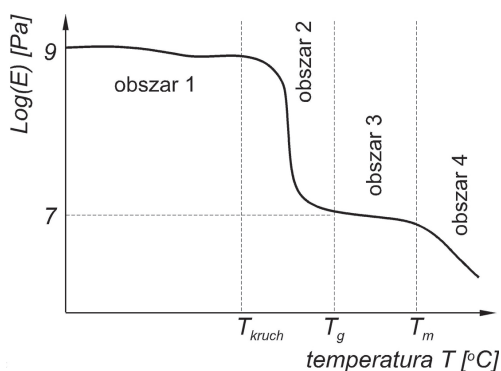
Producenci stopów łożyskowych prowadzą badania rozwojowe, których celem jest poprawa właściwości tych stopów. Możliwe kierunki badań pozwalających na polepszenie parametrów materiału to [116]: eliminacja ołowiu ze składu stopu (ołów jest składnikiem stopowym niektórych białych metali, ale także zanieczyszczeniem obniżającym jego parametry mechaniczne), optymalizacja udziałów poszczególnych składników stopu oraz poszukiwanie nowych składników, które mogą korzystnie wpływać na właściwości stopu. Dodatkowym ważnym kryterium, szczególnie w kontekście ochrony środowiska naturalnego, jest wyeliminowanie ze składu stopów łożyskowych składników toksycznych i trujących, takich jak np. kadm czy arsen. Trwają badania nad opracowaniem zmodyfikowanych stopów łożyskowych o zwiększonej wytrzymałości zmęczeniowej [84], opracowuje się też materiały o odpowiedniej wytrzymałości w podwyższonych temperaturach, które nie zawierają szkodliwych składników stopowych. Przykładem jest stop TEGOSTAR [116], w którego składzie toksyczny kadm został zastąpiony przez srebro oraz cynk ($\text{SnSb}_{12}\text{Cu}_6\text{Zn}_{0,6}\text{Ag}_{0,1}$). Materiał ten wykazuje lepsze właściwości mechaniczne w porównaniu ze stopami łożyskowymi z kadmem (np. TEGO V738, $\text{SnSb}_{12}\text{Cu}_5\text{Cd}_{1,2}\text{As}_{0,5}\text{Ni}_{0,3}$) w temperaturach do 100°C oraz zbliżone właściwości w wyższych temperaturach (zob. rys. 1.5). Oba stopy przewyższają znacząco właściwościami mechanicznymi najpopularniejszy użytkowany stop białego metalu TEGOTENAX V840.

Interesującym kierunkiem działań ukierunkowanych na polepszenie właściwości powłok ze stopów łożyskowych są także prace nad alternatywnymi metodami nakładania powłok w stosunku do klasycznej metalurgii. Przykładem jest metoda nakładania powłok białego metalu z wykorzystaniem lasera, opracowana przez firmę ECKA [117]. Ten sposób pokrycia powierzchni pozwala na uzyskanie warstwy stopu łożyskowego o zwiększonej wytrzymałości (do 40%), drobnokrystalicznej strukturze oraz większej przyczepności do podłoża, bez potrzeby dodatkowych kosztownych zabiegów technologicznych (np. cynowania przed wylaniem stopu).

1.2.2. PTFE (politetrafluoroetylen)

PTFE jest polimerem termoplastycznym, który został opracowany w latach 30. XX wieku, a następnie opatentowany w 1941 roku przez firmę DuPont [167]. Na rynku materiał ten funkcjonuje pod wieloma nazwami handlowymi, z których pierwszą i najbardziej rozpowszechnioną jest teflon. Unikatową cechą PTFE jako materiału ślizgowego jest jego wyjątkowo mała energia swobodna, dzięki której wykazuje on bardzo dobre właściwości przeciwzatarciowe, a także słabą adhezję do innych materiałów [171]. Ograniczona adhezja PTFE stanowi jego zaletę, ponieważ nie przywierają do niego np. zanieczyszczenia, ale równocześnie także wadę, która nie pozwala np. na zamocowanie warstwy polimeru PTFE bezpośrednio do segmentów łożyska. Z tego powodu stosowane są specjalne rozwiązania umożliwiające umocowanie polimeru poprzez warstwę pośrednią, najczęściej w postaci plecionki z drutu przylutowanej do segmentu (szczegółowo zostanie to omówione w p. 1.3). PTFE jest materiałem chemicznie stabilnym i praktycznie nierozpuszczalnym przez większość powszechnie stosowanych rozpuszczalników oraz odpornym na działanie kwasów i innych substancji agresywnych chemicznie. Może być eksploatowany długotrwale w warunkach wysokiej temperatury, nawet do 260°C [133].

Niemodyfikowany polimer PTFE charakteryzuje się bardzo słabymi własnościami mechanicznymi, co uznaje się za jego główną wadę. Dodatkowo są one silnie zależne od temperatury. Zmienność własności mechanicznych polimerów wraz z temperaturą jest zjawiskiem charakterystycznym dla materiałów termoplastycznych. Dodatkowo, zależą one istotnie od innych czynników, np.: działającego na nie obciążenia, oddziaływania chemicznego z otoczeniem czy też rodzaju i składu chemicznego napelniaczy. Na rys. 1.6 przedstawiono przykładowy przebieg zmian modułu sprężystości wzdłużnej (E) dla typowych polimerów w funkcji temperatury [129].



Rys. 1.6. Zależność modułu sprężystości E od temperatury dla typowego polimeru termoplastycznego [129]

Przebieg ten charakteryzuje się czterema przedziałami:

- stan szklisty polimeru (stan sprężysty kruchy, obszar 1), charakteryzuje się powstawaniem odkształceń sprężystych w materiale, występuje do temperatury kruchości T_{kruch} ;

- stan szklisty – lepkosprężysty (stan wymuszonej sprężystości, obszar 2), charakteryzuje się odkształceniami lepkosprężystymi materiału, występuje w zakresie temperatury $T_{kruch} < T < T_g$ (T_g – temperatura zeszklenia);
- stan wysokoelastyczny polimeru (stan kauczukopodobny, obszar 3), charakteryzuje się występowaniem stosunkowo dużych odkształceń materiału pod niewielkimi obciążeniami, występuje w zakresie temperatury $T_g < T < T_m$ (T_m – temperatura mięknienia);
- stan upłynniania polimeru (obszar 4), powyżej temperatury T_m .

Już w jednej z pierwszych prac na temat właściwości łożysk wzdluznych z elastyczną powierzchnią slizgową Aleksandrov [6], pośród wielu zalet PTFE, jako jedną z głównych wad polimeru wskazuje silną zależność jego parametrów mechanicznych od temperatury. W tablicy 1.2 zamieszczono dane materiałowe niemodyfikowanego polimeru PTFE (w zakresie temperatury 10–50°C), zastosowanego w dużym łożysku wzdluznym EW Brack (Rosja). W pracy podkreślono, że po zmianie temperatury z 20°C na 80°C moduł sztywności polimeru przy ściskaniu zmniejsza się 3-krotnie, a granica wytrzymałości na rozciąganie spada o około 40%. Dodatkowo, jako kolejną wadę PTFE wskazano skłonność materiału do pęcznienia pod działaniem obciążenia. Dla przykładu, już w temperaturze 22°C i przy nacisku $p_{sr} = 10$ MPa po 24 godzinach działania obciążenia zmierzona odkształcenie przekracza 6%.

Tablica 1.2

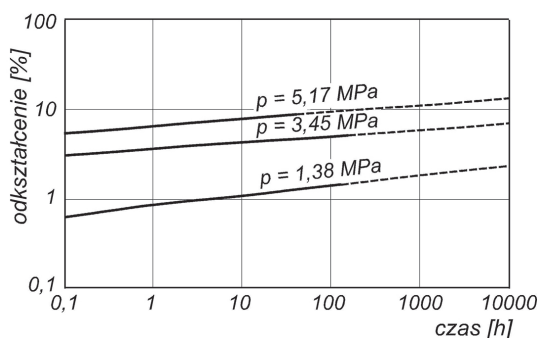
Wybrane właściwości PTFE wykorzystanego na pokrycia segmentów łożyska wzdluznego w EW Brack (wg [6])

Wielkość		Jednostka	Wartość
granica plastyczności przy ściskaniu	R_{cc}	MPa	20
moduł Younga	E_{PTFE}	MPa	1000–400
temperatura zniszczenia		°C	415
współczynnik przewodzenia ciepła	λ_{PTFE}	W/mK	0,248–0,259
ciepło właściwe	c	J/kg K	1050
współczynnik rozszerzalności liniowej	α_{PTFE}	1/K	$1,1–2,5 \times 10^{-6}$
wydłużenie przy rozrywaniu		%	250–500

Według innego źródła [59] moduł sprężystości PTFE wynosi około 500 MPa, a po podgrzaniu materiału do temperatury 150°C zmniejsza się do poziomu jedynie około 50 MPa. Cytowana praca zawiera również wyniki pomiaru pęcznienia PTFE w warunkach działania długotrwałego obciążenia ściskającego dla trzech wartości obciążenia (rys. 1.7). Po 200 godzinach próbka pod obciążeniem odpowiadającym średniemu naciskowi 5,17 MPa wykazała odkształcenie względne na skutek pęcznienia około 10%. Dodatkowo, zmierzone odkształcenia resztkowe po odciążeniu PTFE po próbie ściskania w podwyższonej temperaturze (100°C w warunkach nacisków 15 MPa) wyniosły 14%, podczas gdy pod działaniem obciążenia

odnotowano odkształcenie względne równe 25%. Stanowi to dowód na lepkosprężyste zachowanie się PTFE w warunkach badań.

Pełzanie oraz nie najlepsze własności mechaniczne niemodyfikowanego PTFE sprawiają, że materiał ten charakteryzuje się słabą stabilnością wymiarową, a także małą odpornością na zużycie tribologiczne. Z tego też powodu, według wiedzy autora, nie jest obecnie powszechnie stosowany jako materiał na pokrycia łożysk hydrodynamicznych. Znaczne polepszenie właściwości mechanicznych i tribologicznych PTFE można osiągnąć, dodając do polimeru odpowiednie napełniacze. Literatura przedmiotu zawiera stosunkowo dużo prac dotyczących badań tribologicznych różnych polimerów i ich kompozytów (zwykle intensywności zużycia oraz współczynnika tarcia w parze ciernej ze stałą). Poniżej zaprezentowano jedynie wyniki badań, które prowadzono z zamiarem poszukiwania kompozytu PTFE odpowiedniego na warstwy ślizgowe łożysk hydrodynamicznych.



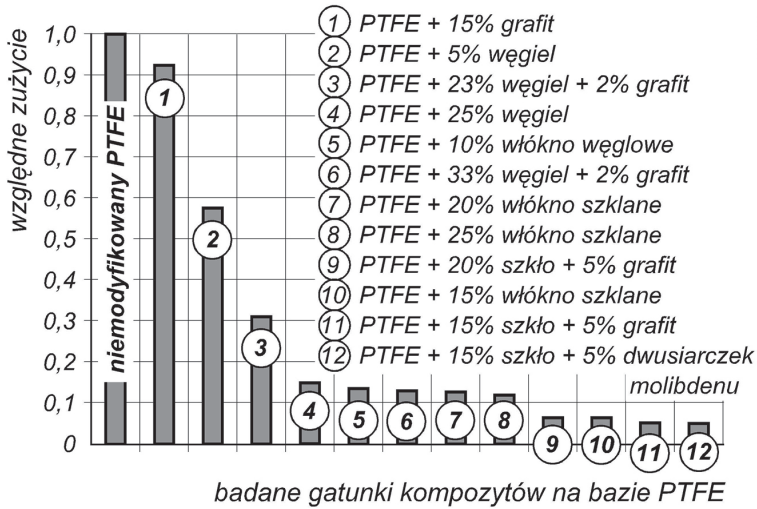
Rys. 1.7. Zmiana odkształcenia PTFE przy ścisnieniu w temperaturze 100°C w funkcji czasu [59]

Wyniki badań prezentujące zależność między składem oraz rodzajem użytego napełniacza a intensywnością zużycia odniesioną do niemodyfikowanego PTFE przedstawiono za Knoxem [113] na rys. 1.8.

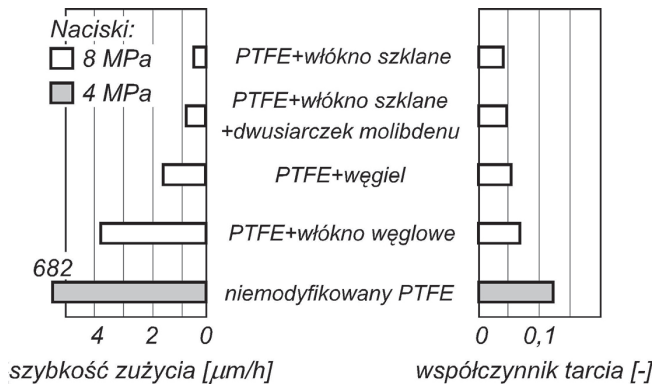
Jak wskazują rezultaty badań, napełniacze mogą zmniejszyć zużycie materiału w różnej skali. Na ograniczenie zużycia szczególnie korzystnie wpływają napełniacze w formie włókna szklanego i szkła, które zmniejszają zużycie kompozytu na bazie PTFE nawet do około 20 razy w porównaniu z nienapełnianym PTFE. Równocześnie jednak doświadczenia eksploatacyjne wykazują, że napełniacze te mogą stanowić zagrożenie dla współpracującej z łożyskiem powierzchni ślizgowej tarczy oporowej, powodując jej zużycie ściernie.

Wyniki badań wartości współczynnika tarcia dla różnych napełniaczy PTFE przedstawiono również m.in. w opracowaniu Uno i in. [211], które zawiera wyniki badań współczynnika tarcia oraz zużycia w warunkach smarowania olejem ISO VG 32 niemodyfikowanego oraz napełnionego PTFE (rys. 1.9).

Wyraźnie widoczne jest polepszenie właściwości tribologicznych polimeru w wyniku dodania odpowiednich napełniaczy. Ogólne wnioski z badań relacjonowanych w pracy [211] są zgodne z cytowanym wcześniej opracowaniem [113], tzn. największą odporność na zużycie ściernie wykazują polimery wypełniane włóknem szklanym.



Rys. 1.8. Wyniki badań względnego zużycia kompozytów PTFE w zależności od rodzaju i objętości zastosowanych wypełniaczy w odniesieniu do PTFE [113]



Rys. 1.9. Wyniki badań współczynnika tarcia oraz zużycia niemodyfikowanego PTFE i zmodyfikowanego kompozytów PTFE w warunkach smarowania olejem ISO VG 32, prędkość ślizgania 1 m/s [211]

Norma ISO 14287:2012 [270] podaje, że typowym materiałem pokryć warstw ślizgowych łożysk na bazie PTFE jest jego kompozyt z włóknem węglowym jako wypełniaczem (10–20% udziału masowego) oraz dwusiarczkiem molibdenu (4–6% udziału masowego).

1.2.3. PEEK (polieteroeteroketon)

PEEK jest polimerem termoplastycznym o unikatowych właściwościach, tj.: bardzo dobrej odporności termicznej, wysokiej trwałości chemicznej oraz łatwości przetwarzania przy użyciu powszechnie stosowanych metod przetwórstwa tworzyw sztucznych. Dzięki tym cechom stanowi on alternatywę dla metali w wielu gałęziach przemysłu, np. samochodowym

czy lotniczym, i coraz częściej znajduje zastosowanie w produkcji różnego rodzaju komponentów maszyn i urządzeń, np. pomp czy zaworów. PEEK wykazuje także dobrą odporność na zużycie oraz zdolność do długotrwałej pracy w wysokiej temperaturze [213, 254]. Moduł elastyczności PEEK wyznaczony w próbie rozciągania wynosi 3,56 GPa [133] i jest zdecydowanie większy niż dla PTFE.

Wadę niemodyfikowanego PEEK stanowi stosunkowo duża wartość współczynnika tarcia suchego, równa nawet $\mu = 0,5$ [257]. Najprawdopodobniej z tego powodu polimer ten nie jest stosowany jako pokrycie dla warstw ślizgowych łożysk hydrodynamicznych. Dopiero kompozyty na bazie PEEK zawierające PTFE czy grafit wykazują znacznie mniejsze wartości współczynnika tarcia. PEEK z napełniaczem węglowym lub w postaci włókien szklanych charakteryzuje się dodatkowo zwiększoną stabilnością wymiarową [159]. Kompozyty PEEK bardzo dobrze nadają się do pracy w podwyższonej temperaturze ze względu na wysoką wartość temperatury zeszklenia polimeru (143°C) oraz jego wysoką temperaturę topnienia (343°C).

Łożyska z polimerową warstwą ślizgową na bazie PEEK napełnionego PTFE oraz grafitem mogą działać w zakresie temperatury od -150°C do 250°C , a krótkotrwale nawet do 300°C . Ze wzrostem temperatury maleje jednak obciążalność łożyska. Przykładowo, wzrost temperatury działania łożyska z 80°C do 240°C obniża jego obciążalność o 50%, co jest bezpośrednio związane ze zmianą własności mechanicznych polimeru w podwyższonej temperaturze [200].

Badania porównawcze właściwości tribologicznych kompozytów PEEK stosowanych na warstwy ślizgowe łożysk hydrodynamicznych zostały opisane przez Yamadę i in. [251]. Analizom poddano dwa materiały: PEEK-A – napełniony bliżej nieokreślonym napełniaczem i włóknami węglowymi – oraz PEEK-B – tylko z napełniaczem. Dostępne dane materiałowe przebadanych kompozytów zamieszczono w tabelicy 1.3. Analiza danych materiałowych wykazuje znaczne różnice cech poszczególnych polimerów, wynikające z obecności w składzie polimeru PEEK-A włókna węglowego.

Wyniki przeprowadzonych testów zużycia wspomnianych kompozytów PEEK w warunkach smarowania olejem turbinowym przy małych prędkościach ślizgania 2 m/s i dużych naciskach średnich 8 MPa wykazały, że zużycie obu kompozytów jest podobne, przy czym nieco lepsze właściwości wykazał materiał PEEK-A. W cytowanej pracy określono również doświadczalnie skłonność polimeru do pełzania. Kompozyt PEEK-B nawet bez włókna węglowego wykazał bardzo mały poziom odkształcenia plastycznego (około 0,03%) po 60 godzinach w temperaturze 100°C i obciążeniu przy średnim nacisku $p_{sr} = 12$ MPa. Zmierzone w tych samych warunkach odkształcenie babbitu było około 10 razy większe. Wniosek ten potwierdzają także wyniki badań Mahieux [132], w których PEEK napełniony włóknem węglowym nie wykazał praktycznie żadnych oznak pełzania przy ściskaniu przez 3 miesiące w temperaturze 80°C .

Zgodnie z normą ISO 14287:2012 [270] typowe dla zastosowań w łożyskach hydrodynamicznych z wahliwymi segmentami są dwa kompozyty na bazie PEEK. Pierwszy zawiera jedynie dodatek PTFE (8–12% udziału masowego), natomiast drugi oprócz PTFE (1–3% udziału masowego) także napełniacz w postaci włókna węglowego (27–33% udziału masowego).

Tablica 1.3

Właściwości materiałowe polimerów PEEK wykorzystanych na pokrycia segmentów łożyska wzdłużnego w badaniach doświadczalnych opisanych w pracy [251]

Wielkość		Jednostka	PEEK-A	PEEK-B
gęstość	ρ	kg/m ³	1430	1350
wytrzymałość na rozciąganie	w temperaturze pokojowej	R_m	MPa	240
	w temperaturze 100°C			84
wydłużenie		%	2	50
współczynnik rozszerzalności liniowej	kierunek wzdłużny	α_{PEEK}	1/K	$0,9 \times 10^{-5}$
	kierunek poprzeczny			$3,8 \times 10^{-5}$
współczynnik przewodzenia ciepła	λ_{PEEK}	W/mK	0,56	0,25

1.2.4. Porównanie materiałów stosowanych na warstwy ślizgowe łożysk

Materiały pokryć segmentów łożysk hydrodynamicznych były obiektem badań porównawczych. Główny obszar zainteresowań stanowiły właściwości tribologiczne (współczynnik tarcia i intensywność zużycia) oraz mechaniczne (głównie skłonność do pełzania). Najczęściej wyniki badań materiałów polimerowych porównywano z wynikami uzyskanymi dla babbitu jako materiału łożyskowego o sprawdzonych właściwościach i znanych z ponad 100-letniej eksploatacji łożysk ograniczeniach.

W tablicy 1.4 zestawiono dane materiałowe babbitu (SnSb7Cu3) oraz niemodyfikowanych polimerów PTFE i PEEK. Dane materiałowe różnych stopów białego metalu (głównie mechaniczne i termiczne) różnią się od siebie nieznacznie (tabl. 1.1). Dlatego w dalszej części monografii (także w rozdziałach 3 i 4) nie rozróżniano wyników uzyskanych dla różnych stopów, przypisując im ogólną nazwę babbitt.

Porównanie właściwości fizycznych materiałów pozwala zauważyć, że polimery i babbity istotnie się od siebie różnią. PTFE charakteryzuje się najmniejszą wartością modułu sztywności wzdłużnej oraz twardością spośród porównywanych materiałów. Materiał ten ma jednak doskonałe właściwości tribologiczne, które sprawiają, że jest chętnie stosowany np. jako materiał na łożyska suche. PEEK jest polimerem o zdecydowanie korzystniejszych parametrach materiałowych niż PTFE. Charakteryzuje go porównywalna do babbitu wytrzymałość, przy module o rząd wielkości mniejszym niż babbitt. Polimery wykazują także zdecydowanie większe odkształcenie przy zerwaniu.

Twardość materiałów w zakresie temperatury najczęściej występującej w czasie eksploatacji łożysk hydrodynamicznych smarowanych olejem porównano na rys. 1.10. Największą twardość wykazał kompozyt PEEK. Materiał ten charakteryzuje się także najmniejszą zmianą zmierzonej twardości wraz ze wzrostem temperatury badań. Dla porównania, twardość babbitu w temperaturze 25°C była mniejsza od PEEK tylko o około 15%. W temperatu-

rze 150°C twardość babbitu była już około dwukrotnie mniejsza od twardości PEEK. Spośród analizowanych materiałów najmniejszą twardość wykazał PTFE.

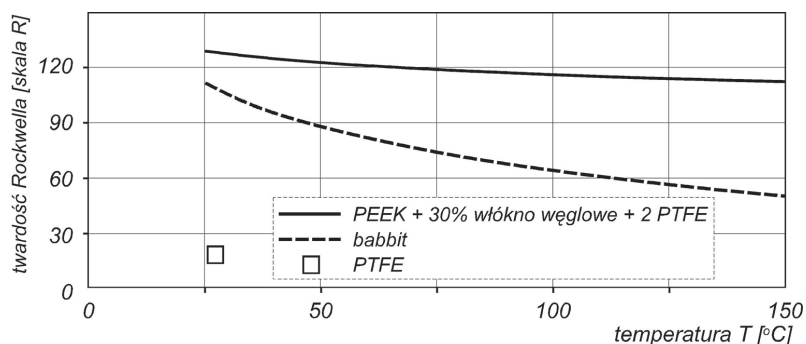
Tablica 1.4

Porównanie właściwości fizycznych najczęściej stosowanych materiałów na warstwy ślizgowe łożysk [203]

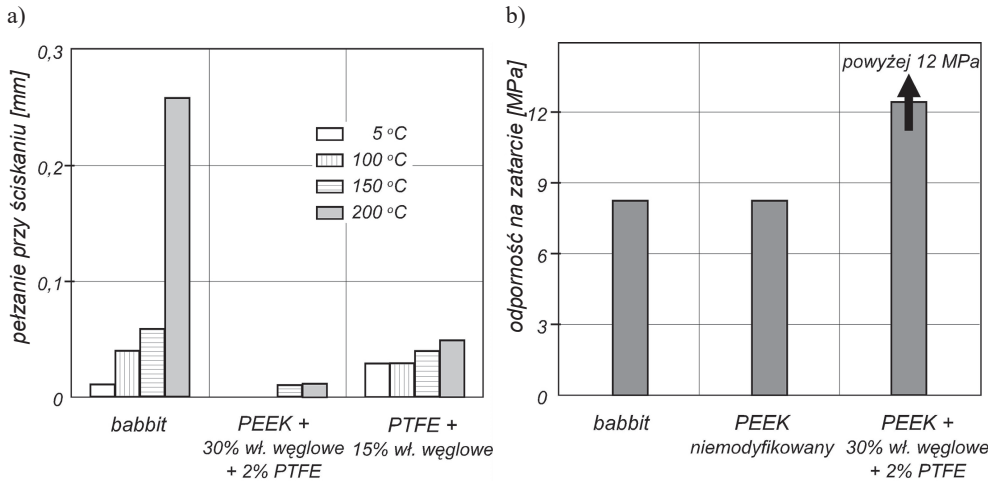
Wielkość	Jednostka	Norma ASTM	Babbitt	PEEK	PTFE
właściwości mechaniczne					
napężenie przy zerwaniu (23°C)	MPa	D638	81	97	30
odkształcenie przy zerwaniu (23°C)	%		14	80	300
moduł sztywności wzdłużnej (rozciąganie)	GPa		54	3,5	0,5
twardość w skali Rockwella	skala R	D785	105	126	20
właściwości termiczne					
temperatura topnienia	°C	(DSC)	240	341	327
współczynnik rozszerzalności liniowej	10 ⁻⁵ /K	D696	2	4,7	10
współczynnik przewodności cieplnej	W/mK	C177	63	0,25	0,25

Opisywane materiały polimerowe wykazują wyższą temperaturę topnienia niż babbitt oraz zdecydowanie większy współczynnik rozszerzalności liniowej materiału. Duża wartość współczynnika rozszerzalności cieplnej jest niepożądana, szczególnie w przypadku łożysk poprzecznych, w których może dojść do zatarcia łożyska wskutek pomniejszenia jego średnicy wewnętrznej w wyniku znacznej ekspansji termicznej materiału. Równocześnie polimery są bardzo dobrymi izolatorami ciepła – charakteryzują się około 200 razy mniejszą przewodnością cieplną od babbitu.

Na rys. 1.11 przedstawiono (za [203]) porównanie wyników odporności na pełzanie oraz zatarcie babbitu i polimerów (kompozytów) łożyskowych.



Rys. 1.10. Twardość w funkcji temperatury, porównanie babbitu i polimerów [203]



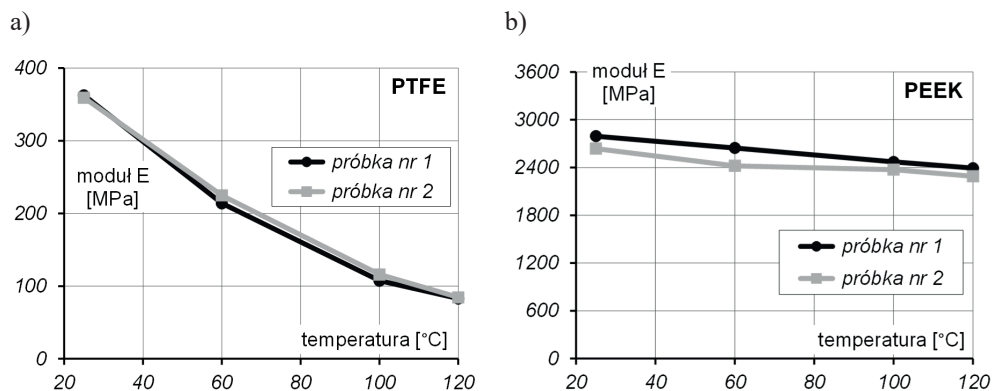
Rys. 1.11. Babbitt oraz kompozyty polimerowe, porównanie wyników:

a) pelzanie przy ściskaniu (3 MPa, po 100 godz.); b) odporność na zatarcie (wartość średnia z 3 prób) w warunkach smarowania olejem (prędkość 2 m/s) [203]

W zakresie temperatury od 100°C do 150°C napełnione polimery (głównie włóknem węglowym, rys. 1.11a) wykazują nieco mniejszą skłonność do pelzania niż babbitt. Najmniejsze pelzanie cechuje kompozyty PEEK. Warto podkreślić, że kompozyt PTFE, mimo napełnienia, wykazuje dość wyraźne pelzanie nawet w bardzo niskiej temperaturze 5°C – znacznie większe niż stop białego metalu. Odporność na zatarcie (rys. 1.11b) niemodyfikowanego PEEK i babbittu jest porównywalna, natomiast zdecydowanie większą stwierdzono dla kompozytu PEEK (z włóknem węglowym oraz PTFE).

W opracowaniu powstałym przy współudziale autora niniejszej monografii [244] zaprezentowano wyniki pomiarów doświadczalnych zastępczego modułu sztywności wzdłużnej przy ściskaniu polimerowego pokrycia warstwy ślizgowej w funkcji temperatury (w zakresie od 25°C do 120°C) dla dwóch materiałów: niemodyfikowany PTFE oraz PEEK napełniony włóknem węglowym i PTFE. Parametr ten wydaje się mieć decydujące znaczenie w przypadku łożysk hydrodynamicznych, ponieważ w czasie działania ciśnienie w filmie smarnym powoduje ściskanie warstwy ślizgowej, jej deformacja zaś w istotny sposób może wpływać na geometrię szczeliny smarnej, a tym samym na właściwości całego łożyska. Badania przeprowadzono na próbkach wyciętych z segmentów łożyskowych (po dwie próbki z każdego segmentu). W ten sposób uwzględniono udział warstwy pośredniej, a uzyskany wynik można zinterpretować jako wartość zastępczą modułu sztywności wzdłużnej całego pokrycia (polimer + warstwa pośrednia). Uzyskane wyniki pomiarów zaprezentowano na rys. 1.12.

Porównując uzyskane wyniki, można zauważyć, że w analizowanym zakresie temperatury dużo większe zmniejszenie zastępczego modułu sztywności wzdłużnej pokrycia obserwowano dla kompozytu PTFE. Zwiększenie temperatury z 25°C do 120°C spowodowało około 4-krotne zmniejszenie wartości modułu. W przypadku kompozytu PEEK zmienność modułu sztywności ze wzrostem temperatury była zdecydowanie mniejsza. Zmierzone zmniejszenie modułu sztywności wyniosło jedynie około 16%.



Rys. 1.12. Wartość zastępczego modułu sztywności wzdłużnej polimerowego pokrycia segmentów łożysk wzdłużnych w funkcji temperatury: a) PTFE; b) kompozyt PEEK napełniony włóknem węglowym i PTFE [244]

1.2.5. Wpływ warunków pracy na opory tarcia par ciernych polimer–metal

Pary ślizgowe polimer–metal wykazują zmienność właściwości tribologicznych (tj. współczynnika tarcia czy też intensywności zużycia) w zależności od warunków działania. Spośród parametrów ruchowych najistotniejszą rolę odgrywają: temperatura, nacisk powierzchniowy oraz prędkość ślizgania. Temperatura zmienia własności polimerów termoplastycznych, w tym moduł sztywności wzdłużnej i twardość. Nacisk jednostkowy wpływa na rzeczywistą powierzchnię styku elementów oraz na energię tarcia par ciernych przy określonej prędkości (zwiększenie temperatury). Prędkość ślizgania, podobnie jak nacisk, decyduje o energii tarcia, ale również o dynamice oddziaływań zachodzących na powierzchni. Inne czynniki wpływające na właściwości tribologiczne par ciernych polimer–metal to: warunki docierania, rodzaj atmosfery procesu tarcia, obecność cieczy smarującej czy też stan warstwy wierzchniej i twardość elementu metalowego. Informacje dotyczące wpływu warunków pracy na właściwości tribologiczne skojarzeń polimer–metal podsumowano w pracach [182, 228, 229]. Ponieważ łożyska hydrodynamiczne działają głównie w warunkach tarcia płynnego, a tylko w czasie rozruchów i wybiegów krótkotrwale także w warunkach tarcia mieszanego, powierzchnia ślizgowa nie podlega intensywnemu zużyciu w wyniku działania tarcia. Ponadto, metalowa tarcza ślizgowa łożysk wykonana jest zwykle ze stali. Z tego powodu poniżej opisano ogólnie wpływ wybranych warunków pracy jedynie na współczynnik tarcia par ciernych polimer–stal, przytaczając wybrane wyniki dla materiałów polimerowych najczęściej stosowanych na warstwy ślizgowe łożysk hydrodynamicznych, tj. PTFE i PEEK.

Mechanizm tarcia, w ogólnym przypadku, jest zależny od stanu fizycznego polimeru. W obszarze stanu szklanego duże znaczenie mają straty mechaniczne, a w obszarze wymuszonej sprężystości – adhezyjne. Dlatego wartość współczynnika tarcia zależy od temperatury; najniższa występuje w pobliżu temperatury zeszklenia, najwyższa – w pobliżu temperatury mięknięcia (rys. 1.6). Dla przykładu, zgodnie z wynikami badań opisanymi w pracy [229] wartość współczynnika tarcia statycznego w warunkach tarcia suchego pary cieńej

PTFE–stal zmniejsza się z 0,14 do 0,10 wraz ze wzrostem temperatury z 20°C do 90°C (nacisk jednostkowy 3 MPa). Podobnie jest w przypadku pary ciernej PEEK–stal, badanej w analogicznych warunkach, dla której współczynnik tarcia maleje w podobnym zakresie, tj. od 0,15 do 0,11.

Zależność współczynnika tarcia większości par ciernych polimer–stal od nacisku jednostkowego wskazuje, że wraz ze wzrostem obciążenia wartość współczynnika tarcia maleje. Po osiągnięciu minimum współczynnik tarcia rośnie, ale nie osiąga już tak dużych wartości jak dla małego nacisku jednostkowego. Zwykle badania nie są prowadzone w szerokim zakresie nacisków, stąd w wyniku otrzymuje się jedynie fragment opisanego przebiegu zmienności. Podając przykładowo za pracę [229], przy prędkości ślizgania 1 m/s zwiększenie nacisku badanej pary ciernej PEEK–stal w zakresie od 0,5 MPa do 2 MPa powoduje wzrost wartości współczynnika tarcia kinetycznego z około 0,25 do 0,3. W przypadku współczynnika tarcia statycznego oprócz wartości nacisku istotnym parametrem jest także czas działania obciążenia. Ogólnie można stwierdzić, że wraz z wydłużeniem czasu działania obciążenia wartość statycznego współczynnika tarcia rośnie dla większości materiałów polimerowych. Wyniki badań wpływu nacisku zaprezentowane w [229] ujawniają, że dla pary ciernej PTFE–stal (czas działania obciążenia 1 min) wraz ze wzrostem obciążenia od wartości 0,5 MPa do 3,0 MPa statyczny współczynnik tarcia zwiększa się od około 0,12 do 0,16.

Wpływ prędkości ślizgania na właściwości tribologiczne par ciernych polimer–stal nie jest jednoznacznie zdefiniowany. Często trudno go oddzielić od wpływu temperatury i związanego z tym nagrzewania powierzchni ślizgania materiałów. Dla pary ciernej PTFE–stal zauważa się w przybliżeniu liniowe zwiększenie wartości współczynnika tarcia od około 0,2 do około 0,26 wraz ze wzrostem prędkości od 0,1 m/s do 10 m/s [229].

Ważnym czynnikiem mającym wpływ na opory ruchu par ciernych polimer–stal jest także struktura geometryczna powierzchni, wyrażana najczęściej poprzez jej chropowatość. Większe znaczenie ma chropowatość powierzchni metalowej, ponieważ materiał ten wykazuje większą wytrzymałość na ścinanie oraz twardość niż polimer. Podczas procesu tarcia mikronierówności twardszej i bardziej wytrzymałej powierzchni metalowej wnikają we współpracującą powierzchnię polimerową wywołując, oprócz zużycia adhezyjnego, oddziaływania mechaniczne. W wyniku procesu zużycia struktura geometryczna powierzchni polimeru ulega najczęściej szybkiej modyfikacji. Tak jest np. w przypadku PTFE. Ogólny przebieg zależności współczynnika tarcia pary polimer–metal od chropowatości powierzchni wskazuje, że istnieje optymalna – ze względu na minimalizację oporów ruchu – wartość chropowatości. Przy małych wartościach chropowatości powierzchni (parametru Ra) dominuje udział składowych adhezyjnych sił tarcia, przy dużej wartości chropowatości – składowa oddziaływań mechanicznych [182]. Dla kompozytów PTFE optymalna wartość parametru Ra powierzchni metalowej zawiera się w przedziale 0,2–0,5 μm , podczas gdy dla niemodyfikowanego PTFE jest mniejsza od 0,2 μm [229]. Oprócz wartości parametru Ra na opory ruchu pary ciernej polimer–stal wpływa kierunkowość struktury. Najmniejsze wartości współczynnika tarcia statycznego i kinematycznego odnotowuje się dla przypadku, w którym ślady obróbki są równoległe do kierunku ślizgania.

Opisane powyżej zależności dotyczą współpracy elementów w warunkach tarcia technicznie suchego. Nie mają one praktycznie miejsca w przypadku poprawnie pracującego

łożyska hydrodynamicznego. Obecność oleju w strefie tarcia pary ciernej polimer–metal zmienia składowe adhezyjną i mechaniczną siły tarcia, a skuteczność smarowania zależy od własności środka smarowego oraz od oddziaływań między smarem a powierzchniami elementów. Istotny wpływ na tarcie smarowanych polimerów działających w warunkach tarcia granicznego i mieszanego mają zjawiska [182]: sorpcji materiału smarowego, plastyfikowania adsorpcyjnego warstwy wierzchniej oraz zwilżalności materiałów trących.

W pracy [262] opisano wyniki badań niemodyfikowanych polimerów PTFE oraz PEEK zanurzonych w oleju turbinowym (200 godz.) i poddanych działaniu podwyższonej temperatury (100°C) i ciśnienia (10 MPa). Zgodnie z wynikami pomiarów próbki kondycjonowane zwiększyły swoją masę, co świadczy o sorpcji oleju przez polimer. Próbki kondycjonowane w warunkach podwyższonej temperatury i ciśnienia wykazały nieco większą masę niż te, które kondycjonowano tylko w kąpieli olejowej (100°C). Zmierzone (metodą dynamicznej analizy mechanicznej) wartości modułu zachowawczego, który jest proporcjonalny do modułu sprężystości materiału, były dla kondycjonowanych próbek niższe niż dla próbek bez kondycjonowania. Wskazuje to na wpływ warunków w filmie olejowym (obecności oleju, temperatury i ciśnienia) na zmianę własności mechanicznych polimerów stosowanych na warstwy ślizgowe łożysk i prawdopodobnie również na ich właściwości tribologiczne.

W wyniku kontaktu z materiałem smarowym (zwłaszcza zawierającym środki powierzchniowo czynne) zachodzi zjawisko plastyfikowania warstwy wierzchniej ciała (efekt Rebindera). Towarzyszy mu znaczne obniżenie twardości warstwy wierzchniej, w przypadku polimerów na znaczną głębokość, a co za tym idzie – pogorszenie się własności mechanicznych i tribologicznych.

Zwilżalność materiałów, zależna m.in. od ich energii powierzchniowej, jest czynnikiem wpływającym na smarowanie graniczne poprzez zdolność do wytworzenia w wyniku adhezji na powierzchniach ciał trwałych warstw granicznych. Polimery niemodyfikowane są materiałami trudnozwilżalnymi, ich energia powierzchniowa jest około 20–100 razy mniejsza od metali [182]. Wzrost zwilżalności polimeru prowadzi zwykle do zmniejszenia oporów tarcia. Energię powierzchniową wyznacza się w sposób pośredni, poprzez pomiar kąta zwilżania ciała stałego cieczą.

Wyniki pomiaru kąta zwilżania polimerów PTFE oraz PEEK kondycjonowanych w oleju turbinowym ISO VG-32 przez 100 godz. w temperaturze 100°C zostały opisane w pracy [261]. Działanie oleju zmniejsza (około 2,5 razy) kąt zwilżania dla niemodyfikowanego PEEK, którego wartość po kondycjonowaniu była zbliżona do babbitu. Jednocześnie nie odnotowano wyraźnych zmian w kącie zwilżania polimeru PTFE, który był około 3-krotnie większy niż dla babbitu. Pozwala to wnioskować, że wpływ obecności oleju na utworzenie w wyniku adhezji warstwy granicznej i poprawę efektywności smarowania powierzchni jest znacznie większy w przypadku PEEK niż PTFE. Potwierdzeniem tego mogą być wyniki badań współczynnika tarcia statycznego w parach ciernych PTFE–stal i PEEK–stal, przedstawione w opracowaniu [229], zgodnie z którymi wprowadzenie w strefę tarcia oleju spowodowało zmniejszenie współczynnika tarcia w parze ciernej PEEK–stal w porównaniu z tarcieniem suchym z 0,30 do 0,22. Natomiast w przypadku PTFE zaobserwowano przeciwną tendencję: współczynnik tarcia statycznego smarowanego styku zwiększył się nieznacznie z 0,10 do 0,12.

Wyniki wpływu prędkości ślizgania oraz nacisku jednostkowego na współczynnik tarcia dwóch smarowanych par ciernych kompozyt PTFE–stal (*pin-on-disc*) opisano w pracy [228]. Wpływ prędkości analizowano przy nacisku 2 MPa w zakresie prędkości ślizgania od 0,5 do 20 m/s, wpływ nacisku w zakresie od 0,7 do 5 MPa przy prędkości 8 m/s. Wyniki dowodzą, że w warunkach tarcia mieszanego ($v = 0,5$ m/s) współczynnik tarcia par ciernych był około 1,5–2-krotnie większy od minimalnej wartości zmierzonej w punkcie przejścia pomiędzy tarcieniem płynnym i mieszanym ($v = 3$ m/s). Natomiast zwiększenie nacisku jednostkowego spowodowało nieznaczne zmniejszenie współczynnika tarcia, prawdopodobnie wskutek zmiany geometrii filmu.

Podobne wnioski można wyciągnąć z pomiarów zmian wartości współczynnika tarcia z obciążeniem, opisanych w pracach [27, 28]. Badaniom (*pin-on-disc*) poddano niemodyfikowany PTFE i jego kompozyty oraz babbitt w parze ciernej ze stalą w warunkach małej prędkości ślizgania ($v = 1,12$ m/s) dla styku niesmarowanego i smarowanego. W wyniku smarowania uzyskano około 1,5-krotne zmniejszenie współczynnika tarcia badanych materiałów. Zwiększenie obciążenia spowodowało zmniejszenie współczynnika tarcia dla materiałów polimerowych średnio o około 0,03–0,04. Inaczej było w przypadku babbittu, dla którego po zwiększeniu obciążenia odnotowano większy współczynnik tarcia.

Wpływ prędkości na wartość współczynnika tarcia PTFE (niemodyfikowanego i kompozytu zawierającego 15% włókna węglowego i 5% dwusiarczku molibdenu) oraz babbittu współpracującego ze stalą w warunkach smarowania opisano w pracy [4]. Wyniki pomiarów (*block-on-ring*) wskazują, że przy prędkościach mniejszych niż 10 m/s występuje nieznaczny wzrost współczynnika tarcia wraz z prędkością, bez różnic między badanymi parami ciernymi. Różnice ujawniają się dla większych prędkości, dla których wystąpiły warunki tarcia mieszanego ($v > 15$ m/s). Współczynnik tarcia pary ciernej babbitt–stal zwiększył się około 2–3-krotnie w porównaniu z parami ciernymi polimer–stal. Dowodzi to zdolności PTFE i jego kompozytów do działania w warunkach tarcia mieszanego ze stosunkowo małymi oporami ruchu ($\mu < 0,05$).

Podobny wniosek można wyciągnąć z opisanych w pracy [107] rezultatów badań (*ball-on-disc*) kompozytów PEEK w warunkach tarcia mieszanego. Badaniom poddano dwa kompozyty PEEK (napęczniony PTFE oraz PTFE i włóknem węglowym), a także – w celach porównawczych – babbitt. Współczynnik tarcia odnotowany w badaniach kompozytów PEEK ($\mu = 0,15$ – $0,20$) był mniejszy niż w przypadku babbittu ($\mu = 0,30$).

Interesujące wyniki badań wpływu wartości chropowatości powierzchni próbki PEEK na współczynnik tarcia w smarowanej parze ciernej ze stalą opisano w pracy [5]. Badania (*block-on-ring*) wykonano dla PEEK, PEEK napęcznionego włóknem węglowym (30%) oraz babbittu i dwóch prędkości (10 i 19 m/s). W przypadku mniejszej prędkości zmierzony współczynnik tarcia dla materiałów polimerowych był niewiele mniejszy ($\mu = 0,01$) niż dla babbittu ($\mu = 0,015$) przy chropowatości $R_a < 3$ μm . Dla większych chropowatości współczynnik tarcia babbittu się nie zmienił, a w przypadku polimerów znacząco wzrósł ($\mu =$ około 0,08 dla $R_a = 4$ – $4,8$ μm). Przy większej prędkości badań próbki babbittu uległy zatarciu bez względu na chropowatość ich powierzchni, natomiast niemodyfikowany PEEK wykazał zwiększenie współczynnika tarcia (od około 0,01 do 0,1) dla $R_a > 0,1$ μm , a jego kompozyt przy $R_a > 0,6$ μm . Świadczy to o wpływie struktury geometrycznej powierzchni polimeru na

przebieg procesu tarcia w smarowanej parze ciernej PEEK–stal oraz wpływie prędkości na krytyczną wartość chropowatości powierzchni materiału polimerowego na bazie PEEK, po której przekroczeniu opory tarcia rosną.

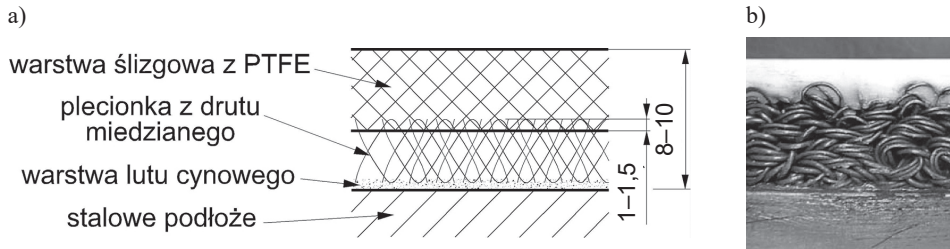
1.3. Połączenie polimerowej warstwy ślizgowej z segmentem łożyska

Postać konstrukcyjna łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową różni się od łożysk z pokryciem warstwą białego metalu jedynie sposobem połączenia materiału pokrycia z segmentem [200]. Ze względu na ograniczoną adhezję polimerów do innych materiałów bezpośrednie połączenie polimerów ze stalowym podłożem łożyska (np. poprzez klejenie) jest bardzo kłopotliwe. Dodatkowo wymaga się, by połączenie warstwy ślizgowej i segmentu charakteryzowało się odpowiednio dużą wytrzymałością na działanie czynników charakterystycznych dla eksploatacji łożysk hydrodynamicznych, takich jak: obecność środka smarnego, obciążenie ściskające warstwę ślizgową, poślizg w warunkach tarcia czy też podwyższona temperatura. Połączenie nie może zostać oderwane od segmentów w czasie eksploatacji łożyska.

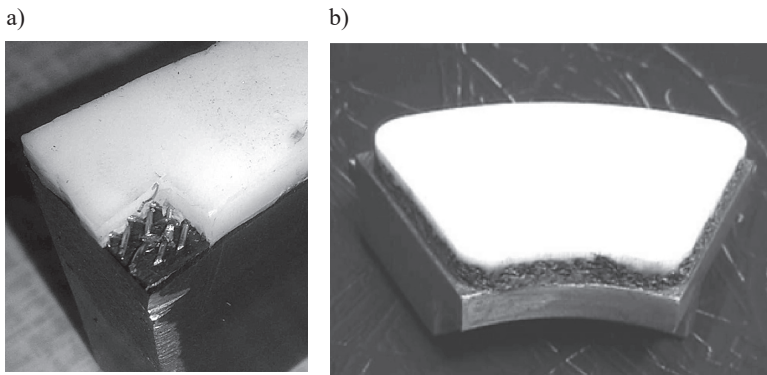
1.3.1. Rodzaje połączeń

Do połączenia polimerowej warstwy ślizgowej używa się najczęściej dodatkowej warstwy pośredniej, która zapewnia pewne i trwałe powiązanie tworzywa z segmentem. W praktyce stosowane są dwa główne rodzaje warstw pośrednich: plecionka z drutu miedzianego albo stalowego lub warstwa spiekane go brązu.

Technologia połączenia warstwy polimeru PTFE ze stalowym segmentem została opracowana i opatentowana na potrzeby zastosowań w łożyskach poprzecznych w byłym ZSRR w 1966 roku [196]. Uzyskane uelastycznienie warstwy ślizgowej miało na celu wyeliminowanie niekorzystnego zjawiska krawędziowania, występującego wskutek ukosowania osi wału względem osi sztywnej panwi łożyska. W cytowanej pracy opisano technologię wykonywania pokrycia kompozytu złożonego ze sprasowanej w temperaturze około 200–250°C warstwy PTFE o grubości około 2–3 mm z plecionką z drutu miedzianego (o grubości około 4–7 mm). Warstwę plecionki przylutowywano wcześniej do stalowego podłoża lutem cynowym lub przyklejano żywicą epoksydową. Prasowanie warstwy PTFE z plecionką z drutu powoduje połączenie obu części w wyniku wplynięcia polimeru w szczeliny plecionki miedzianej na grubość około 1–1,5 mm. Schematycznie połączenie to pokazano na rys. 1.13. Sztywność pokrycia (elastyczność powierzchni ślizgowej) można zmieniać poprzez dobór warstwy plecionki z drutu miedzianego o odpowiednich parametrach (upakowaniu czy też średnicy drutu). Ten sposób połączenia jest stosowany głównie do łożysk z warstwą ślizgową wykonaną z PTFE. Zamiast plecionki z drutu miedzianego spotykane są również rozwiązania warstw pośrednich wykonane z regularnej siatki drutu stalowego (rys. 1.14a).



Rys. 1.13. Budowa kompozytowego pokrycia segmentu łożyskowego; a) schemat budowy [38]; b) przekrój przez warstwę kompozytu [74]

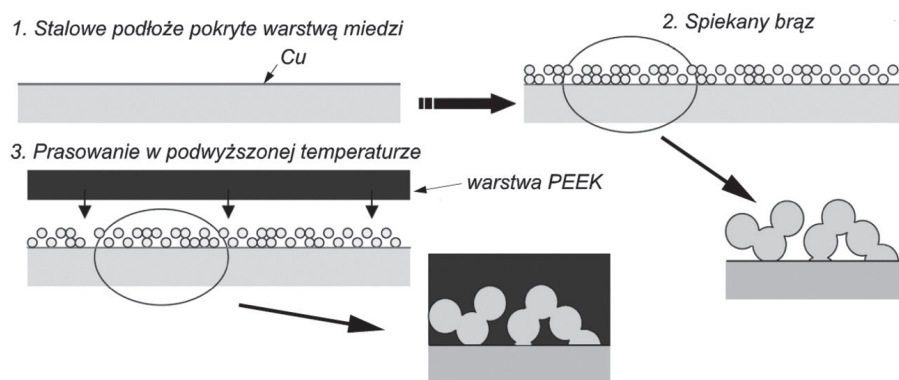


Rys. 1.14. Segmenty łożysk z pokryciem PTFE: a) segment z warstwą pośrednią w postaci regularnej siatki stalowej (usunięty fragment warstwy ślizgowej odsłania warstwę pośrednią); b) segment z warstwą pośrednią z nieregularną siatką drucianą [76]

W opracowaniu [130] zaprezentowano wyniki badań wpływu gęstości regularnej siatki pośredniej na zmierzone ciśnienie hydrodynamiczne w filmie olejowym segmentu łożyska wzdłużnego. Przebadano dwa rodzaje siatek: gęstą prostokątną (regularną o skoku 1,5 mm) oraz rzadką (o skoku 6 mm × 27 mm, trapezowy kształt oczek). Siatki były wykonane z drutu stalowego o średnicy 1 mm, pokrycie segmentu tworzyła warstwa PTFE o grubości 3 mm. Wyniki badań wskazują, że geometria siatki pośredniej może mieć wpływ na profile ciśnienia hydrodynamicznego w filmie smarnym. Ciśnienie zmierzone dla segmentu z rzadką siatką pośrednią charakteryzowało się nieregularnym rozkładem. Zjawiska takiego nie zaobserwowano w pomiarach uzyskanych dla segmentu z gęstą siatką pośrednią.

Drugim rozwiązaniem stosowanym powszechnie w celu połączenia polimerowej warstwy ślizgowej z podłożem jest warstwa pośrednia wykonana ze spiekane go brązu. Metoda ta została opracowana przez Glacier Metal Co. ponad 60 lat temu i wykorzystana w produkcji tulei stalowych pokrytych warstwą PTFE do zastosowań w przemyśle samochodowym. Następnie zaadaptowano ją również do łączenia ze stalą innych polimerów, w tym PEEK [159]. Porowatą warstwę brązu wykonuje się na stalowym segmencie, który wcześniej pokrywa się warstwą miedzi. W tak przygotowaną powierzchnię wprasowuje się warstwę ślizgową z polimeru w kształcie płyty, najczęściej grubości od 1 do 4 mm, przy czym równocześnie nagrzewa się stalowe podłoże. Powoduje to mięknienie warstwy tworzywa i jej wplynięcie

w pory spiekane białego brązu (rys. 1.15) [40, 188, 251]. Po ochłodzeniu kompozytu z uzyskanych półproduktów wycina się segmenty łożyska. Technologię tę stosuje się głównie do wytwarzania łożysk hydrodynamicznych pokrytych kompozytem PEEK.

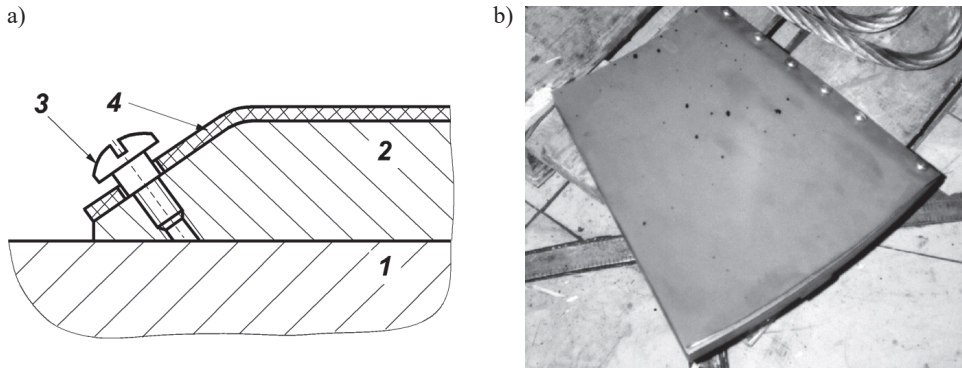


Rys. 1.15. Technologia nakładania warstwy ślizgowej z kompozytu PEEK [188]

W opisie prac rozwojowych dotyczących łożysk z polimerową warstwą ślizgową prowadzonych pod koniec XX wieku w Japonii wspomina się również o zastosowaniu innej formy warstwy pośredniej łączącej polimer z segmentem. Warstwę wykonywano w postaci perforowanej płyty ze stali, łączącej z klockami łożyska za pomocą technologii spawania [211].

W niektórych przypadkach stosowane są także nietypowe metody połączenia polimerowej powierzchni ślizgowej z segmentami łożysk wzdłużnych. Przykład takiego rozwiązania zaprezentowano na rys. 1.16 (wg [79]). Zostało ono wykorzystane w kilku łożyskach nośnych turbin wodnych o mocy od 3,1 do 7,9 MW na Słowacji. Na wierzchu segmentu łożyskowego (1) zamontowano płytę pośrednią (2) z zamocowaną do niej nakładką z tworzywa sztucznego o grubości 3 mm (4), zabezpieczoną przed przesunięciem wkrętami (3). Tworzywem zastosowanym na pokrycie powierzchni ślizgowej w tych łożyskach był polietylen PE-UHMW (*PoliEthylene of Ultra High Molecular Weight*). Materiał ten nie znalazł jednak szerokiego zastosowania na pokrycia łożysk hydrodynamicznych, prawdopodobnie ze względu na swoje niewystarczające własności mechaniczne oraz niewysoką maksymalną temperaturę pracy ciągłej, która dla PE-UHMW wynosi jedynie 80°C [38].

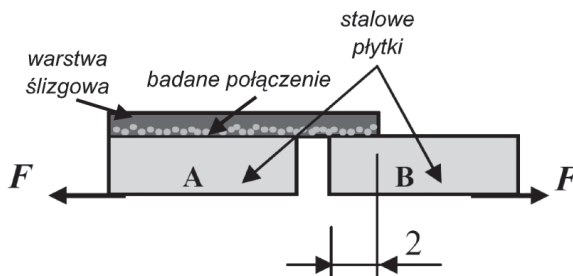
Innym przykładem nietypowej metody połączenia tworzywa z segmentem jest klejenie [27, 28]. Za pomocą tej technologii na potrzeby badań laboratoryjnych połączono ze stalowymi segmentami warstwę ślizgową z dość nietypowym polimerem na bazie PTFE, napełnionym brązem (55%) i grafitem (5%). Zarówno ten materiał, jak i zaproponowana technologia jego łączenia z podłożem w świetle aktualnych doniesień literaturowych nie znalazły jednak szerokiego zastosowania w produkcji łożysk hydrodynamicznych.



Rys. 1.16. Metoda łączenia warstwy ślizgowej z PE-UHMW w hydrozespołach EW na Słowacji [79]: a) przekrój przez płytę nakładaną na segment; b) fotografia segmentu

1.3.2. Wytrzymałość połączenia

W ramach prac rozwojowych dotyczących łożysk z pokryciami polimerowymi prowadzono również badania, których celem była ocena jakości oraz wytrzymałości połączenia materiału warstwy ślizgowej z segmentem. Badano m.in. statyczną oraz dynamiczną wytrzymałość połączenia, wpływ obecności oleju i podwyższonej temperatury. Badania takie były prowadzone w różnych ośrodkach badawczych oraz przez producentów łożysk [27, 28, 132, 142, 189, 251]. Najczęstszy rodzaj testu stanowiła próba ścinania połączenia. Przykład metody realizacji takiego pomiaru pokazano na rys. 1.17.



Rys. 1.17. Badania wytrzymałości połączenia warstwy ślizgowej i segmentu [251]

Zgodnie z wynikami badań [142, 251] zmierzona wytrzymałość na ścinanie połączenia kompozytu PEEK ze stalą była równa od około 30 do 45 MPa, w zależności od gatunku kompozytu. Większą wytrzymałość otrzymano dla kompozytu PEEK napełnionego włóknem węglowym. Określona w ten sam sposób wytrzymałość wiązania warstwy białego metalu do stalowego podłoża była na porównywalnym poziomie. Stwierdzono również, że wpływ temperatury na wytrzymałość takiego połączenia jest pomijalnie mały.

Wyniki przeprowadzonych badań potwierdzają ogólny wniosek, że wytrzymałość połączenia polimerowej warstwy ślizgowej z segmentem w rezultacie zastosowania warstwy pośredniej jest wystarczająca dla bezpiecznego działania łożyska. Potwierdza to również

brak doniesień literaturowych na temat przypadków awarii łożysk z polimerową warstwą ślizgową w wyniku uszkodzenia lub zerwania połączenia tworzywa z segmentem łożyska [12, 200].

1.4. Badania teoretyczne łożysk

Badania teoretyczne łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową mają stosunkowo krótką historię. Jedną z pierwszych prac zajmujących się tym zagadnieniem została bowiem opublikowana w latach 80. XX wieku. Do dnia dzisiejszego w literaturze znane są jedynie nieliczne opracowania poświęcone analizie obliczeniowej łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową. Z drugiej strony widoczne jest zainteresowanie producentów oraz środowiska naukowego tego typu analizami. Zdaniem autora niniejszej monografii mała liczba prac poświęconych analizie teoretycznej łożysk z polimerową warstwą ślizgową wynika głównie z trudności obliczeniowych, jakie wprowadza do rozwiązania problemu pokrycie segmentu. Materiały polimerowe stosowane na warstwy ślizgowe są w porównaniu z babbitem znacznie bardziej elastyczne (około 100-krotnie) i gorzej przewodzą ciepło (współczynnik przewodzenia ciepła jest około 200 razy mniejszy). Zmienia to przebieg zjawisk towarzyszących działaniu łożyska w tak znacznym stopniu, że modele obliczeniowe stosowane z powodzeniem do analiz teoretycznych łożysk pokrytych białym metalem nie pozwalają na uzyskanie poprawnych wyników obliczeń dla łożysk z pokryciem polimerowym, nawet przy umiarkowanych wartościach obciążeń i prędkości działania.

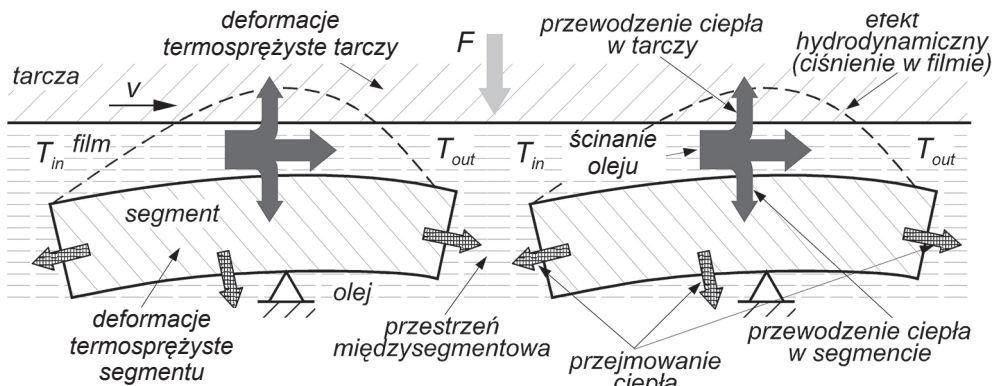
W tej części monografii przedstawiono stan wiedzy na temat badań teoretycznych łożysk wzdłużnych. W początkowej części opisano krótko zjawiska i procesy towarzyszące działaniu hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych. Dalej scharakteryzowano rozwój modeli obliczeniowych stosowanych do badań, wskazano problemy związane z ich wykorzystaniem oraz aktualne kierunki rozwoju. Na zakończenie tej części omówiono wyniki znanych z literatury badań teoretycznych hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową.

1.4.1. Zjawiska i procesy towarzyszące działaniu łożyska

Działaniu łożysk hydrodynamicznych z wahliwymi segmentami towarzyszy wiele zjawisk i procesów (przepływowych, cieplnych i związanych z odkształcalnością elementów) (rys. 1.18), które mają istotny wpływ na ich parametry pracy. Są one silnie ze sobą sprzężone, tzn. zmiana przebiegu jednego z nich skutkuje zmianami w przebiegu pozostałych.

Segmenty łożyska są zanurzone w cieczy smarującej, którą najczęściej jest olej. Olej doprowadzany jest do korpusu łożyska, zwykle w obszarze przestrzeni międzysegmentowej. W wyniku ruchu obrotowego tarczy olej wpływający do łożyska (o niższej temperaturze) miesza się z olejem wypełniającym łożysko. Ruch tarczy powoduje ponadto, że olej omywa segmenty łożyska oraz wpływa do szczelin smarnych. Przepływowi cieczy lepkiej, jaką jest olej, towarzyszą naprężenia styczne. Zgodnie z prawem Newtona są one proporcjonalne do gradientu prędkości w kierunku prostopadłym do działania danego naprężenia, ze współczynnikiem proporcjonalności η (lepkość dynamiczna). Przyjmuje się, że prędkość płynu na ściankach omywanych przez ciecz wynosi zero (brak poślizgu). Część drobin płynu przylega

do ścianek w wyniku **adhezji** [215]. Przy ścianie gradient prędkości jest największy. Oddalając się od ścianek, gradient prędkości maleje, maleją też naprężenia styczne.



Rys. 1.18. Najważniejsze procesy i zjawiska towarzyszące działaniu hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych

W przypadku, gdy prędkość obrotowa tarczy wału jest wystarczająco duża do pracy łożyska w warunkach tarcia płynnego, powierzchnie ślizgowe segmentów i tarczy wału są rozdzielone warstwą oleju (nie występuje styk powierzchni). Film smarny jest całkowicie wypełniony olejem. Przepływ oleju w filmie ma zazwyczaj charakter **laminarny** (przepływ uwarstwiony), przy czym we wlotowej części szczeliny może występować przepływ wsteczny (o kierunku przeciwnym do prędkości ślizgania). W rozbieżnej części szczeliny smarnej (w pobliżu krawędzi wylotowej filmu) może wystąpić kawitacja. **Kawitacja** jest zjawiskiem towarzyszącym przepływowi cieczy, którego ciśnienie obniża się do wartości ciśnienia wrzenia tej cieczy w danej temperaturze. Takie warunki przepływu mogą zaistnieć w obszarze wylotowym filmu, gdzie w wyniku przepływu oleju w rozbieżnej części szczeliny wzrośnięcie prędkości przepływu towarzyszy gwałtowny spadek ciśnienia oleju. Powstałe pęcherzyki gazu lub pary w rezultacie lokalnego odparowania w filmie znikają raptownie w wyniku przesunięcia się ich w strefę wyższego ciśnienia [169]. Powtarzające się z dużą częstotliwością, wywołane kawitacją mikrouderzenia cieczy o ściankę mogą powodować niszczenie powierzchni ślizgowej (korozja kawitacyjna).

Optywowi segmentów przez olej w obudowie łożyska, inaczej niż w przypadku szczeliny smarnej, może towarzyszyć **turbulencja**, szczególnie dla dużych prędkości obrotowych tarczy. Przepływ turbulentny charakteryzuje się nieuporządkowanym ruchem elementów płynu, który w dużych skupiskach drobin porusza się ruchami wirowymi, o charakterze przypadkowym i chaotycznym [215]. Występuje przy tym gwałtowny wzrost strat energetycznych [83]. Źródłem turbulencji, oprócz warunków przepływu charakterystycznych dla krytycznej liczby Reynoldsa, mogą być krawędzie optywanych ciał lub miejsca oderwań warstwy przyściennej [83]. W przypadku hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych źródłami turbulencji przepływu oleju w korpusie łożyska mogą być optyw krawędzi segmentów oraz przeszkody dla przepływu oleju, np. żebra. Dodatkowo, przepływ w tym obszarze charakte-

ryzuje się znacznie większą wartością liczby Reynoldsa niż przepływ w szczelinie smarnej (w wyniku większego wymiaru charakterystycznego).

Przepływowi oleju w filmie towarzyszy, ze względu na znaczne wartości gradientu prędkości, intensywne ścinanie oleju i tym samym wydzielanie się ciepła. Powoduje to wzrost temperatury oleju w filmie oraz zmniejszenie jego lepkości. Ciepło ze szczeliny unoszone jest głównie ze środkiem smarnym. Pozostała część ciepła przepływa przez elementy łożyska, tj. segmenty i tarczę wału. Wskutek **przewodzenia ciepła** przez segmenty na ich grubości występuje spadek temperatury, będący przyczyną powstawania deformacji termicznych segmentów. Ciepło z segmentów jest przejmowane na ich bocznych ściankach przez omywający je olej i wyprowadzane na zewnątrz układu. Podobny przebieg ma proces wymiany ciepła ze szczeliny poprzez tarczę wału, co skutkuje wystąpieniem deformacji termicznych także w tym elemencie.

Obciążenie zewnętrzne w łożysku o tarcu płynnym jest przenoszone przez warstwę filmu smarnego, w którym w wyniku **efektu klina smarnego** generowane jest ciśnienie hydrodynamiczne. Ciśnienie w filmie wywołuje deformację sprężystą współpracujących elementów łożyska. Całkowite deformacje segmentu oraz tarczy wału są skutkiem działania zarówno temperatury, jak i ciśnienia (deformacje termosprężyste). Zmieniają one kształt szczeliny, od którego zależy np. rozkład ciśnienia czy też gradient prędkości oleju w filmie.

W przypadku, kiedy prędkość obrotowa tarczy wału jest zbyt mała do wytworzenia efektu hydrodynamicznego zdolnego do przeniesienia pełnego obciążenia łożyska, w filmie smarnym dochodzi do lokalnego styku powierzchni ślizgowych. Tarcie płynne zostaje zastąpione przez tarcie mieszane, które w ogólnym przypadku jest sumą tarcia suchego, granicznego i płynnego [124]. Ma to miejsce w czasie wybiegów i rozruchów łożyska pod obciążeniem. Wówczas część obciążenia normalnego jest przenoszona przez obszary bezpośredniego styku powierzchni ślizgowych, część – poprzez mikrostryki oddzielone graniczną warstwą środka smarnego, a pozostała część – przez mikrokliny cieczy smarującej, wypełniającej wgłębienia i nierówności [88]. Przebieg procesów i zjawisk stykowych zależy od materiału pokrycia segmentów. W przypadku metali (segment z pokryciem powierzchni babbitem) styk tarciový ma charakter sprężysto-plastyczny. Inaczej jest w przypadku styku polimeru z metalem (łożyska z pokryciem PTFE lub PEEK), który ma charakter lepkosprężysty [125]. Tarcu mieszanemu towarzyszy zużycie, przy czym obecność oleju w strefie styku zasadniczo poprawia właściwości tribologiczne par polimer–metal [229]. W takim przypadku, w porównaniu z tarciem suchym, maleją opory tarcia i zwiększa się odporność na zużycie większości badanych materiałów polimerowych.

1.4.2. Rozwój badań łożysk wzdłużnych

Badania teoretyczne łożysk rozpoczął Reynolds, który w przełomowym opracowaniu [175] oprócz zaproponowania równania opisującego rozkład ciśnienia w filmie smarnym w funkcji geometrii szczeliny i warunków działania łożyska przeprowadził obliczenia łożyska z eksperymentu Towera [209, 210]. Dokładne pomiary Towera umożliwiły Reynoldsowi oszacowanie wartości luzu łożyskowego badanego łożyska (dotąd niezdefiniowanego parametru geometrycznego łożyska) oraz lepkości oleju w czasie badań. Porównanie pól ciśnień

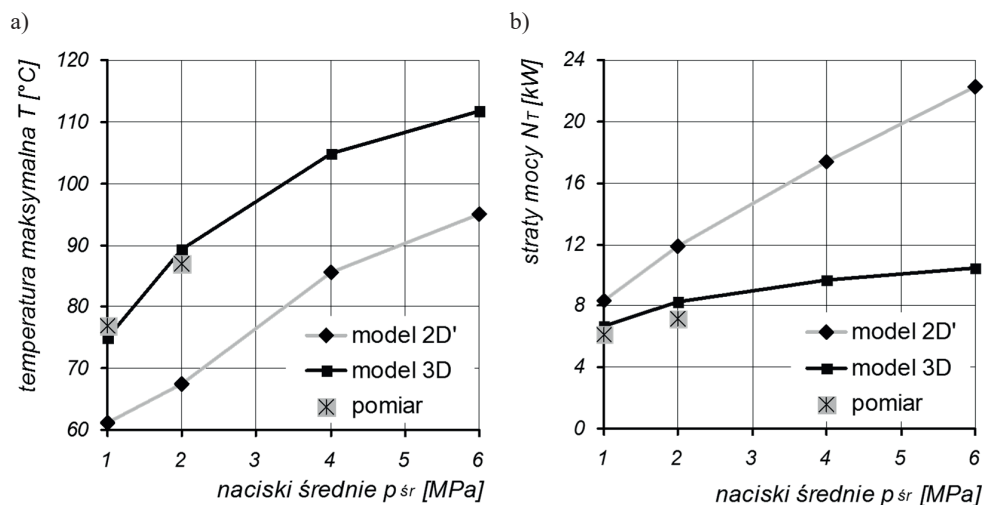
w filmie smarnym – obliczonych oraz zmierzonych – pozwoliło na stwierdzenie, że rezultaty otrzymane z wykorzystaniem zaproponowanej teorii hydrodynamicznego smarowania pozostają w pełnej zgodności z wynikami uzyskanymi przez Towera.

Od czasów Reynoldsa, dzięki ewolucji technik obliczeniowych, analizy obliczeniowe łożysk bardzo się rozwinęły. Do lat 50. XX wieku obliczenia łożysk prowadzono, zakładając stałą wartość lepkości oleju w szczelinie (modele izotermiczne). Porównanie wyników takich analiz z rezultatami badań doświadczalnych wskazywało, że do uzyskania zgodności wyznaczonych strat tarcia w łożysku niezbędne jest użycie w analizach obliczeniowych lepkości oleju dla temperatury wyższej niż temperatura zasilania, tak zwanej lepkości efektywnej [108, 161]. Dodatkowo, teoria hydrodynamicznego smarowania z założeniem stałych właściwości oleju w filmie nie była w stanie wyjaśnić występowania nośności hydrodynamicznej łożyska o nominalnie równoległych szczelinach smarnych, jaką w badaniach eksperymentalnych zaobserwował Fogg [66]. Skłoniło to badaczy do intensywnych badań wpływu efektów termicznych na właściwości łożyska. W 1962 roku Dowson wyprowadził uogólnione równanie Reynoldsa, które umożliwiła uwzględnienie trójwymiarowej zmienności lepkości oraz gęstości oleju w filmie smarnym wraz z temperaturą [42]. Dzięki wykorzystaniu tego równania oraz rozwojowi metod obliczeniowych z jego wykorzystaniem możliwe stało się prowadzenie efektywniejszych badań teoretycznych łożysk z uwzględnieniem efektów termicznych. Zaowocowało to opracowaniem w połowie lat 60. XX wieku modeli obliczeniowych łożysk, nazywanych modelami termohydrodynamicznymi (THD), które uwzględniały trójwymiarowe pole zmienności temperatury, lepkości oraz gęstości oleju w szczelinie smarnej. W modelach tych, oprócz uogólnionego równania Reynoldsa, w celu opisu rozkładu temperatury w szczelinie smarnej rozwiązuje się w ogólnym przypadku równanie energii dla filmu olejowego oraz równanie przewodzenia ciepła przez segment i tarczę oporową. Zestaw równań rozwiązywanych w analizach THD łożysk można znaleźć np. w pracy [98]. Początkowo do rozwiązywania równań wykorzystywano głównie metodę różnic skończonych (MRS), później zaczęto wykorzystywać również metodę elementów skończonych (MES), którą jako pierwsi do analizy problemu smarowania zastosowali Reddi i Chu [173, 174].

Początkowe prace z wykorzystaniem analiz THD łożysk wzdłużnych zawierały wyniki badań trójwymiarowego pola temperatury w szczelinie smarnej oraz rozkładu ciśnienia i nośności segmentu o kształcie prostokątnym lub wycinka pierścienia bez uwzględnienia jego wahlności [62, 103, 208]. Wyniki obliczeń THD porównywano z wynikami obliczeń numerycznych uzyskanymi z założeniem przepływu izotermicznego lub adiabatycznego, odnotowując znaczne rozbieżności uzyskanych rezultatów. Wahlność segmentu w modelach THD została uwzględniona – w ograniczonej formie – w następnym etapie rozwoju analiz teoretycznych łożysk. Tieu przedstawił wyniki obliczeń łożyska z uwzględnieniem wahlności jedynie w kierunku obwodowym [206, 207]. Rezultaty obliczeń dla różnych warunków brzegowych (temperatury oraz kształtu szczeliny) porównano z wynikami doświadczalnymi dla łożyska o $d_{sr} = 101,5$ mm. Stwierdzono, że najlepszą zgodność uzyskuje się, zakładając wykładniczy kształt szczeliny smarnej.

Z kolei w pracy Kima i in. [110] zaprezentowano wyniki THD dla łożyska z wahlnością w kierunku promieniowym i obwodowym. Wadą przedstawionej analizy była konieczność wprowadzenia jako danej wejściowej do obliczeń grubości szczeliny smarnej nad

podporą. Obliczenia przeprowadzono dla dwóch założonych rozkładów temperatury w filmie olejowym. Pierwszy model (2D) zakładał stałość parametrów oleju w funkcji grubości filmu (temperatury, lepkości i gęstości). Drugi model (3D) uwzględniał trójwymiarowe pole zmian parametrów filmu olejowego. Wyniki obliczeń temperatury powierzchni ślizgowej, strat tarcia w łożysku oraz nośności łożyska wykazują znaczne różnice w zależności od przyjętego modelu. Wartości temperatury uzyskane przy zastosowaniu modelu 2D były znacznie niższe niż przy wykorzystaniu modelu 3D. W konsekwencji nośności wyznaczone z zastosowaniem modelu 2D łożyska były istotnie wyższe. Podobne wnioski można wyciągnąć z prac prowadzonych przy współudziale autora niniejszej monografii [237, 247], w których porównano wyniki obliczeń wahlowego łożyska wzdłużnego uzyskane przy użyciu modelu 3D oraz zmodyfikowanego modelu 2D (nazywanego modelem 2D'). Model 2D' umożliwiał uwzględnienie przepływu ciepła z filmu olejowego do elementów łożyska dzięki upraszczającemu założeniu o parabolicznym rozkładzie temperatury w funkcji grubości szczeliny smarnej [34]. Uzyskane rezultaty obliczeń porównano z dostępnymi w literaturze wynikami eksperymentalnymi (rys. 1.19) dla łożyska wybranego do analiz (wyniki badań za [78]).



Rys. 1.19. Porównanie wyników uzyskanych z zastosowaniem modeli 2D' oraz 3D z wynikami eksperymentalnymi łożyska ($d_{sr} = 121,5$ mm, $n = 3000$ obr/min) [237]:
a) temperatura maksymalna powierzchni ślizgowej; b) straty mocy w łożysku

Bardzo dobrą zgodność wyników badań i obliczeń uzyskano dla modelu 3D, natomiast rezultaty obliczeń temperatury wyznaczone przy użyciu modelu 2D' były znacząco niższe, a wyznaczone straty mocy wyraźnie wyższe. Na tej podstawie można stwierdzić, że założenie o stałej wartości lepkości w funkcji grubości filmu olejowego jest niewystarczające w przypadku prowadzenia obliczeń łożysk wzdłużnych z wahlowymi segmentami.

Równocześnie z analizą efektów termicznych w filmie olejowym rozpoczęto prace nad uwzględnieniem w obliczeniach wpływu deformacji elementów łożyska na kształt szczeliny smarnej. Jest to szczególnie ważne w przypadku łożysk z wahlowymi segmentami, których rozwiązanie konstrukcyjne (sposób podparcia) sprzyja występowaniu deformacji termo-

sprężystych segmentu. Wpływ ten jest najbardziej widoczny w przypadku łożysk działających w warunkach dużych prędkości i obciążeń. Modele łożyska uwzględniające zjawiska przepływowe ze zmiennością temperatury oleju w szczelinie smarnej oraz deformacje termosprężyste (głównie segmentu) funkcjonują w literaturze przedmiotu pod nazwą modeli termoelastohydrodynamicznych (TEHD). W jednych z pierwszych prac podejmujących próbę analiz TEHD, których autorami byli Rohde i Oh [179] oraz Ettles (model 2D) [55], deformacje termosprężyste segmentu łożyska wyznaczano w uproszczony sposób, korzystając ze znanego rozwiązania analitycznego dla płyty. Ettles rozwijał swój model obliczeniowy, włączając do analizy trójwymiarową zmienność temperatury i lepkości w szczelinie smarnej, jednak deformacje termosprężyste segmentów w modelu były wyznaczane we wcześniej wspomniany uproszczony sposób [56, 58, 60]. Podobne uproszczenia zastosowano do wyznaczenia deformacji termosprężystych segmentu w późniejszym opracowaniu, którego autorami byli El-Saie i Fenner [49, 50]. Jedną z wersji modelu obliczeniowego Ettlesa o nazwie GENMAT, przeznaczoną do analiz łożysk z segmentami podpartymi z wykorzystaniem sprężyn, jest do dziś stosowana przez producentów łożysk dużych hydrozespołów, takich jak np. Voith oraz ANDRITZ.

W późniejszych pracach, których celem była analiza TEHD łożysk wzdłużnych (zwłaszcza dużych rozmiarów), do wyznaczenia deformacji segmentu wykorzystywano także MES, która umożliwia rozwiązanie równań termosprężystości [109] dla segmentu o praktycznie dowolnym kształcie [19, 34, 78].

Wykorzystując analizy TEHD łożysk wzdłużnych, bazujące na rozwiązaniu uogólnionego równania Reynoldsa, prowadzono również badania wpływu innych, nieuwzględnianych wcześniej zjawisk, które mogą zmieniać parametry pracy łożyska wzdłużnego. W pracach Brocketta i in. oraz Ahmeda i in. [2, 18] badano wpływ deformacji tarczy ślizgowej na wyniki analiz TEHD łożyska sztywnego. Analizy prowadzono dla różnych grubości tarczy ślizgowej. Wyniki prac wskazują, że mechaniczne oraz termiczne deformacje tarczy mogą znacząco zmieniać wyznaczaną geometrię szczeliny smarnej łożyska, a tym samym pozostałe parametry jego pracy, tj. maksymalną temperaturę czy ciśnienie w filmie smarnym. W opracowaniach [221] i [222], których współautorem jest autor niniejszej monografii, zaprezentowano wyniki analiz TEHD wahliwego łożyska segmentowego dużych rozmiarów z uwzględnieniem deformacji termosprężystych tarczy oporowej. Deformacje termosprężyste segmentu oraz wycinka tarczy wału wyznaczono przy wykorzystaniu komercyjnego pakietu MES. Wyznaczone ugięcia powierzchni ślizgowych wprowadzono do obliczeń za pomocą modelu THD jako korektę geometrii szczeliny smarnej. Najlepszą zgodność wyników analiz obliczeniowych oraz danych pomiarowych, tj. grubości filmu smarnego oraz temperatury maksymalnej segmentu, uzyskano w przypadku obliczeń, w których uwzględniono deformacje tarczy ślizgowej wału. Podobny sposób analizy problemu można znaleźć również w późniejszej pracy [102].

Wpływ obecności komory hydrostatycznej na wyznaczone charakterystyki wahliwego segmentu łożyskowego był z kolei przedmiotem badań Heinrichsona i in. [89, 90]. Opracowany model TEHD umożliwiał analizę działania segmentu w reżimie hydrodynamicznym z uwzględnieniem zagłębienia powierzchni ślizgowej, jakie tworzy komora hydrostatyczna. Wyznaczone profile ciśnień łożyska z komorą hydrostatyczną różnią się istotnie od profili

uzyskanych dla segmentu bez komory, szczególnie w pobliżu kieszeni hydrostatycznej. W jej wnętrzu, w wyniku lokalnego powiększenia grubości filmu smarowego, obserwuje się zjawisko wyrównania ciśnienia oleju.

1.4.3. Problemy badań

Mimo rozwoju modeli obliczeniowych łożysk wzdłużnych i uwzględnienia w analizach wielu dodatkowych zjawisk mogących mieć wpływ na ich działanie eksperymentalna weryfikacja wyników badań teoretycznych ujawnia zwykle istotne rozbieżności pomiędzy zmierzonymi i obliczonymi parametrami pracy łożysk. W literaturze przedmiotu można znaleźć wiele przykładów prac, w których uzyskano umiarkowaną zgodność rezultatów badań teoretycznych łożysk wzdłużnych z wynikami eksperymentalnymi. Można tu wymienić opracowania [50, 102, 134, 152, 252], a także pracę [240], w której przy współudziale autora porównano rezultaty obliczeń TEHD dużego łożyska segmentowego z wynikami badań doświadczalnych. Ogólnie można stwierdzić, że rezultaty analiz teoretycznych oraz badań doświadczalnych prezentują prawie zawsze takie same trendy zmian, tzn. wzrostowi obciążenia łożyska towarzyszą wzrost temperatury i ciśnienia filmu olejowego oraz zmniejszenie grubości filmu olejowego, a także zwiększenie strat tarcia. Obliczone wartości parametrów dość często różnią się jednak znacznie od wartości zmierzonych.

Przyczyn braku zgodności wyników analiz teoretycznych i doświadczalnych może być wiele. Zdaniem autora, do najważniejszych źródeł niedokładności należy zaliczyć **uproszczenia używanych modeli teoretycznych i zjawisk** mogących mieć istotny wpływ na działanie łożyska oraz **nieznajomość poprawnych warunków brzegowych niezbędnych do uzyskania rozwiązania problemu**. Osobny problem stanowią **błędy pomiarowe** oraz **wiarogodność danych eksperymentalnych** wykorzystywanych do weryfikacji modeli obliczeniowych.

Najczęściej stosowane uproszczenia modeli łożysk wzdłużnych **bazujących na rozwiązaniu uogólnionego równania Reynoldsa** dotyczą geometrii segmentu oraz części przepływowej, w której nie uwzględnia się zwykle ścięć wlotowych i wylotowych do szczeliny, zaokrągleń naroży segmentu (takich jak widoczne np. na rys. 1.3), a obecność oleju w łożysku ogranicza się jedynie do filmu olejowego. Zakłada się zwykle, że segment łożyska jest wycinkiem pierścienia o stałej grubości, pomijając wszelkie jego nieregularności geometryczne. Nie uwzględnia się także – poza wahlnością – wpływu specyficznej postaci konstrukcyjnej podparcia segmentu na jego działanie. Wyjątkiem są analizy teoretyczne dużych łożysk wzdłużnych, gdzie stosuje się zwykle specjalne rozwiązania podparcia (podpora pierścieniowa lub zestawy sprężyn) z zamiarem kompensacji deformacji termicznych segmentu. W takim przypadku wprowadza się zwykle jedynie odpowiednie ograniczenia przemieszczeń wybranych punktów spodu segmentu w miejscu jego styku z podporą, co pozwala na uwzględnienie wpływu kształtu podparcia na deformacje segmentu.

Podpora segmentu może mieć także wpływ na przebieg zjawisk w obszarze spodu segmentu, jak np. przejmowanie ciepła przez olej. Powszechnie jednak nie uwzględnia się oddziaływania jej obecności na występujące zjawiska. Dodatkowo, zakłada się idealną równoległość tarczy wału do powierzchni roboczej segmentów łożyska, a tym samym równo-

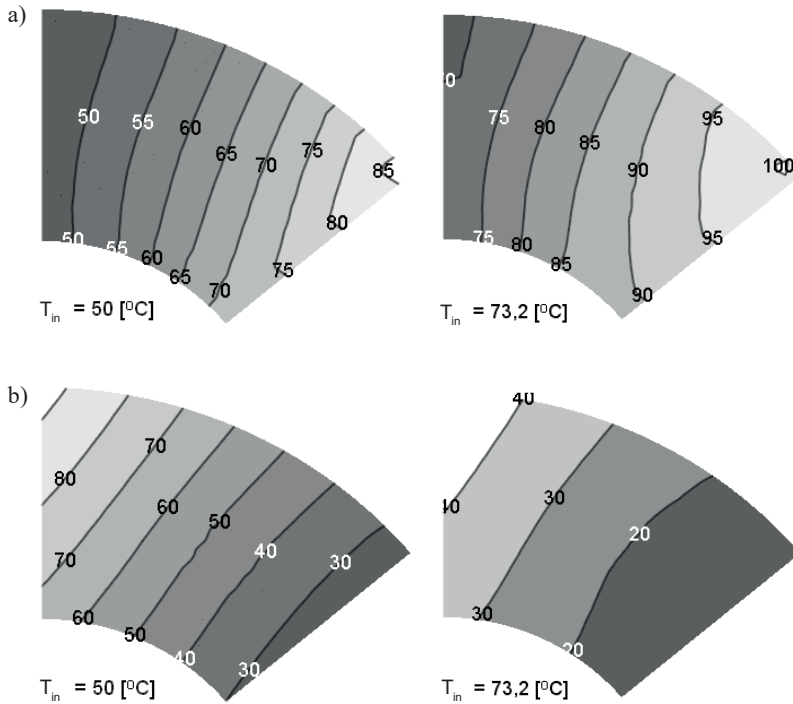
mierność obciążenia przenoszonego przez wszystkie jego segmenty. Chociaż taki stan jest praktycznie niemożliwy do uzyskania, pozwala on na uproszczenie analiz obliczeniowych tylko do jednego segmentu łożyska. Ponadto, w analizach TEHD pomija się często wpływ deformacji termosprężystej tarczy wału na działanie łożyska, tymczasem może ona osiągać wartości porównywalne z deformacjami termosprężystymi segmentów łożyska, które z kolei zawsze są uwzględniane w analizach TEHD.

W badaniach teoretycznych łożysk wzdłużnych analiza przepływu oleju jest najczęściej ograniczona do filmu smarnego. Sprawia to, że istotne zjawiska i procesy towarzyszące jego działaniu, związane z przepływem oleju i występujące poza filmem olejowym, są traktowane w sposób uproszczony. Dotyczy to przede wszystkim mieszania oleju w przestrzeni między-segmentowej, które wpływa na wartość temperatury wlotowej oleju do szczeliny. Proces mierzenia oleju w obudowie łożyska ma również wpływ na temperaturę tarczy ślizgowej, a także przyjmowanie ciepła przez olej ze ścianek bocznych oraz spodu segmentu, co decyduje o rozkładzie temperatury w jego objętości. W konsekwencji oddziałuje to na deformację termiczną segmentu i geometrię filmu. **Temperatura oleju na wlocie** do szczeliny jest w większości modeli obliczeniowych łożysk daną wejściową, podobnie jak **temperatura tarczy ślizgowej**. W przypadku przyjmowania ciepła ze ścianek segmentu omywanych przez przepływający w zbiorniku olej do rozwiązania stosownego równania konwekcji wymagane jest zdefiniowanie **współczynnika przyjmowania ciepła** przez olej oraz **temperatury odniesienia**.

Wymienione powyżej wielkości są w istocie warunkami brzegowymi modelu obliczeniowego. Najczęściej ich wartość jest trudna do oszacowania, a wpływ wymienionych warunków brzegowych na wyznaczone obliczeniowo parametry pracy łożyska, jak wynika m.in. z badań prowadzonych przy współudziale autora niniejszej monografii, może być bardzo duży. Dla przykładu, na rys. 1.20 przedstawiono wynik obliczeń TEHD łożyska wzdłużnego z założeniem dwóch wartości temperatury wlotowej oleju do szczeliny: 50°C i 73,2°C [31] (wlot do szczeliny – z lewej strony). Uzyskane rezultaty, przy niezmienności pozostałych danych, różnią się znacznie, zarówno co do wartości, jak i rozkładu otrzymanych wielkości wyjściowych. Założona niższa wartość temperatury wlotowej do szczeliny smarnej (50°C) powoduje otrzymanie niższej wartości temperatury powierzchni ślizgowej łożyska oraz większej grubości filmu. Przebiegi obliczonych izoterm różnią się między porównywanymi przypadkami. Jest to szczególnie widoczne w obszarze wylotowym z filmu olejowego, w pobliżu zewnętrznego zarysu segmentu. Dla wyższej wartości temperatury oleju na wlocie obliczona wysokość szczeliny smarnej była około dwukrotnie mniejsza niż w przypadku temperatury wlotowej 50°C.

Ettles i Cameron w serii prac [51–53] badali zjawiska cieplne, m.in. w przestrzeni międzysegmentowej łożyska. Wyniki tych analiz wskazują, że w przypadku łożyska wzdłużnego nawet do 95% rozgrzanego oleju, wypływającego ze szczeliny wylotowej sekcji łożyska, może wpływać do następnej szczeliny smarnej. Ostatecznie w opracowaniu [51] Ettles, korzystając z opublikowanych wyników pomiarów temperatury łożysk wzdłużnych, zaproponował tzw. współczynnik przenoszenia gorącego oleju (*hot-oil carryover factor*) k , który pozwala określić temperaturę wlotową oleju do szczeliny smarnej T_{in} w funkcji temperatury wylotowej oleju ze szczeliny T_{out} i temperatury oleju zasilającego T_s .

$$T_{in} = T_s \left(\frac{1-k}{1-0,5 \cdot k} \right) + T_{out} \left(\frac{0,5 \cdot k}{1-0,5 \cdot k} \right) \quad (1.1)$$

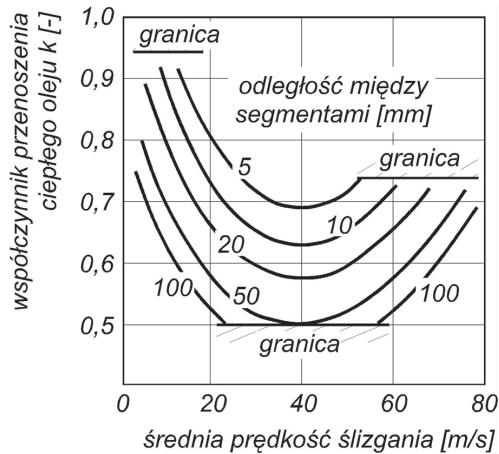


Rys. 1.20. Porównanie wyników obliczeń TEHD segmentu łożyska wzdłużnego dla dwóch wartości temperatury oleju na wlocie szczeliny smarnej:
a) pole temperatury powierzchni ślizgowej [°C]; b) wysokość szczeliny smarnej [μm] [31]

Początkowo współczynnik ten uzależniono jedynie od średniej prędkości ślizgania, by w ostatecznej postaci uzależnić go także od rozmiaru przestrzeni międzysegmentowej łożyska (rys. 1.21) [54, 57]. Istotny wpływ prędkości ślizgania i temperatury oleju zasilającego na temperaturę wlotową oleju w filmie potwierdzają także wyniki badań zjawiska mieszania oleju w łożyskach hydrodynamicznych, przeprowadzonych przez Heshmata i Pinkusa [96].

Współczynnik k zaproponowany przez Ettlesa może osiągać wartość od 0,5 do 0,95. Jak wynika z rys. 1.21, najmniejsze wartości dla danej średniej prędkości ślizgania przyjmuje, gdy rozmiar przestrzeni międzysegmentowej jest największy. Potwierdzają to także wyniki prac doświadczalnych Neala [143, 144], który zbadał wpływ liczby segmentów łożyska na temperaturę jego pracy. Redukując liczbę segmentów badanego łożyska (zwiększając rozmiar przestrzeni między segmentami), zaobserwował zmniejszenie temperatury powierzchni ślizgowej tarczy oporowej. Przyczyniło się to zmniejszenia efektu przenoszenia ciepłego oleju. Podobnych obserwacji dokonał także autor niniejszej monografii w pracy doświadczalnej zrealizowanej na Politechnice Gdańskiej na zlecenie ALSTOM Renewable ze Szwajcarii

[245, 246], w której badaniom poddano łożyska wzdłużne o różnej liczbie segmentów (od 3 do 9) w warunkach takich samych nacisków średnich (od 2 do 3 MPa). Wraz ze wzrostem liczby segmentów łożyska i zmniejszeniem rozmiaru przestrzeni międzysegmentowej wzrosły zmierzone temperatury segmentów oraz tarczy ślizgowej. Dzieje się tak w wyniku ograniczenia powierzchni styku oleju z powierzchnią ślizgową tarczy wału w głowicy badawczej. W konsekwencji powoduje to zmniejszenie intensywności przejmowania ciepła przez olej z tarczy ślizgowej.



Rys. 1.21. Zmienność współczynnika przeniesienia ciepłego oleju k w funkcji rozmiaru przestrzeni międzysegmentowej oraz średniej prędkości ślizgania [54]

Inną metodę wyznaczenia temperatury wlotowej oleju do szczeliny smarnej opisał Vohr [214]. Po niezadowolających próbach analiz temperatury pracy dużego łożyska hydrogeneratora z wykorzystaniem zdefiniowanego przez Ettlesa współczynnika przeniesienia ciepłego oleju Vohr zaproponował własny sposób określenia temperatury wlotowej oleju do szczeliny. Zakładał on równowagę bilansu energetycznego łożyska (założenie równości strumieni ciepła odbieranego z filmu smarnego i generowanego w filmie smarnym). Uzyskane wyniki obliczeń przyrostu temperatury w funkcji grubości segmentu analizowanych łożysk były zgodne z wartościami uzyskanymi w pomiarach eksploatacyjnych. Należy jednak zauważyć, że zastosowany w analizach model obliczeniowy zakładał stałą wartość temperatury w funkcji grubości filmu (model 2D), a weryfikację poprawności analiz przeprowadzono jedynie dla wybranych punktów segmentu z założeniem liniowej zmienności temperatury na jego grubości.

Podobny sposób określenia temperatury oleju na wlocie do szczeliny z wykorzystaniem bilansu strumieni ciepła zaproponowano w pracy [78]. W tym przypadku jednak do przeprowadzenia analiz konieczne było również zdefiniowanie temperatury powierzchni ślizgowej tarczy wału. Jej wartość przyjęto na podstawie pomiarów. W praktyce oznacza to ograniczenie możliwości prowadzenia badań teoretycznych bez wcześniejszego eksperymentalnego wyznaczenia wielkości wymaganych do obliczeń. Dodatkowo, zamieszczone w pracy [89] wyniki analizy hydrodynamicznego łożyska wzdłużnego, którą przeprowadzono dla różnych

wartości temperatury tarczy ślizgowej wału, potwierdzają, że parametr ten ma wpływ na rezultaty obliczeń innych wielkości. W tym przypadku były to grubości filmu, temperatury segmentu oraz straty mocy.

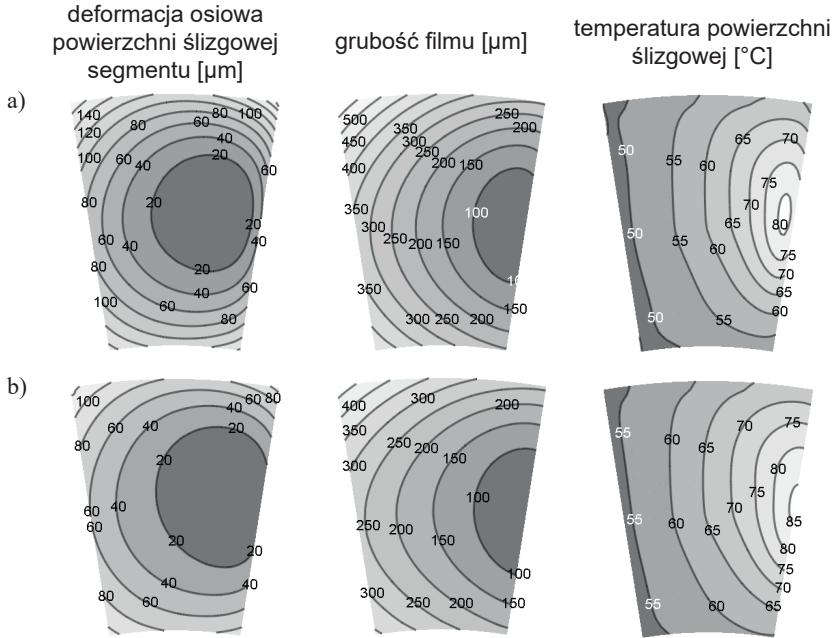
Odrębny problem badań z wykorzystaniem modeli TEHD łożysk wzdłużnych stanowi konieczność przyjęcia do analiz wartości współczynnika przejmowania ciepła h_c na ścianach bocznych i spodzie segmentu łożyska. Od wartości tego parametru zależy intensywność przejmowania ciepła z segmentu przez omywający go olej, zgodnie z równaniem konwekcji swobodnej (1.2), które stosuje się zwyczajowo do opisu tego zjawiska w modelach TEHD łożysk.

$$q = h_c (T_{seg} - T_a) = -\lambda_s \left(\frac{\partial T_{seg}}{\partial x} \right) \quad (1.2)$$

Badania nad współczynnikiem przejmowania ciepła ujawniają, że jego wartość może zależeć od wielu czynników, spośród których najważniejsze to [232]: własności termofizyczne płynu (takie jak: gęstość, ciepło właściwe, lepkość), prędkość i charakter przepływu oraz kształt powierzchni wymiany ciepła. Zgodnie z zależnością (1.2) strumień ciepła odbierany z segmentu zależy także od założonej wartości temperatury oleju omywającego segment T_a . Obie wielkości (h_c oraz T_a) w analizach TEHD zwykle są nieznanne, a ich ocena bez wyników eksperymentalnych jest obciążona bardzo dużą niepewnością. Rezultaty prac prowadzonych przy współdziałaniu autora niniejszej monografii [235, 236] wykazały, że wynik analiz TEHD łożysk istotnie zależy od przyjętych założeń wartości h_c . Na rys. 1.22 przedstawiono (za pracą [236]) wyniki obliczeń dużego łożyska wzdłużnego dla przyjętych dwóch różnych rozkładów współczynnika przejmowania ciepła na ściankach segmentu.

Ujawniają one wpływ założenia wartości współczynnika przejmowania ciepła h_c na wyznaczoną deformację powierzchni ślizgowej segmentu, a tym samym na pozostałe parametry pracy łożyska. Porównując oba wyniki, w przypadku przyjętej stałej wartości $h_c = 750 \text{ W/m}^2\text{K}$ wypukłość powierzchni ślizgowej segmentu jest większa. Jest to szczególnie dobrze widoczne dla wartości przemieszczenia naroży segmentu. Dzieje się tak, ponieważ większa wartość współczynnika przejmowania ciepła wymusza zwiększony przepływ ciepła przez segment. Skutkuje to większą różnicą temperatury na jego grubości, a tym samym większą deformacją termiczną wynikającą ze zjawiska rozszerzalności cieplnej materiału. Deformacja segmentu jest w modelu TEHD korektą geometrii szczeliny smarnej, stąd dla obu analizowanych przypadków różni się ona znacząco (inny kształt warstwic jednakowej grubości filmu). W konsekwencji ujawniają się także różnice obliczonych wartości pola temperatury powierzchni ślizgowej.

Problem oceny wartości współczynnika przejmowania ciepła w analizach obliczeniowych łożysk był dosyć często poruszany w literaturze przedmiotu. W początkowo prowadzonych badaniach dużych łożysk wzdłużnych z podparciem na sprężynach przyjmowano, na podstawie ograniczonych danych pomiarowych dla spodniej powierzchni segmentu, stałą wartość współczynnika przejmowania ciepła h_c równą $567 \text{ W/m}^2\text{K}$ [22, 214].



Rys. 1.22. Wyniki obliczeń TEHD segmentu dużego łożyska wzdłużnego dla założonych różnych wartości współczynnika przewodzenia ciepła h_c :

- a) wartość stała współczynnika 750 W/m²K;
 b) wartości na wybranych ścianach jako funkcja wysokości segmentu (20–420 W/m²K) [236]

El-Saie i Fenner [50] oszacowali eksperymentalnie wartość współczynnika h_c , korzystając z pomiaru gradientu temperatury segmentu w pobliżu jego ściany [50]. Pomiary wykonane dla dwóch łożysk. Wyznaczona wartość współczynnika przewodzenia ciepła dla łożyska o dużej średnicy ($d_z = 2940$ mm) mieściła się w zakresie 200–450 W/m²K. Dla drugiego łożyska, o mniejszej średnicy ($d_z = 787$ mm), zaobserwowano w przybliżeniu liniową zależność wartości h_c od prędkości obrotowej tarczy wału (tabl. 1.5). Ettles i Anderson [58], na podstawie danych pomiarowych z siedmiu łożysk o rozmiarach średnicy zewnętrznej od 149 mm do 2946 mm oraz korzystając ze znanych wyników badań przewodzenia ciepła przy opływie walca i płaskiej płyty, zaproponowali zależność pozwalającą wyznaczyć wartość współczynnika przewodzenia ciepła na spodniej ścianie segmentu (1.3). Według tej zależności współczynnik h_c jest funkcją prędkości ślizgania (na średnicy średniej) v_{sr} [m/s], lepkości dynamicznej oleju η [Pa s] oraz długości obwodowej segmentu na średniej średnicy łożyska B [m].

$$h_c = 25,5v_{sr}^{0,7}\eta^{-0,2}B^{-0,4} \quad (1.3)$$

Dodatkowo, podano, że wartość współczynnika h_c na ścianie zewnętrznego promienia segmentu jest 4-krotnie większa od wartości na ścianie spodniej. Jednocześnie wartość współczynnika na ściankach segmentu: wlotowej, wylotowej oraz wewnętrznego promienia segmentu jest około 2-krotnie większa.

Inne podejście do oceny współczynnika h_c zaprezentowano w pracy [134], zawierającej analizę teoretyczną łożyska, dla którego dostępne były dane doświadczalne. W tym przypadku poszukiwano wartości współczynnika przejmowania ciepła w taki sposób, żeby uzyskać zgodność wyników badań doświadczalnych i obliczeń. Z kolei w opracowaniu [78] na potrzeby przeprowadzenia obliczeń łożyska założono stałą wartość h_c , zmieniając jedynie temperaturę płynu T_a zgodnie z wynikami pomiarów doświadczalnych. W tabelicy 1.5 zestawiono wartości współczynników przejmowania ciepła h_c przyjmowane w wybranych analizach TEHD łożysk. Zwykle mieściły się one w zakresie od 100 do 3000 W/m²K.

Tablica 1.5

Wartości współczynników przejmowania ciepła h_c w wybranych analizach TEHD łożysk [236]

Autor	d_z [mm]	h_c [W/m ² K]	Uwagi
Vohr [214]	700–3100 (7 łożysk)	567	wynik interpretacji danych doświadczalnych z pomiarów dla spodu segmentu
El-Saie, Fenner [50]	2940	450	
	787	$-162 + 16\omega$, dla $\omega > 10$ [1/s]	funkcja prędkości kątowej ω
	149	1000	
Ettles [60]	1590	710 ^{Spód} 1420 ^{Wlot, Wylot, Rw} 2840 ^{Rz}	funkcja prędkości ślizgania v_{sr} , lepkości dynamicznej η i długości obwodowej segmentu na średniej średnicy łożyska B (1.3)
Markin, McCarthy, Glavatskih [134]	228,6	100 500 ^{Narożnik Rz i Wylot}	h_c zdefiniowany w wyniku procedury „dostrojenia” wyników obliczeń i pomiarów
	950	100	
Glavatskih, Fillon, Larsson [78]	228,6	100	temperatura oleju T_a zmieniana dla analizowanych wymuszeń wg danych pomiarowych
Heinrichson, Santos, Fuerst [89]	2196	758,2 ^{Spód} 1516,4 ^{Wlot, Wylot} 436,1 ^{Rw, Rz}	na ścianie spodniej, wlotowej i wylotowej segmentu wg Ettlesa [60], na pozostałych ściankach funkcja promienia segmentu

Spód – na ścianie spodu segmentu

Rz, Rw – na ścianie zewnętrznego / wewnętrznego promienia segmentu

Wlot – na ścianie wlotowej segmentu

Wylot – na ścianie wylotowej segmentu

Interesującą alternatywę rozwiązania problemu uwzględnienia zjawiska przejmowania ciepła na ścianach segmentu zaproponowali Hemmi i in. [91, 92]. Do wyznaczenia rozkładów temperatury na powierzchniach bocznych i spodzie segmentu wykorzystano obliczeniową mechanikę płynów (*Computational Fluid Dynamics*, CFD). Autorzy, korzystając z rozwiązania uzyskanego z odrębnych obliczeń dla filmu smarnego, zdefiniowali warunki

brzegowe dla analizy przepływowej CFD. W obliczeniach uwzględniono zjawisko przewodzenia ciepła w segmencie i oleju. Wynikiem obliczeń były parametry oleju omywającego segment, w tym temperatura na ściankach segmentu. Uzyskane rozkłady temperatury ścianek segmentu wykorzystano do obliczeń deformacji termosprężystej segmentu z zastosowaniem MES. Jak podkreślają autorzy, obliczony rozkład współczynnika przejmowania ciepła na ścianach klocka łożyskowego nie jest równomierny, a tak zakładano w innych pracach.

1.4.4. Aktualnie rozwijane metody badań teoretycznych

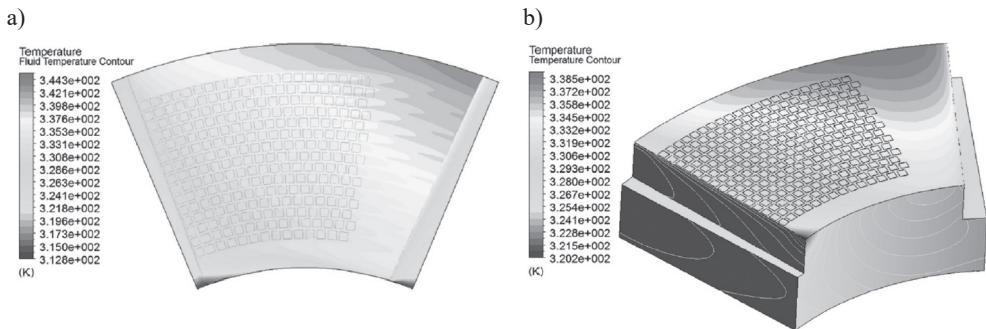
W ostatnich dziesięcioleciach, wraz ze wzrostem możliwości obliczeniowych komputerów, wyraźnie widoczne jest także zwiększenie znaczenia metod numerycznych w badaniach prowadzonych w praktycznie wszystkich dziedzinach nauki. Trend ten nie ominął również badań łożysk hydrodynamicznych. Wśród aktualnie stosowanych i rozwijanych metod badań teoretycznych należy wymienić analizy prowadzone z wykorzystaniem CFD oraz techniki obliczeniowej *Fluid-Structure Interaction* (FSI).

Obliczeniowa (numeryczna) mechanika płynów (CFD) jest narzędziem, które umożliwia analizę przepływu płynu z uwzględnieniem zjawisk termicznych przepływu i przewodzenia ciepła w płynie oraz ścianach ograniczających przepływ, odwzorowujących ciało stałe [97]. W analizach CFD rozwiązuje się równania zachowania przepływu płynu (równanie zachowania masy, momentu oraz energii) z wykorzystaniem metod numerycznych, najczęściej metody objętości skończonych (*Finite Volume Method*, FVM). We współczesnych programach wykorzystujących CFD możliwe jest uwzględnienie wielu dodatkowych zjawisk, które mogą towarzyszyć przepływowi płynu, jak np.: ściśliwość płynu, turbulencja, przepływ wielofazowy, przepływy, w których zachodzą procesy spalania lub reakcje chemiczne, itd. Dodatkowo, symulacje można zrealizować praktycznie dla dowolnej geometrii przepływu trójwymiarowego.

Pierwsze prace wykorzystujące CFD do analiz problemów smarowania opublikowano w latach 90. XX wieku. W opracowaniu [258] zaprezentowano wyniki obliczeń 3D właściwości sekcji łożyska sztywnego z uwzględnieniem przepływu oleju w szczelinie smarnej oraz obecności rowka smarującego w przestrzeni między sekcjami ślizgowymi łożyska. Z kolei w pracy [26] zaprezentowano wyniki analiz CFD rozkładu ciśnienia dla elementarnych przypadków geometrii szczelin smarnych, np. zbieżnej czy z tamą hydrodynamiczną (model płaski). Uzyskane rezultaty obliczeń porównano z rozwiązaniami analitycznymi znanymi z równania Reynoldsa. W cytowanych opracowaniach obliczenia wykonano dla przepływu oleju o stosunkowo prostej geometrii i z założeniem stałości wartości parametrów materiałowych oleju (przepływ izotermiczny). W opracowaniu [48], wykorzystując CFD, analizowano przepływ oleju w obszarze wlotowym łożyska poprzecznego z uwzględnieniem obecności ścięcia wlotowego oraz otworu zasilającego łożysko (model płaski). Obliczenia przeprowadzono dla stosunkowo dużych prędkości obrotowych wału (12 000 obr/min), uwzględniając zjawiska turbulencji oraz generowania ciepła w wyniku ścinania oleju.

Literatura przedmiotu zawiera stosunkowo dużo prac badawczych łożysk hydrodynamicznych z wykorzystaniem CFD. Za pomocą komercyjnych programów obliczeniowych prowadzono analizy łożysk poprzecznych smarowanych wodą [21, 65] czy też cieczami nienewtonowskimi [71], badano przepływ w obszarze kieszeni smarowej łożyska [16] czy też pojedynczego mikrozagłębienia powierzchni ślizgowej [183]. W większości przypadków analizowano przepływ izotermiczny cieczy smarującej. Założenie to jest uzasadnione w niektórych przypadkach, np. łożysk smarowanych wodą, dla z góry określonych geometrii problemu. Wyjątkiem jest praca Gertzosa i in. [71], w której w celu uzyskania położenia równowagi czopa zastosowano dodatkową procedurę iteracyjną. Procedura ta na podstawie wyników obliczeń CFD poszukiwała położenia równowagi dla zadanej wartości obciążenia zewnętrznego.

Metoda CFD była także stosowana do analiz zjawisk towarzyszących działaniu łożysk wzdłużnych. Przykładowo, w opracowaniu [220] zaprezentowano wyniki badań wpływu rozwiązania konstrukcyjnego systemu dostarczania oleju do przestrzeni międzysegmentowej łożyska wzdłużnego na przebieg zjawiska mieszania oleju i temperaturę wlotową filmu. Analizowano dwa rozwiązania: smarowanie zanurzeniowe i z wykorzystaniem dysz natryskowych. Interesujące analizy THD dotyczące wpływu kształtu powierzchni ślizgowej (geometrii i aranżacji mikrowgłębieni) na parametry pracy łożyska sztywnego przedstawiono w pracy [157]. Analizy wykonano, uwzględniając przepływ ciepła w łożysku, dzięki czemu wyznaczono pole temperatury nie tylko dla filmu smarnego, lecz również w objętości analizowanej sekcji łożyska (rys. 1.23). Podobne badania, ale z uwzględnieniem wahliwości segmentu, zaprezentowano w opracowaniu [263]. Porównano w nim wyniki analiz THD dla różnych geometrii powierzchni ślizgowych segmentu łożyska wzdłużnego, m.in. z mikrowgłębieniami oraz rowkami obwodowymi i promieniowymi.



Rys. 1.23. Wyniki obliczeń CFD łożyska sztywnego z mikrowgłębieniami powierzchni ślizgowej [157], $n = 3000$ obr/min, $h_{\min} = 20$ μm , temperatura w środku grubości filmu (a), temperatura sekcji łożyska (b)

Zastosowanie CFD do badań łożysk wzdłużnych z wahliwymi segmentami jest jednak stosunkowo kłopotliwe. Wynika to z dwóch głównych ograniczeń, jakie wiążą się z wykorzystaniem obliczeniowej mechaniki płynów do analizy problemów smarowania.

Pierwsze ograniczenie wynika z trudności uwzględnienia wahliwości segmentu w analizach teoretycznych łożyska wzdłużnego. Dla analiz łożysk z wahlowymi segmentami ważne jest ustalenie pozycji równowagi dla zadanego obciążenia. W pracy [263] (podobnie w [71]) do znalezienia położenia równowagi wykorzystano dodatkową zewnętrzną procedurę poszukującą grubości szczeliny smarnej oraz pochyłeń nieodkształcalnego segmentu zapewniających równowagę względem zadanego punktu podparcia. Komplikuje to proces rozwiązywania problemu, wiążąc się z koniecznością dodatkowych iteracji obliczeń.

Drugim ograniczeniem analiz łożysk z wykorzystaniem CFD jest brak możliwości uwzględnienia deformacji elementów łożyska (głównie segmentów) w wyniku działania ciśnienia i temperatury oraz jej wpływu na geometrię analizowanego przepływu. W tym celu wymagane jest także rozwiązywanie odpowiednich równań termosprężystości dla elementów łożyska (segmentu i tarczy wału), czego nie można zrealizować, używając jedynie CFD.

Alternatywną metodą analiz łożysk, która potencjalnie nie jest obciążona wspomnianymi powyżej ograniczeniami, jest *Fluid-Structure Interaction* (FSI). Metoda ta umożliwia analizę wzajemnych oddziaływań pomiędzy ruchomymi lub odkształcalnymi ciałami sprężystymi a przepływem płynu (wewnątrz lub na zewnątrz ciała) [20]. W ogólnym przypadku pozwala również uwzględnić zjawiska przepływu oraz wymiany ciepła pomiędzy płynem a ciałem. W praktyce obliczenia są prowadzone najczęściej przy wykorzystaniu sprzęgnięcia osobnych modułów obliczeniowych (tzw. *partitioned approach*), tj. CFD (do analizy przepływu) oraz mechaniki ciała stałego (do analizy przemieszczeń i deformacji, zwykle przy zastosowaniu MES). Rzadziej analizy FSI są wykonywane poprzez równoczesne rozwiązywanie równań przepływu oraz przemieszczeń i deformacji przez pojedynczy moduł obliczeniowy (tzw. *monolithic approach*). Do rozwiązania zadania konieczne jest wygenerowanie osobnych siatek obliczeniowych dla obu analizowanych obszarów (płynu oraz ciała stałego), które wzajemnie się uzupełniają, tj. mają wspólne granice w miejscach wymiany obciążeń. Komercyjne pakiety obliczeniowe umożliwiają obecnie wykonywanie analiz FSI. Jednak zastosowanie tej metody do wyznaczenia właściwości TEHD łożysk jest aktualnie w początkowym stadium rozwoju.

W pracy Liu i in. [128] zaprezentowano wyniki obliczeń FSI łożyska poprzecznego, zakładając izotermiczny model przepływu oleju. Wynikiem analiz było m.in. określenie położenia równowagi czopa wału dla zadanego obciążenia, rozkładów ciśnień oraz grubości szczeliny smarnej z uwzględnieniem deformacji panewki dla łożysk wykonanych z materiałów różniących się modułem sztywności wzdłużnej. Wpływ generowania ciepła w filmie smarnym na deformację termosprężystą panewki łożyska poprzecznego przy wykorzystaniu FSI omówiono w pracach Laukiavicha i in. [122, 123]. Istotnym ograniczeniem tych opracowań jest założenie stałej wartości mimośrodowości łożyska w obliczeniach, co skutkuje otrzymaniem przypadkowej wartości jego obciążenia i w praktyce eliminuje możliwość porównania między sobą wyników analizowanych przypadków.

W niewielu przypadkach opisano także rezultaty prób zastosowania metody FSI do analizy TEHD właściwości łożysk wzdłużnych. W pracach [13, 256] analizę przepływu oleju zawężono – podobnie jak w modelach bazujących na równaniu Reynoldsa – jedynie do filmu smarnego. W ten sposób uwzględnienie procesu mieszania oleju w przestrzeni międzysę-

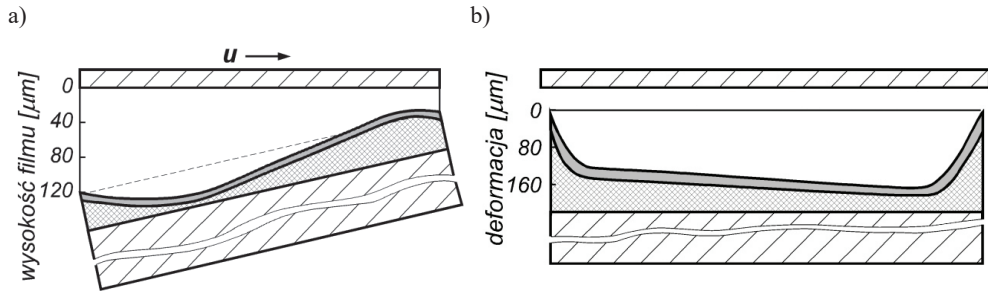
mentowej oraz przejmowania ciepła na ściankach bocznych wymagało poczynienia odpowiednich założeń dotyczących warunków brzegowych. Objętość oleju poza filmem, która otacza segment, uwzględniono natomiast w pracach [176, 177, 184]. Analiza zaprezentowanych wyników ujawnia jednak problemy modelowania, np. wymagane do rozwiązania założenie rozkładu temperatury w przestrzeni między segmentami (uproszczenie procesu mieszania oleju), konieczność definicji temperatury tarczy czy też wymóg wprowadzenia wartości grubości filmu nad punktem podparcia.

Próbie zastosowania metody FSI do badań łożysk wzdłużnych przeprowadzono również w Katedrze Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Gdańskiej. Prace nad tym zagadnieniem rozpoczął P. Pajączkowski, który wykorzystał FSI do analiz stanów przejściowych w dużych hydrodynamicznych łożyskach wzdłużnych [150, 153, 154]. Opracowany przez Pajączkowskiego model obliczeniowy umożliwia przeprowadzenie pełnej analizy TEHD segmentu łożyska z uwzględnieniem procesu mieszania oleju oraz przejmowania ciepła jako wyniku obliczeń interakcji między płynem a strukturą. Nie wymaga on definicji warunków brzegowych, tj. temperatury wlotowej filmu i współczynników przejmowania ciepła.

Korzystając z doświadczeń Pajączkowskiego, autor rozpoczął również własne badania teoretyczne łożysk hydrodynamicznych z wykorzystaniem FSI, głównie do wyznaczenia charakterystyk statycznych łożysk [64, 238, 239, 249], także z pokryciem warstwy ślizgowej polimerem [241].

1.4.5. Wyniki badań teoretycznych łożysk z polimerową warstwą ślizgową

Po raz pierwszy wyniki obliczeń geometrii szczeliny olejowej oraz deformacji powierzchni ślizgowej łożyska z pokryciem polimerowym zaprezentowano w pracy Bajborodova i in. z 1982 roku [11]. Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem pomierzonych ciśnień w hydrodynamicznym filmie olejowym łożyska nośnego hydrozespołu EW Brack. Czujniki umieszczono w segmencie łożyska w taki sposób, by uzyskać informację o ciśnieniach w filmie olejowym w kierunku promieniowym i obwodowym segmentu. Wyniki obliczeń zaprezentowano na rys. 1.24. Segment łożyska miał kompozytowe pokrycie powierzchni ślizgowej, złożone z warstwy niemodyfikowanego polimeru PTFE oraz plecionki z drutu miedzianego przylutowanego do segmentu. Wyznaczona geometria szczeliny olejowej w kierunku obwodowym takiego łożyska różni się od klasycznego kształtu szczeliny obserwowanego w łożyskach z pokryciem białym metalem. Zgodnie z wynikami obliczeń w strefie wlotowej do szczeliny można zaobserwować wklęsłość powierzchni (rys. 1.24a). To stwierdzenie jest dyskusyjne, ponieważ największe ugięcie warstwy ślizgowej powinno mieć miejsce w obszarze największych ciśnień w filmie olejowym, a te występują w strefie wylotowej ze szczeliny. Deformacje wyznaczone w kierunku promieniowym (rys. 1.24b) wskazują na uszczelniające działanie pokrycia, zapobiegające nadmiernym wypływom bocznym oleju. Jak wykazują badania teoretyczne, ten kształt szczeliny jest korzystny ze względu na zwiększenie obciążalności łożyska [178, 217]. Niestety autorzy nie podali bliższych szczegółów dotyczących metodyki wykorzystanej do wyznaczenia prezentowanych wyników obliczeń.



Rys. 1.24. Wyniki obliczeń zaprezentowane w pracy [11]:

a) profil obwodowy grubości szczeliny olejowej;

b) deformacja powierzchni ślizgowej w kierunku promieniowym segmentu

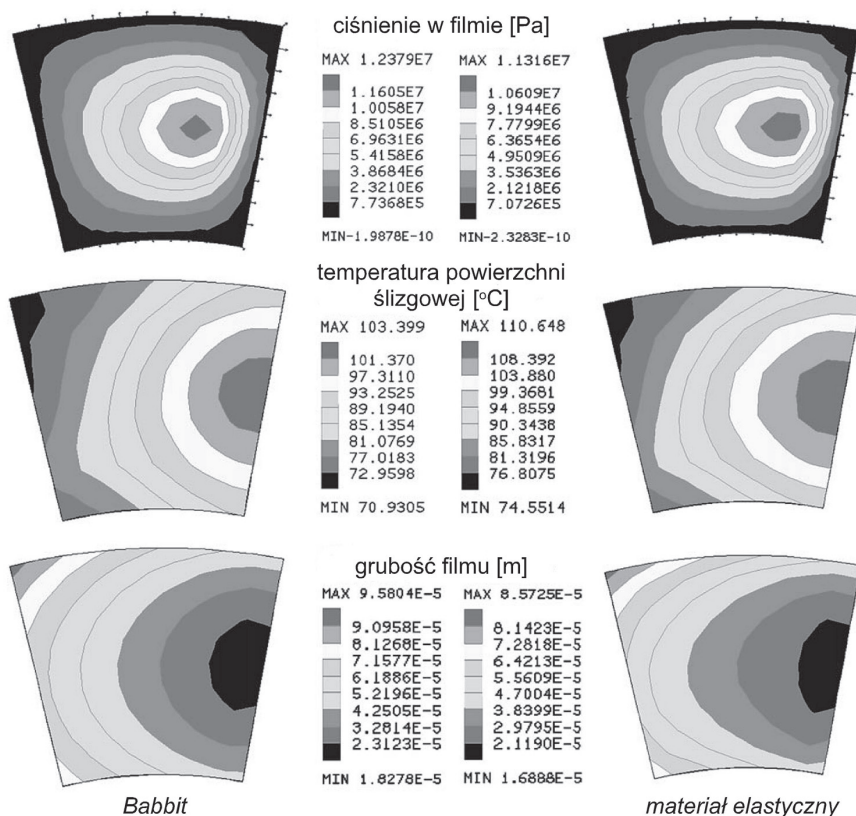
W późniejszej pracy autorstwa Markina z 2003 roku [134] zaprezentowano wyniki analiz obliczeniowych łożyska z podparciem sprężynowym ($d_{sr} = 787,5$ mm, $v_{sr} = 24,7$ m/s, $p_{sr} = 3,8$ MPa) z pokryciem powierzchni ślizgowej materiałem elastycznym przypominającym swoimi własnościami mechanicznymi oraz termicznymi PTFE (tzw. *fictitious PTFE*, czyli „fikcyjny PTFE”). Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem modelu MES. Model obliczeniowy uwzględniał kompleks zjawisk towarzyszących działaniu łożyska i reprezentował wycinek obwodowy objętości segmentu i tarczy oporowej oraz film olejowy opisywany przez dwuwymiarowe elementy skończone (2D). Obliczenia przepływu w szczelinie zostały przeprowadzone z zastosowaniem równania Reynoldsa. Pokrycie segmentu modelowano jako warstwę materiału o grubości 2 mm, cechującego się parametrami zestawionymi w tabelicy 1.6. Jak wynika z porównania danych materiałowych przyjętych w opisywanych obliczeniach z własnościami PTFE (tabl. 1.4, p. 1.2.4), założono około 10-krotnie wyższą wartość modułu sztywności wzdłużnej materiału, głównie z powodu trudności obliczeniowych.

Wyniki obliczeń łożyska z elastyczną warstwą ślizgową porównano z rezultatami obliczeń łożyska o takich samych wymiarach z pokryciem białym metalem. Wskazują one na różnice w wyznaczonych profilach ciśnień oleju w filmie, temperatury powierzchni ślizgowej oraz grubości filmu olejowego (rys. 1.25).

Tablica 1.6

Własności materiałowe elastycznego pokrycia wykorzystane do analiz łożyska z „fikcyjnym PTFE” Markina [134]

Wielkość		Jednostka	Wartość
moduł Younga	E	GPa	5
liczba Poissona	ν	–	0,3
współczynnik rozszerzalności liniowej	α	$10^{-5}/K$	17
współczynnik przewodzenia ciepła	λ	W/mK	0,24
ciepło właściwe	c	J/kg K	1050



Rys. 1.25. Porównanie wyników obliczeń uzyskanych dla segmentu łożyska pokrytego białym metalem oraz tworzywem podobnym pod względem własności mechanicznych do PTFE (wg [134])

Wyznaczona temperatura maksymalna powierzchni ślizgowej łożyska z pokryciem tworzywem elastycznym była o $7,2^{\circ}\text{C}$ wyższa niż w przypadku łożyska z pokryciem białym metalem. Równocześnie temperatura wewnątrz segmentu była znacznie niższa. Obliczony kształt szczeliny nie wskazuje na wklęsłość powierzchni ślizgowej. Wyznaczone maksymalne ciśnienie oraz minimalna grubość filmu olejowego były niższe dla łożyska pokrytego materiałem elastycznym w porównaniu z segmentem z babbitem. Wyznaczone straty mocy łożyska z pokryciem białym metalem były wyższe o $2,5\text{ kW}$ niż straty mocy łożyska z „fikcyjnym PTFE” i wyniosły $43,6\text{ kW}$.

Kolejnym opracowaniem podejmującym problem modelowania łożyska wzdłużnego z pokryciem polimerowym jest praca autorstwa Fuersta [68]. Przedstawiono w niej wyniki obliczeń łożyska z powierzchnią ślizgową pokrytą bliżej nieokreślonym polimerowym tworzywem. Obliczenia w części płynowej przeprowadzono, rozwiązując równanie Reynoldsa i przyjmując założenie, że przepływ w szczelinie smarnej jest adiabatyczny (model 2D, program obliczeniowy „Felina”). W części strukturalnej obliczenia przeprowadzono za pomocą programu MES ANSYS. Dodatkowo – w celach porównawczych – analizy wykonano również dla łożyska z pokryciem białym metalem.

Uzyskane wyniki obliczeń kształtu szczeliny smarnej oraz temperatury uwidaczniają różnice właściwości obu łożysk. Łożysko pokryte polimerem działa w warunkach nieco wyższej temperatury powierzchni ślizgowej niż łożysko pokryte białym metalem. Wyznaczony kształt szczeliny smarnej łożyska z polimerem wskazuje na duże deformacje pokrycia w centralnym obszarze segmentu, w wyniku czego tworzy się jej wklęsłość (podobnie jak na rys. 1.24). Minimalną grubość szczeliny uzyskano na zewnętrznym promieniu łożyska. Inaczej jest w przypadku segmentu z białym metalem, który w wyniku deformacji termosprężystych uzyskuje wypukłość powierzchni. Minimum grubości filmu znajduje się w obszarze wylotowym ze szczeliny olejowej. Niestety, podobnie jak we wcześniej cytowanej pracy Bajborodova i in. [11], również w tym opracowaniu nie podano wielu istotnych informacji przyjętych do analiz, np. danych materiałowych polimeru.

Próbę pełnej analizy TEHD dwóch łożysk wzdłużnych z polimerowym pokryciem warstwy ślizgowej omówiono w pracy autorstwa Ettlesa i in. [59]. W tym celu zaadaptowano program przeznaczony oryginalnie do określenia charakterystyk łożysk z pokryciem warstwy ślizgowej białym metalem [60]. Program ten pozwala na uwzględnienie trójwymiarowej zmienności pola temperatury oraz lepkości oleju w szczelinie smarnej (model klasy 3D). Warstwę PTFE oraz plecionki z drutu miedzianego modelowano z założeniem płaskiego stanu odkształcenia, przyjmując liczbę Poissona materiału pokrycia $\nu = 0,46$. Dodatkowo, lokalną wartość modułu Younga kompozytu polimerowego uzależniono od temperatury. Niestety, w opracowaniu oprócz stwierdzenia tego faktu nie zawarto żadnego dodatkowego opisu, w jaki sposób tego dokonano. Wykorzystane do obliczeń własności materiałowe polimeru PTFE oraz plecionki zestawiono w tablicy 1.7.

Tablica 1.7

Własności materiałowe wykorzystane do analiz łożyska z pokryciem kompozytowym PTFE oraz plecionką z drutu miedzianego segmentów łożyska (wg [59])

Wielkość		Jednostka	Wartość
moduł Younga	E	GPa	0,11
liczba Poissona	ν	–	0,46
współczynnik przewodzenia ciepła PTFE	λ_{PTFE}	W/mK	0,24
współczynnik przewodzenia ciepła plecionki	$\lambda_{\text{plecionki}}$	W/mK	100

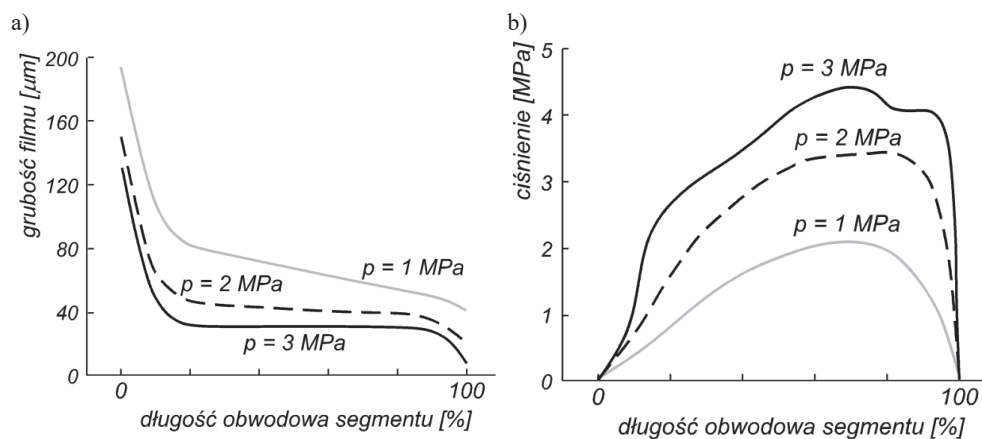
Obliczenia przeprowadzono dla dwóch łożysk z warstwą PTFE produkcji Elektrosila z Rosji oraz Liao Yuan Scientific Institute z Chin, które poddano także badaniom doświadczalnym (wyniki opisano w p. 1.5). W obu przypadkach w trakcie badań doświadczalnych nie zaobserwowano żadnych niepokojących efektów, nawet przy relatywnie dużych obciążeniach, mimo to nie udało się uzyskać wyników obliczeń łożysk przy dużych wartościach nacisków. Autorzy tłumaczą, że było to spowodowane niedoskonałością używanego oprogramowania oraz elastycznością PTFE. Dla łożyska o mniejszej średniej średnicy udało się otrzymać wyniki obliczeń dla maksymalnych nacisków $p_{\text{sr}} = 3$ MPa, natomiast dla łożyska

o większych rozmiarach $p_{sr} = 4,6$ MPa. Obliczenia przeprowadzono także dla łożysk z pokryciem białym metalem w pełnym zakresie obciążeń (do 9 MPa).

Uzyskane rezultaty wskazują, że oba łożyska z pokryciem powierzchni ślizgowej PTFE działają w warunkach wyższej temperatury filmu olejowego (przykładowy wynik obliczeń łożyska produkcji Elektrosila zawarto w p. 1.5.2, rys. 1.37a). Obliczone straty mocy różnią się widocznie od wartości doświadczalnych. Dodatkowo, straty obliczone dla łożyska z białym metalem są większe niż dla łożyska PTFE, co nie znajduje odzwierciedlenia w wartościach zmierzonych (rys. 1.37b).

W pracy [59] zaprezentowano również porównanie wyników obliczeń pola ciśnienia, temperatury powierzchni ślizgowej oraz grubości filmu jednego z badanych łożysk i łożyska z pokryciem babbitem. Bezpośrednie porównanie rezultatów obliczeń jest jednak niemożliwe, ponieważ uzyskano je przy różnych obciążeniach łożysk. Porównując jakościowo obliczone kształty szczelin, można zauważyć, że segment łożyska z elastyczną warstwą ślizgową jest mniej pochylony obwodowo niż segment pokryty białym metalem.

Na rys. 1.26 przedstawiono wyniki obliczeń zmienności obwodowego kształtu szczeliny oraz profili ciśnienia łożyska z pokryciem PTFE w funkcji nacisku średniego. Wraz ze wzrostem nacisku zmniejsza się grubość szczeliny smarnej, przy czym w centralnej części segmentu (poza obszarem ścięcia krawędzi na wlocie i wylocie) szczelina staje się równoległa do tarczy wału (rys. 1.26a). Minimalna grubość szczeliny dla wszystkich analizowanych obciążeń łożyska znajdowała się na krawędzi wylotowej. Obliczone profile ciśnień wraz ze wzrostem obciążenia zmieniają swoją zmienność, stając się bardziej nierównomierne (rys. 1.26b).



Rys. 1.26. Wyniki obliczeń dla segmentu łożyska pokrytego PTFE: a) grubości szczeliny olejowej; b) profile ciśnień oleju w funkcji nacisków [59]

Autorzy zaznaczają, że badania teoretyczne łożysk z elastycznym pokryciem polimerowym wymagają uwzględnienia dwóch istotnych czynników: niskiej wartości modułu Younga oraz pełzania polimeru. Obniżoną wartość modułu Younga można uwzględnić w sposób bezpośredni, wstawiając jego wartość do programu (choćby bieżące nastawy wykorzystanego programu umożliwiły przeprowadzenie analiz tylko do nacisków nie większych niż

4,6 MPa). Pełzanie polimeru nie zostało jednak uwzględnione. Zjawisko to wpływa na geometrię filmu olejowego, zmieniając ją w sposób ciągły w trakcie eksploatacji łożyska. Lokalnie wysoko obciążone obszary powierzchni ślizgowej na skutek pełzania polimeru są odciążane. W konsekwencji w innych obszarach powierzchni ślizgowej nacisk się zmienia (rośnie lub maleje). W omawianej pracy przedstawiono pomysł, który można zastosować do modelowania pełzania polimeru. Zgodnie z nim należy zamienić parametry związane z pełzaniem polimeru (dane materiałowe) na jego efektywną lepkość, zależną od ciśnienia i temperatury. Powierzchnia ślizgowa z PTFE może być traktowana początkowo jako jednolita lepka warstwa, poddawana ścisłaniu ciśnieniem oleju w filmie. W wyniku obliczeń takiego układu można uzyskać lokalne składowe prędkości: u , v , w węzłów modelowanej warstwy lepkiej, co w rozważanym kroku czasowym powoduje zmianę geometrii szczeliny olejowej. Dalej obliczenia należałoby prowadzić iteracyjnie do uzyskania stanu ustalonego lub powtarzającego się cyklu zmiany parametrów pracy łożyska. Na podstawie wyników badań doświadczalnych i obserwowanego zużycia warstwy ślizgowej autorzy zauważają, że pełzanie warstwy PTFE występuje najprawdopodobniej w kierunku prostopadłym do istniejących izobar ciśnienia w filmie olejowym.

Problem analizy teoretycznej łożyska z polimerową warstwą ślizgową został poruszony także w opracowaniach, których autorami są Fillon oraz Glavatskih [63, 77]. Prace zawierają wyniki obliczeń TEHD łożyska ($d_{sr} = 171,1$ mm, v_{sr} do 26,9 m/s, p_{sr} w obliczeniach tylko do 1 MPa) za pomocą modelu obliczeniowego stosowanego do łożysk z pokryciem warstwy ślizgowej białym metalem. Model zweryfikowano z dobrym rezultatem w analizach łożyska pokrytego babbitem [78]. Model ten rozwiązuje uogólnione równanie Reynoldsa w filmie olejowym z wykorzystaniem metody różnic skończonych (model klasy 3D). Deformacje termiczne oraz sprężyste segmentu łożyska są wyliczane z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Model został zmodyfikowany na potrzeby analiz łożyska z pokryciem PTFE. Deformacje warstwy ślizgowej traktowanej jako jednorodny polimer wyznaczano za pomocą analitycznego modelu Winklera. Według tego modelu, wykorzystującego hipotezę płaskiego stanu odkształcenia oraz zakładającego, że grubość warstwy ślizgowej jest mała w porównaniu z jej pozostałymi wymiarami, deformacje warstwy są zależne od ciśnienia oleju w filmie oraz grubości warstwy pokrycia (1.4).

$$u_{PTFE}(R, \Theta) = \frac{(1 + \nu_{PTFE}) \cdot (1 - 2 \cdot \nu_{PTFE})}{(1 - \nu_{PTFE})} \cdot \frac{h_{PTFE}}{E_{PTFE}} \cdot p(R, \Theta) \quad (1.4)$$

gdzie: $u_{PTFE}(R, \Theta)$ – deformacja warstwy ślizgowej w punkcie (R, Θ) na powierzchni,
 ν_{PTFE} – liczba Poissona materiału pokrycia,
 E_{PTFE} – moduł Younga materiału pokrycia,
 h_{PTFE} – grubość warstwy pokrycia polimerowego,
 $p(R, \Theta)$ – ciśnienie oleju w szczelinie smarnej w punkcie (R, Θ) .

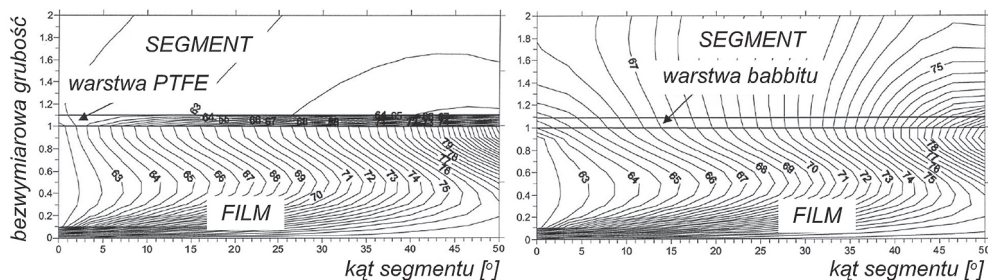
Do obliczeń wykorzystano dane materiałowe polimeru zestawione w tablicy 1.8. Pokrycie badanego łożyska składało się z warstwy polimeru przyłączonej do stalowego segmentu za pomocą warstewki spiekanego brązu. Grubość polimerowej warstwy ślizgowej segmentu wynosiła 1,4 mm (badano również wpływ wartości tej wielkości na właściwości łożyska).

Tablica 1.8

Właściwości materiałowe wykorzystane do analiz łożyska z pokryciem kompozytem PTFE (wg [77])

Wielkość		Jednostka	Wartość
moduł Younga	E	GPa	0,11
liczba Poissona	ν	–	0,46
współczynnik przewodzenia ciepła	λ_{PTFE}	W/mK	0,24
współczynnik rozszerzalności liniowej	α_{PTFE}	$10^{-5}/\text{K}$	17

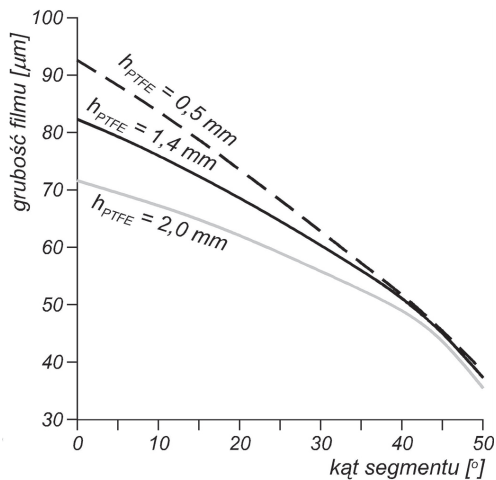
Porównanie zaprezentowanych w pracy [77] wyników obliczeń z rezultatami badań doświadczalnych temperatury w filmie olejowym oraz powierzchni ślizgowej, grubości filmu i ciśnien oleju smarującego wskazuje na ich stosunkową dobrą zgodność, choć zauważalne są również pewne różnice. Ogólne wnioski potwierdzają wcześniej opisywane obserwacje: nieco wyższa temperatura filmu olejowego, niższe wartości ciśnien maksymalnych oleju w filmie, „wkłęsła” powierzchnia ślizgowa oraz mniejszy kąt pochylenia obwodowego segmentu w przypadku łożyska z warstwą ślizgową z PTFE. Największe różnice wyników pomiarów i obliczeń zaobserwowano przy wyznaczaniu ciśnien w filmie olejowym. Autorzy tłumaczą ten fakt nierównomiernym obciążeniem przypadającym na segmenty łożyska, chociaż było ono wyposażone w system wyrównania obciążeń na poszczególne segmenty, a dodatkowo pomiaru ciśnienia w filmie dokonano czujnikami zainstalowanymi w tarczy (istniała możliwość pomiaru ciśnien we wszystkich segmentach).



Rys. 1.27. Izotermi w przekroju obwodowym (na średniej średnicy) segmentu z warstwą PTFE (lewa strona) i białym metalem (prawa strona) oraz filmu olejowego (wg [77]);
 $p_{\text{sr}} = 1 \text{ MPa}$, $n = 3000 \text{ obr/min}$

Na rys. 1.27 przedstawiono wynik obliczeń rozkładu temperatury w przekroju obwodowym segmentu oraz filmu olejowego łożysk z pokryciem babbitem i polimerem PTFE [77]. Wyznaczona zmienność temperatury w segmencie pokrytym polimerem wynosi tylko około 2°C , natomiast w segmencie pokrytym białym metalem – około 20°C . Bardzo duży gradient temperatury otrzymano w warstwie polimeru, szczególnie w obszarze wylotowym ze szczeliny smarnej.

Interesujący wynik wpływu grubości warstwy pokrycia polimerowego na obwodowy profil szczeliny smarnej przedstawiono na rys. 1.28.



Rys. 1.28. Wpływ grubości warstwy pokrycia PTFE na obliczoną grubość filmu smarnego, profile obwodowe na średniej średnicy łożyska [77]

Wraz ze wzrostem grubości warstwy PTFE zmniejsza się wlotowa grubość filmu olejowego i zmniejszają się kąt pochylenia segmentu oraz minimalna grubość szczeliny (w obszarze wylotowym). Jednocześnie rosną odkształcenia polimeru w obszarze największych ciśnień, co sprzyja uformowaniu wklęsłej szczeliny smarnej. Jest to dobrze widoczne szczególnie w przypadku wyniku obliczeń dla największej analizowanej grubości warstwy.

Wpływ grubości warstwy polimeru PTFE na właściwości łożyska wzdłużnego dużych rozmiarów ($d_{sr} = 1785 \text{ mm}$) przeanalizowano z wykorzystaniem modelu TEHD w pracy [216]. Analizy przeprowadzono, rozwiązując uogólnione równanie Reynoldsa dla szczeliny smarnej, zakładając współczynniki przejmowania ciepła na ścianach bocznych segmentu, stałą wartość temperatury tarczy ślizgowej oraz modułu sztywności wzdłużnej polimeru 480 MPa. Uzyskane wyniki wskazują na istnienie optymalnej grubości warstwy polimeru, przy której maksymalne ciśnienie filmu jest najmniejsze. Dla analizowanego łożyska autorzy dowodzą, że grubość polimerowej warstwy ślizgowej powinna wynosić od 2 mm do 4 mm.

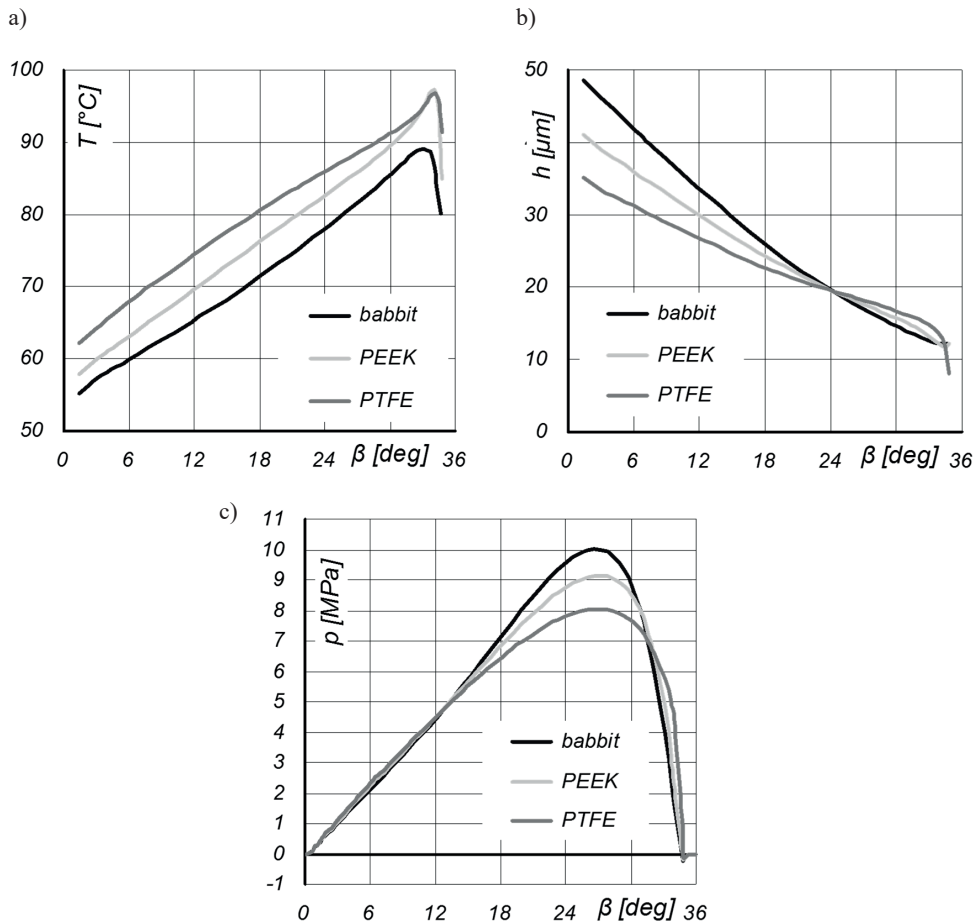
W pracy [63] zaprezentowano wyniki obliczeń dla centralnie podpartego w kierunku obwodowym segmentu łożyska z PTFE. Zgodnie z teorią hydrodynamicznego smarowania łożysko takie nie ma zdolności przenoszenia obciążeń [172]. Aby uzyskać rozwiązanie, autorzy wprowadzili krzywiznę powierzchni, uwzględniając w obliczeniach ścieżka wlotowe oraz wylotowe, które zwyczajowo są wykonywane na powierzchni ślizgowej segmentów. Uzyskane wyniki wskazują na zależność parametrów pracy łożyska od przyjętej geometrii ścieżek. Zwiększanie długości obwodowej ścieżek i ich wysokości powoduje zmniejszenie minimalnej grubości szczeliny i temperatury maksymalnej oleju oraz zwiększenie ciśnienia maksymalnego filmu olejowego. Wyniki tych obliczeń nie zostały jednak zweryfikowane danymi eksperymentalnymi.

Badania teoretyczne łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową prowadzono również z wykorzystaniem komercyjnych programów MES sprzężonych z programami obliczeniowej mechaniki płynów (CFD). Wyniki takich analiz dla łożysk pokrytych różnymi polimerami zawarto w pracach [176, 177]. Analizowano łożysko o geometrii, jaką przyjął w swoich badaniach Glavatskih [78], oraz łożyska o większych rozmiarach i różnych materiałach warstwy ślizgowej (PTFE i PEEK). Wyniki przedstawiono w formie rozkładów wyliczonych parametrów, głównie temperatury i ciśnienia w filmie olejowym. Otrzymane rezultaty obliczeń ujawniają niedostatki modelowania, szczególnie w stosunku do przyjętej siatki obliczeniowej, która wydaje się niewystarczająca do uzyskania zadowalających wyników. Brakuje również weryfikacji eksperymentalnej modelu. Dodatkowo, analizy wpływu materiału pokrycia na parametry pracy łożyska uzyskano, zakładając stałą wartość grubości filmu nad punktem podparcia. W rezultacie uzyskano różne siły obciążenia segmentu, co w praktyce uniemożliwia porównanie wyników między analizowanymi przypadkami.

Udaną próbę zastosowania FSI do analiz teoretycznych łożyska wzdłużnego ($d_{sr} = 147,5$ mm) z pokryciem warstwy ślizgowej różnymi materiałami (w tym o danych PTFE oraz PEEK) zaprezentował m.in. autor niniejszej monografii w opracowaniu [241]. Wybrane wyniki pokazano na rys. 1.29. Ich analiza wskazuje, że wraz ze zmianą materiału, m.in. spadkiem sztywności wzdłużnej (babbitt – sztywność największa, PTFE – najmniejsza), rośnie temperatura powierzchni ślizgowej, maleją natomiast minimalna grubość filmu smarnego, pochylenie obwodowe segmentu oraz wartość ciśnienia maksymalnego oleju w filmie.

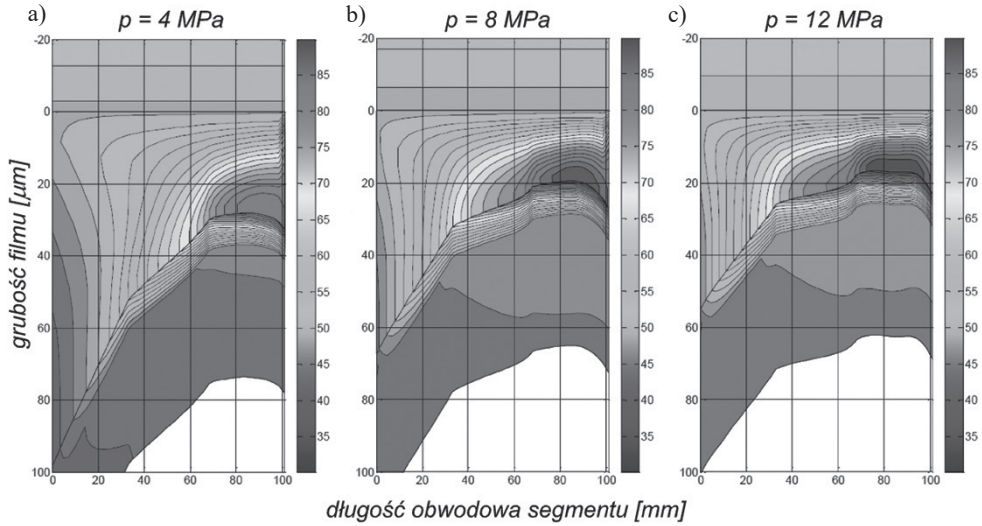
Wyniki obliczeń łożyska pokrytego polimerem PEEK zaprezentowano w pracach [151, 155]. Zastosowany model obliczeniowy wykorzystujący uogólnione równanie Reynoldsa jest – według opinii autorów cytowanych prac – uniwersalnym i elastycznym narzędziem umożliwiającym analizy łożysk różnych odmian konstrukcyjnych (łożysk sztywnych, z wahlowymi segmentami, przekoszonych). Do jego wad należy zaliczyć model mieszania oleju w przestrzeni międzysegmentowej oraz brak wbudowanego modułu do obliczeń deformacji segmentów. Uzyskany za pomocą opisywanego modelu przykładowy wynik obliczeń pola temperatury oraz kształtu szczeliny olejowej w przekroju obwodowym łożyska pokrytego polimerem PEEK dla trzech wartości nacisków przedstawiono na rys. 1.30.

Obliczenia wykonano z uwzględnieniem ścieg krawędzi wlotowej i wylotowej, co jest widoczne w profilu grubości szczeliny. Najwyższą temperaturę otrzymano w obszarze ścieg krawędzi wylotowej. Wyraźnie widoczny jest również efekt izolacyjności termicznej warstwy polimeru; we wszystkich analizowanych przypadkach obciążenia temperatura części stalowej segmentu była bardzo wyrównana. Wraz ze wzrostem obciążenia łożyska uzyskuje się mniejsze grubości minimalne szczeliny oraz mniejszą grubość wlotową filmu. Jest to zgodne z wynikami przedstawionymi w pracy [59] (rys. 1.26). Porównanie rezultatów obliczeń i badań wskazuje jednak na pewne rozbieżności. Obliczone grubości filmów są mniejsze niż zmierzone. Odwrotnie wygląda sytuacja w przypadku temperatury, która w wynikach obliczeń jest wyższa niż zmierzona przy wykorzystaniu czujników zabudowanych w segmencie w taki sposób, by mierzyć temperaturę filmu olejowego.



Rys. 1.29. Wyniki obliczeń FSI profili obwodowych na średniej średnicy łożyska wzdłużnego: a) temperatura powierzchni ślizgowej [°C]; b) grubość filmu [μm]; c) ciśnienie w filmie [MPa]

Wykorzystując wspomniany model, przeprowadzono analizę obliczeniową dużego łożyska wzdłużnego hydrogeneratora EW Itaipu (średnica zewnętrzna łożyska 5,2 m) [156]. Wyznaczono charakterystyki tego łożyska, zakładając zmianę materiału pokrycia z babbitu na PEEK i jednocześnie zmniejszając rozmiary jego średnicy zewnętrznej do 4,25 m. W ten sposób zwiększono nominalny nacisk średni w łożysku (z 2,76 MPa do 5,76 MPa). Porównanie obliczonych parametrów pracy łożyska przed proponowaną zmianą konstrukcji i po dokonaniu tej zmiany wskazuje na znaczne korzyści związane ze zmniejszeniem mocy strat tarcia (z około 900 kW do około 500 kW). Równocześnie obliczona temperatura maksymalna powierzchni ślizgowej wzrosła o niespełna 10°C ($T_{\max} = 94^\circ\text{C}$), ciśnienie w filmie olejowym o 7 MPa ($p_{\max} = 17$ MPa), natomiast minimalna grubość filmu smarnego zmniejszyła się z 52 μm do 27 μm. Obliczone parametry pracy łożyska, zdaniem autorów, zawierają się w obszarze dopuszczalnym dla eksploatacji kompozytu PEEK.



Rys. 1.30. Pole temperatury oraz kształt szczeliny smarnej w obwodowym przekroju przez segment z pokryciem PEEK, film olejowy oraz tarczę wału; wynik obliczeń [155]:

a) $p_{sr} = 4 \text{ MPa}$; b) $p_{sr} = 8 \text{ MPa}$; c) $p_{sr} = 12 \text{ MPa}$

W opinii autora niniejszej monografii w przypadku badań teoretycznych łożysk z pokryciem polimerowym osobnym – nierozpoznanym dotąd – problemem jest traktowanie warstwy polimeru jako materiału idealnie sprężystego. Znane są z literatury modele opisujące zachowanie się ciał lepkosprężystych, jakimi są polimery. Można tu wymienić np. modele Maxwella, Kelvina-Voigta czy też Burgersa [230]. Ich zastosowanie umożliwi uwzględnienie pełzania i relaksacji, które są procesami charakterystycznymi dla materiałów lepkosprężystych. Potrzeba wykorzystania takiego modelu w badaniach teoretycznych wydaje się szczególnie uzasadniona w przypadku łożysk z pokryciem PTFE, które wykazuje skłonność do pełzania nawet w temperaturze 20°C . Dodatkowo, materiał ten charakteryzuje wyraźnie nieliniowa zależność naprężenie–odkształcenie (σ – ϵ), szczególnie widoczna po przekroczeniu niewielkiej (w porównaniu z ciśnieniem w filmie) wartości naprężeń (5–10 MPa, zależnie od temperatury) [229].

Zastosowanie modelu ciała sprężystego w analizach łożysk z pokryciem polimerowym wymaga znajomości odpowiednich parametrów materiałowych. W tabelicy 1.9 zestawiono wartości modułów sztywności wzdłużnej E , liczby Poissona ν oraz (dodatkowo) współczynnika przewodzenia ciepła λ warstwy ślizgowej stosowanych w analizach obliczeniowych łożysk (poprzecznych i wzdłużnych) z pokryciem polimerowym. Zestawione wartości wskazują, że dane materiałowe PTFE i PEEK wykorzystywane przez różnych autorów się różnią (ich źródłem są najczęściej dane katalogowe dla polimerów). Co istotne, pomijany jest wpływ obecności warstwy pośredniej łączącej polimer ze stalowym podłożem segmentu oraz temperatury na sztywność warstwy ślizgowej. Wydaje się to nieuzasadnione, biorąc pod uwagę istotny wpływ temperatury na charakterystyki σ – ϵ (szczególnie PTFE), i może być to przyczyną znacznych niedokładności otrzymanywnych wyników analiz.

Uzupełnieniem tej wiedzy mogą być zaproponowane m.in. przez autora niniejszej monografii pomiary sztywności warstwy ślizgowej w funkcji temperatury (rys. 1.12) [244]. Jedyną pracą, w której wspomina się – bez podania szczegółowych informacji – o uwzględnieniu wpływu temperatury na sztywność warstwy ślizgowej, jest opracowanie [59].

Tablica 1.9

Wartości danych materiałowych wykorzystywane
w pracach dotyczących analiz obliczeniowych łożysk

Autorzy	Materiał pokrycia	Moduł sztywności wzdluznej E	Liczba Poissona ν	Przewodność cieplina λ
		[GPa]	[-]	[W/mK]
Ettles, Knox, Ferguson i Horner [59]	PTFE	0,11	0,46	0,24
Glavatskih i Fillon [77]		0,11	0,46	0,24
Kuznetsov, Glavatskih i Fillon [120, 121]		0,11	0,46	0,24
Wang, Tan i Kou [216]		0,48	0,40	0,24
Ricci, Chatterton, Pennacchi i Vania [177]		0,50	0,46	0,24
Cha, Isaksson i Glavatskih [24]	PEEK	27,0	0,40	0,95
Pajączkowski, Spiridon, Schubert, Brito i Marra [156]		4,4	0,46	–
Thomsen i Klit [204, 205]	„pokrycie polimerowe”	3,5	brak danych	0,40
Markin, McCarthy i Glavatskih [134]	„materiał podatny”	6,0	0,40	–
		5,0	0,30	0,24

1.5. Badania doświadczalne łożysk

Badania doświadczalne hydrodynamicznych łożysk wzdluznych stanowią istotne źródło budowania wiedzy o zjawiskach towarzyszących ich działaniu; są także wykorzystywane do weryfikacji stosowanych modeli obliczeniowych. Szczególnie intensywnie prowadzono je w latach 70. i 80. XX wieku. Obecnie badania doświadczalne łożysk wzdluznych z wahlowymi segmentami są dość rzadkie, chociaż zdarzają się przypadki badań łożysk o bardzo dużych rozmiarach, tak jak te prowadzone na stanowisku badawczym w Harbin w Chinach (rys. 1.31) [100, 268].

Badania łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową były prowadzone w kilku ośrodkach badawczych na świecie. Analizując doniesienia literaturowe, można stwierdzić, że zdecydowana większość opublikowanych prac miała na celu potwierdzenie korzyści wynikających z zastosowania polimerowych łożysk wzdłużnych, a nie szczegółowe badanie zjawisk i procesów towarzyszących ich działaniu. Odnosi się to szczególnie do prac badawczych związanych z rozwojem dużych łożysk, prowadzonych głównie przez producentów (np. Michell Bearings, Daido, Waukesha Bearings) lub koncerny działające w branży energetycznej (np. Alstom). Prace te zwykle charakteryzuje ograniczona liczba szczegółowych informacji o wykorzystanych metodach oraz zakresie badań.



Rys. 1.31. Łożyska badane w największym na świecie stanowisku badawczym łożysk wzdłużnych w Harbin (Chiny); maksymalna siła osiowa 30 000 kN: a) łożysko o konstrukcji *double-layer*; b) łożysko z pokryciem PTFE ([268])

Obszerny przegląd metodyki badań łożysk wzdłużnych oraz opis stanowisk badawczych można znaleźć w pracach [218, 226]. Dlatego w tej części rozprawy ograniczono się jedynie do scharakteryzowania problemów badań oraz opisu znanych z literatury wyników otrzymanych dla łożysk wzdłużnych z pokryciem polimerowym warstwy ślizgowej. W uzupełnieniu – na zakończenie – opisano doświadczenia producentów zaczerpnięte z eksploatacji łożysk tej odmiany konstrukcyjnej.

1.5.1. Problemy badań doświadczalnych

Do najistotniejszych parametrów pracy, które zwykle powinny być monitorowane podczas badań doświadczalnych łożysk hydrodynamicznych w celu oceny ich działania, zalicza się: temperaturę maksymalną segmentu, minimalną grubość filmu smarnego oraz straty mocy [75].

Zwyczajowo, w przypadku badań łożysk pokrytych białym metalem do oceny temperatury maksymalnej segmentu (oraz filmu) wykorzystuje się czujniki temperatury zainstalowane wewnątrz segmentu. Zgodnie z doświadczeniami badawczymi maksymalna temperatura jest zlokalizowana w pobliżu punktu klocka łożyska o położeniu względnym 75% L / 75% B [99] (położenie to zwyczajowo jest definiowane w odniesieniu do narożnika segmentu na wlocie do szczeliny i leżącego na wewnętrznym promieniu łożyska). W większości znanych

badan łożysk wzdłużnych z pokryciem babbitem właśnie w tym miejscu segmentu pod powierzchnią ślizgową umieszczano czujnik temperatury. Zmierzoną wartość ekstrapolowano do powierzchni ślizgowej, uznając ją za temperaturę maksymalną.

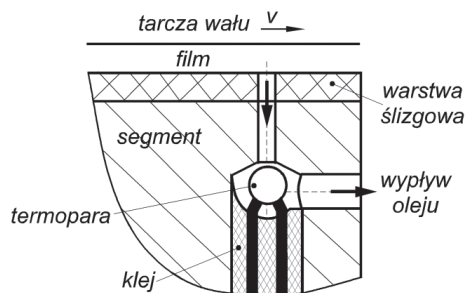
Polimerowa warstwa ślizgowa charakteryzuje się jednak małą wartością współczynnika przewodzenia ciepła w porównaniu z babbitem. Skutkuje to izolacją cieplną segmentu i ograniczonym dopływem ciepła generowanego w filmie smarnym do jego wnętrza. Pomiar temperatury w objętości segmentu w łożysku z pokryciem polimerowym nie pozwala na wiarygodną ocenę temperatury powierzchni ślizgowej oraz filmu, ponieważ – jak wskazują wyniki badań – nawet istotne zmiany wymuszeń działających na łożysko nie powodują wyraźnych zmian odczytów temperatury podstawy segmentu.

W pierwszych pracach badawczych nad łożyskami wzdłużnymi z pokryciem kompozytem PTFE, prowadzonych w byłym ZSRR, czujniki temperatury umieszczono bardzo blisko powierzchni ślizgowej segmentu (około 0,5 mm pod powierzchnią) [10]. W badaniach, które prowadził Glavatskih [73, 75], czy też realizowanych przez Michell Bearings [195] termopary umieszczano początkowo także pod powierzchnią ślizgową segmentów (około 3 mm). W późniejszych pracach pomiar temperatury był realizowany z wykorzystaniem otworów przelotowych w segmentach [59], w których umieszczono termopary. Końcówki pomiarowe czujników (zwykle termopar) mają wówczas kontakt z filmem olejowym, dzięki czemu mierzą jego temperaturę. Podobną metodę pomiaru zastosowano także w innych badaniach łożysk wzdłużnych [39, 94, 155, 251]. W cytowanej pracy [59] wskazuje się jednak, że wynikiem pomiaru temperatury termoparą umieszczoną w otworze przelotowym jest prawdopodobnie temperatura pośrednia pomiędzy temperaturą filmu smarnego i powierzchni ślizgowej.

Alternatywę dla powyższej metody pomiaru temperatur filmu olejowego w hydrodynamicznych łożyskach wzdłużnych zaproponował i przetestował Glavatskih [72]. Według tej propozycji termoparę umieszczono w segmencie w taki sposób, aby jej końcówka pomiarowa miała kontakt z olejem pobranym z filmu olejowego, który przepływa przez specjalnie wykonany w segmencie łożyska otwór spustowy (rys. 1.32). Wyniki tak zrealizowanych pomiarów wskazują, że zmierzona temperatura w łożysku z pokryciem PTFE jest wyższa niż zmierzona bezpośrednio w segmencie. Należy jednak zwrócić uwagę, że umieszczenie otworów spustowych w segmencie łożyska może zmienić warunki jego działania, oraz na to, że olej odprowadzany ze szczeliny smarnej przez otwór spustowy może być chłodzony, zanim dotrze w okolice końcówki pomiarowej termopary. Dodatkowym ograniczeniem wydaje się także to, że pomiar według koncepcji zaprezentowanej w [72] jest możliwy jedynie w pobliżu brzegu segmentu.

Innym nierozpoznanym jak dotąd zagadnieniem wydaje się miejsce pomiaru temperatury powierzchni ślizgowej w badaniach łożysk z polimerową warstwą ślizgową, tak by pomiar pozwalał na ocenę temperatury maksymalnej. Wytyczne znane dla łożysk z pokryciem białym metalem, ze względu na istotne różnice w przebiegu procesów i zjawisk w łożyskach z pokryciem polimerowym, prawdopodobnie tracą aktualność. W zrealizowanych badaniach pomiaru dokonywano zwykle w równomiernie rozłożonej na powierzchni segmentu siatce punktów oraz – w niektórych przypadkach – także dla punktu 75% L / 75% B.

Pomiar grubości szczeliny olejowej jest jednym z największych wyzwań pomiarowych w badaniach hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych. Wynika to z trudnych warunków pomiaru, tj. m.in. obecności oleju o zmieniających się w funkcji wymuszeń łożyska temperaturze i lepkości oraz działania oleju pod znacznym ciśnieniem. Oba wymienione czynniki mogą wpływać na charakterystyki czujników (najczęściej stosuje się czujniki przemieszczeń indukcyjne i wiropędowe), ale także powodować deformacje struktury łożyska oraz stanowiska badawczego, w którym czujniki są zwykle umocowane.



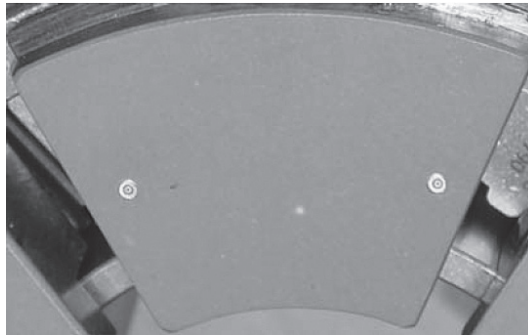
Rys. 1.32. Technika pomiaru temperatury oleju przez otwór spustowy (średnica otworu dolotowego do termopary 0,5 mm) [72]

Ponieważ polimer stanowi izolację elektryczną, nie ma możliwości pomiaru grubości filmu smarnego np. przy użyciu wiropędowych czujników przemieszczeń zainstalowanych w tarczy wału, tak jak zrealizowano to w badaniach łożysk z pokryciem białym metalem w stanowisku General Electric [253]. Pomiar prowadzony tą metodą jest atrakcyjny głównie ze względu na możliwość uzyskania obwodowych profili grubości filmu smarnego. Rozwiązaniem problemu może być zastosowanie czujników innej konstrukcji, np. optycznych. Przykład zastosowania takich czujników zamontowanych w tarczy wału (pięć czujników na różnych promieniach) do monitorowania obwodowych profili grubości szczeliny smarnej dużego łożyska wzdłużnego można znaleźć w pracy [100], opisującej układy pomiarowe stanowiska w Harbin (Chiny). Do wad metody pomiaru grubości filmu z wykorzystaniem czujników optycznych należy zaliczyć zależność wyników od właściwości oleju smarującego, na które z kolei silnie wpływa temperatura (warunki działania łożyska). Pomiar grubości filmu z wykorzystaniem czujników optycznych w badaniach łożysk wzdłużnych nie znalazły dotąd szerokiego zastosowania. Podobnie jest w przypadku czujników ultradźwiękowych, które testowano w celu pomiaru grubości filmu [46]. Czujnik umieszczono na spodzie segmentu. Wskazania tego typu czujników również są zależne od właściwości oleju w filmie, a dodatkowo segment na drodze sygnałów dźwiękowych nie może mieć żadnej przestrzeni wypełnionej powietrzem. Dlatego metoda ta nie może zostać zastosowana do pomiarów w łożyskach polimerowych z warstwą pośrednią w formie plecionki z drutu.

Z kolei w stanowisku badawczym Alstom do pomiaru grubości szczeliny smarnej wykorzystuje się czujniki wiropędowe przemieszczeń, osadzone w narożach badanego segmentu [152]. Pomiar grubości filmu przy użyciu podobnej metody został również zrealizowany w [94]. Ten sposób pomiaru wymaga jednak bardzo starannej interpretacji wyników

z uwzględnieniem wpływów niejednorodności magnetycznej materiałów oraz bicia osiowego powierzchni ślizgowej tarczy [218].

Podobne problemy interpretacyjne dotyczą też wyników badań grubości filmu smarnego łożysk wzdłużnych z PTFE oraz babbitem, które zaprezentowano w pracach [77, 135]. W tym przypadku do pomiaru wysokości szczeliny smarnej wykorzystano czujniki pojemnościowe przemieszczeń, zabudowane w segmencie na średniej średnicy łożyska (po jednym na wlocie i wylocie ze szczeliny) (rys. 1.33).



Rys. 1.33. Pomiar grubości filmu olejowego (pochylenia segmentu) czujnikami zamontowanymi w obszarze powierzchni ślizgowej [135]

W przypadku pomiaru grubości filmu czujnikami związanymi ze stalową częścią segmentu wynikiem jest wartość odległości w pojedynczym punkcie szczeliny (obszarze działania czujnika), bez uwzględnienia deformacji termosprężystej warstwy ślizgowej. W przypadku łożysk z pokryciem polimerowym deformacja ta może mieć znaczne wartości, co ogranicza dokładność realizowanego w ten sposób pomiaru grubości filmu.

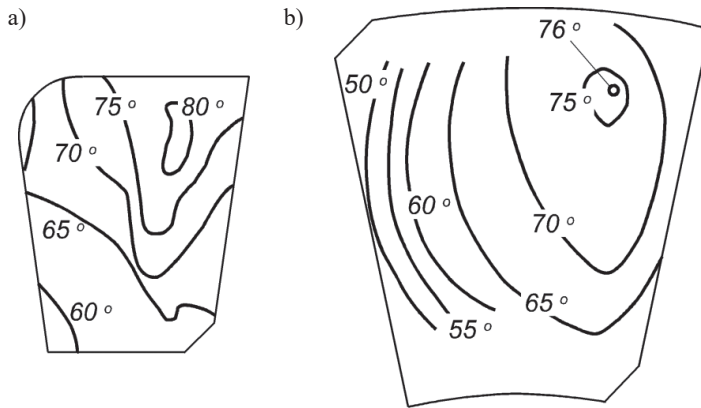
Ostatnim głównym parametrem pracy monitorowanym podczas badań łożysk hydrodynamicznych są straty mocy. Najczęściej wykorzystywane techniki pomiaru strat, takie jak metoda kalorymetryczna czy pomiar momentu tarcia, nie zależą od rozwiązania konstrukcyjnego badanego łożyska. Z tego powodu do badań łożysk z polimerową warstwą ślizgową dają się zastosować bezpośrednio rozwiązania używane w badaniach łożysk z pokryciem babbitem.

1.5.2. Wyniki badań doświadczalnych łożysk z pokryciem polimerowym

Wzmiankę o pierwszych badaniach doświadczalnych łożysk z polimerową warstwą ślizgową można znaleźć w pracy Bajborodova i in. [10] z 1977 roku. W latach 1969–1974 w byłym ZSRR przeprowadzono badania wstępne łożysk wzdłużnych z pokryciem polimerowym (PTFE + plecionka z drutu miedzianego). Łożyska zamontowane w pompach badano przy różnych wartościach nacisków średnich ($p_{sr} = 2; 5,5$ oraz $9,2$ MPa) w warunkach częstych startów i zatrzymań (od 20 do 24 na dobę). Średnia prędkość ślizgania w łożyskach wynosiła $11,5$ m/s. Po ponad 5000 godz. eksploatacji łożysk stwierdzono, że wykazały one dobrą odporność na zużycie, co zadecydowało o wdrożeniu tego typu łożysk w hydrozespolu elektrowni wodnej w Bracku. Od 1974 roku, przez 2 lata, badaniom w warunkach eksploata-

cji poddano łożysko nośne zainstalowane w hydrozespolu nr 9 EW Brack o mocy 250 MW ($d_{sr} = 3,8$ m; grubość PTFE = 3–4 mm; grubość warstwy plecionki = 6–8 mm; $v_{sr} = 13,7$ m/s; $p_{sr} = 3,7$ –6 MPa). Badania obejmowały kolejno etapy: ograniczonego obciążenia w stanach ustalonych, pełnego obciążenia i ostatecznie stany przejściowe działania łożyska. Wyniki pomiarów temperatury oraz zużycia segmentów, według relacji autorów, nie wykazały żadnych niepokojących zdarzeń oraz efektów działania łożyska.

Pole temperatury na powierzchni ślizgowej segmentu eksperymentalnego łożyska wzdłużnego z PTFE zainstalowanego w EW Brack, wyznaczone z wykorzystaniem wyników pomiarów, przedstawił Glavatskih [74] (rys. 1.34).



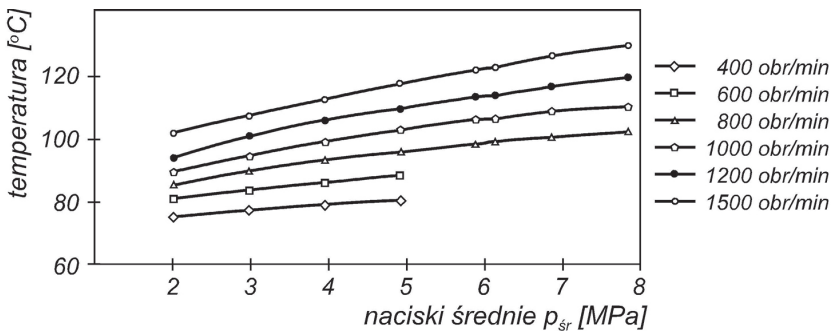
Rys. 1.34. Pole temperatury (wynik interpolacji między punktami danych) na powierzchni ślizgowej segmentu łożyska: a) pokrytego PTFE przy nacisku $p_{sr} = 11,15$ MPa ($A = 812$ cm²); b) ze stopem białego metalu, $p_{sr} = 5,5$ MPa ($A = 2197$ cm²) [74]

Łożysko eksperymentalne miało znacznie mniejsze rozmiary niż zwyczajowo stosowane w tej maszynie ($d_{sr} = 1,85$ m, $v_{sr} = 12$ m/s, 16 segmentów). Zmniejszenie powierzchni czynnej podniosło naciski maksymalne w łożysku z 5,5 MPa do 11,15 MPa. W czasie badań zaobserwowano, że wyliczane (interpolowane) na podstawie danych pomiarowych pola temperatury powierzchni ślizgowej dla stanów ustalonych zmieniały się istotnie dla kolejnych początkowych uruchomień. Dopiero po 20. rozruchu maszyny uzyskane pola temperatury powierzchni ślizgowej zaczęły być powtarzalne, co może świadczyć o zakończeniu procesu docierania powierzchni ślizgowej łożyska (dopasowywania do kształtu tarczy oporowej i jej niedoskonałości oraz pełzania polimeru). Inspekcja łożyska eksperymentalnego po 20 latach od rozpoczęcia eksploatacji (111 000 godzin działania, w tym 700 rozruchów) wykazała jedynie niewielkie zużycie powierzchni ślizgowej, na głębokość maksymalnie 0,5 mm.

Szczegółowe wyniki pomiarów strat mocy w łożyskach z polimerowym pokryciem powierzchni ślizgowej dla różnych poziomów temperatury oleju zasilającego opisali Aleksandrov i Platonov [7]. Pomiaru strat tarcia przeprowadzono w trzech łożyskach maszyn EW dużej mocy: Brackiej, Wołżańskiej i Plawińskiej, dla różnych stanów działania. Pomiaru dokonano metodą kalorymetryczną (mierzone temperaturę wody na wlocie i wylocie z chłodnic oraz temperaturę ścianek korpusu łożyska i temperaturę oleju). Stwierdzono, że zwiększenie

temperatury oleju w korpusie łożyska z 35 do 60°C nie zmniejsza pewności działania łożysk wzdluznych z polimerowym pokryciem powierzchni slizgowej, obniza natomiast znacznie (nawet o 20% do 30%) wyznaczane straty mocy.

Badania doświadczalne łożysk z pokryciem powierzchni slizgowej warstwa PTFE zatopioną w plecencie z drutu miedzianego prowadziła firma Michell Bearings. Przed wdrożeniem tej odmiany konstrukcyjnej łożysk w EW Ffestiniog przeprowadzono badania na łożysku pilotażowym ($d_{sr} = 0,464$ m; grubość warstwy slizgowej = 10 mm, grubość PTFE = 3 mm $p_{sr} = 1,4-10,1$ MPa; $v_{sr} = 9,7-36,4$ m/s) [195]. W celu osiągnięcia wysokich nacisków w łożysku w czasie badań zamiast ośmiu segmentów montowano w stanowisku tylko cztery. Mierzono temperaturę w dwóch segmentach w siedmiu punktach 3 mm pod powierzchnią slizgową. Zmierzone temperatury przedstawiono na rys. 1.35. Inspekcja segmentów po testach wykazała, że były one w doskonałym stanie, bez żadnych śladów zużycia, mimo pracy w warunkach dużych nacisków średnich.

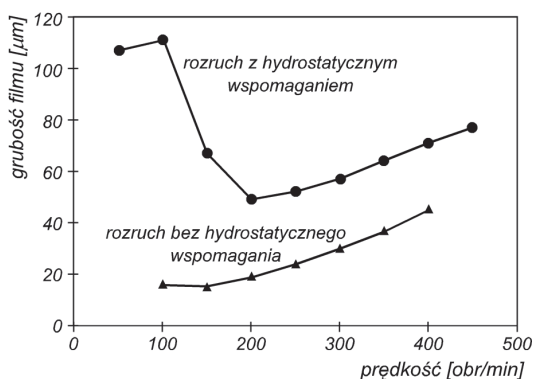


Rys. 1.35. Wyniki pomiarów temperatury maksymalnej segmentu łożyska pilotażowego z pokryciem PTFE w badaniach Michell Bearings [195]

Mimo znacznych obciążeń nie zaobserwowano istotnego wzrostu temperatury. Należy jednak zwrócić uwagę, że pomiar temperatury prowadzono stosunkowo daleko od powierzchni slizgowej. Uwzględniając izolacyjne działanie polimeru, można stwierdzić, że temperatura w filmie olejowym była prawdopodobnie znacznie większa. W czasie testów łożysko przeciążano do nacisku $p_{sr} = 20$ MPa. Spowodowało to zużycie powierzchni warstwy slizgowej w obszarze najmniejszej grubości filmu [141].

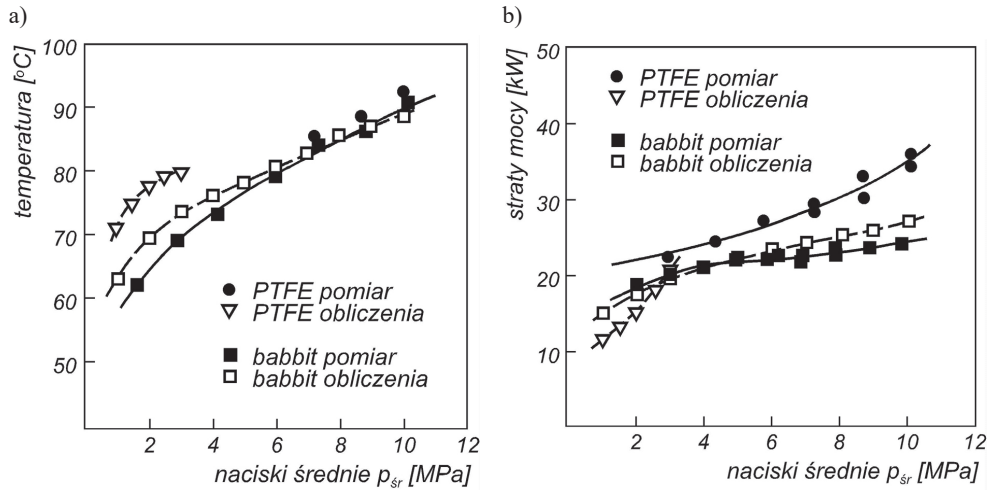
Firma Michell Bearings, przed planowanym wdrożeniem łożyska z pokryciem polimerowym w dużej hydroturbinie odwracalnej EW Dinorwig, prowadziła także badania łożyska eksperymentalnego większych rozmiarów z pokryciem PTFE. W tym celu zbudowano duże stanowisko badawcze w układzie tarcza-hamulec [141], o większych niż dotychczas posiadane możliwościach badawczych (średnica tarczy 1,5 m, obciążenie maksymalne 588 kN). Jedynym znanym autorowi wynikiem badań przeprowadzonych na zbudowanym stanowisku badawczym Michell Bearings są rezultaty testów nowej metody pomiarowej przeznaczonej do pomiaru grubości filmu olejowego z wykorzystaniem czujników ultradźwiękowych [46]. Badania wykonano dla segmentu o rozmiarach 400 mm × 440 mm, w którym warstwa PTFE została połączona z segmentem za pomocą porowatej warstewki brązu. Jeden segment

badawczy wyposażono w jeden czujnik ultradźwiękowy, położony w pobliżu krawędzi wlotowej do szczeliny smarnej (położenie względne 80% L / 20% B). Wynik pomiaru grubości filmu dokonano przy użyciu czujnika ultradźwiękowego w czasie rozruchu łożyska dla różnych rodzajów smarowania przedstawiono na rys. 1.36. Zmierzona grubość filmu z uruchomionym układem hydrostatycznego wspomaganie działania łożyska była znacznie większa niż przy smarowaniu hydrodynamicznym. Ten sposób smarowania charakteryzuje się jednak znacznym zmniejszeniem grubości szczeliny smarnej w przedziale prędkości od 100 do 200 obr/min. Zaprezentowany rezultat świadczy o możliwości utworzenia filmu smarnego o odpowiedniej grubości w obszarze wlotowym do szczeliny. Jednak ze względu na niezawodność działania łożyska istotniejszym obszarem jest wylot ze szczeliny, gdzie grubości filmu są najmniejsze. Brak danych o tej wielkości uniemożliwia ocenę działania łożyska z uwagi na konieczność zapewnienia odpowiedniej grubości szczeliny smarnej.



Rys. 1.36. Wyniki pomiaru grubości filmu smarnego w punkcie $r/\theta = 80\% / 20\%$ segmentu z PTFE w czasie rozruchu bez i z uruchomionym wspomaganie hydrostatycznym [46]

W innej analizie przeprowadzonej przy współdziałaniu Michell Bearings przebadano dwa łożyska z pokryciem warstwy ślizgowej PTFE, dostarczone przez dwóch różnych producentów: Elektrosila z Rosji ($d_{sr} = 0,464$ m; grubość PTFE = 5 mm; $v_{sr} =$ do 41 m/s; $p_{sr} =$ do 10,2 MPa) oraz Liao Yuan Scientific Institute z Chin ($d_{sr} = 0,912$ m; grubość PTFE = 2 mm; grubość warstwy plecionki = 6 mm; $v_{sr} =$ do 28 m/s; $p_{sr} =$ do 10 MPa). Wyniki pomiarów temperatury oraz straty mocy porównano z wynikami pomiarów łożysk o tych samych wymiarach z pokryciem babbitem (rys. 1.37). Temperaturę mierzono termoelementem umieszczonym w otworze przelotowym przez powierzchnię ślizgową (położenie względne 57% L/ 84% B). W ten sposób zmierzono wartość temperatury oleju w szczelinie smarnej. Badania przeprowadzono w szerokim zakresie obciążeń. W łożyskach z pokryciem polimerowym uzyskano tylko nieco wyższe temperatury oleju w szczelinie smarnej niż w łożyskach z białym metalem (rys. 1.37a). Straty mocy były wyraźnie większe dla łożyska z pokryciem PTFE produkcji Elektrosila (rys. 1.37b) w porównaniu z łożyskiem z pokryciem białym metalem. W przypadku drugiego z badanych łożysk różnice nie były już tak wyraźne. Dodatkowo, w łożysku dostarczonym przez chińskiego producenta po badaniach przy nacisku 10 MPa stwierdzono zużycie powierzchni ślizgowej na głębokość około 0,3 mm.



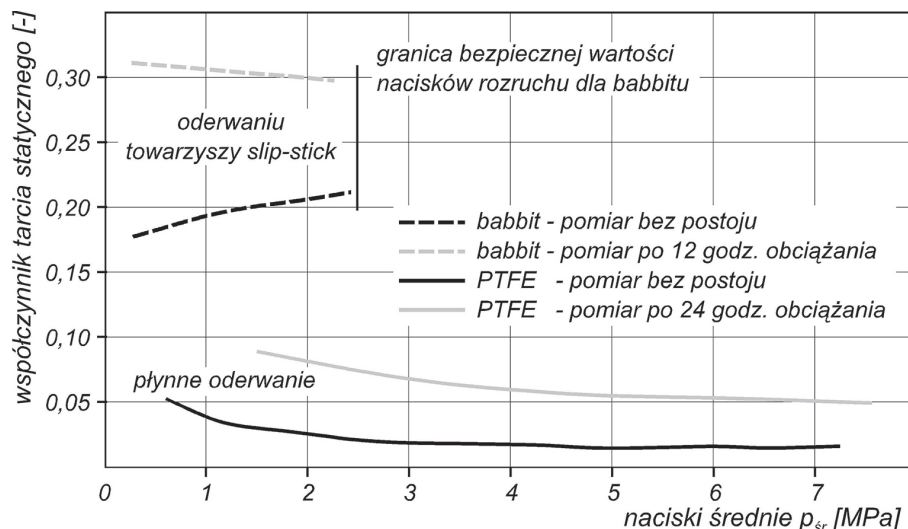
Rys. 1.37. Wyniki badań łożyska nr 1 (produkcji Elektrosila), prędkość obrotowa 800 obr/min:
 a) pomierzone i obliczone temperatury filmu olejowego ($r/\theta = 57\% / 84\%$);
 b) porównanie strat mocy [59]

Firma Michell Bearings prowadziła także badania porównawcze wartości statycznego współczynnika tarcia (*break away friction torque*) przy rozpoczynaniu obrotu wału łożyska pod obciążeniem. Przebadano łożyska pokryte PTFE oraz babbitem [115]. Na rys. 1.38 zaprezentowano otrzymane wyniki badań dla dwóch przypadków: pomiaru bezpośrednio po przyłożeniu obciążenia osiowego łożyska oraz pomiaru po kilkunastu godzinach od przyłożenia obciążenia.

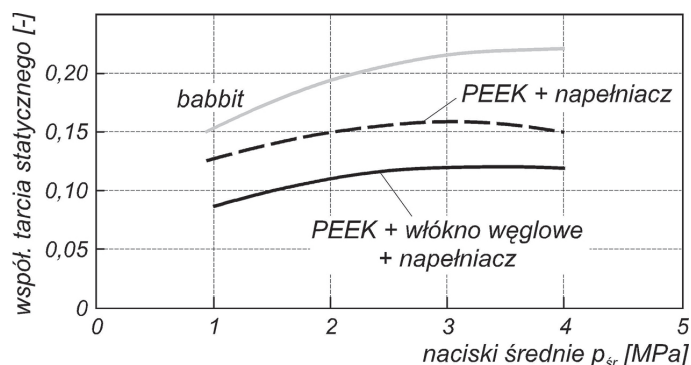
Długotrwałe działające obciążenie osiowe powoduje wyciśnięcie oleju pozostającego w szczelinach smarnych, stąd wyższe współczynniki tarcia dla tego przypadku. Wyznaczone wartości współczynnika tarcia są zdecydowanie niższe dla łożyska pokrytego polimerem PTFE w całym zakresie analizowanych obciążeń. Wynoszą one jedynie około 15–25% wartości współczynnika tarcia zmierzonego dla pary ciernej stal–babbitt. Dodatkowo, pomiary dla łożyska z pokryciem PTFE przeprowadzono także dla nacisków powyżej granicy stosowalności dla białego metalu (2,4 MPa). Oba łożyska, oprócz wyznaczonych wartości współczynnika tarcia statycznego, różniły się także charakterem przebiegu pomiaru. Łożysko z pokryciem babbitem wykazywało oznaki zjawiska *slip-stick*, czego nie zaobserwowano podczas badań łożyska z pokryciem PTFE. Badania współczynnika tarcia statycznego dla PTFE i babbittu na małych próbkach wykazały dodatkowo, że wzrost temperatury (z 25°C do 85°C) znacząco zwiększa moment tarcia w przypadku babbittu, natomiast prawie go nie zmienia dla PTFE [82].

Analogiczne badania współczynnika tarcia statycznego dla łożyska z pokryciem warstwy ślizgowej kompozytem PEEK można znaleźć w pracach japońskiego producenta łożysk Daido Metal Co. Ltd. [40, 251]. Eksperyment przeprowadzono na łożysku o średnicy zewnętrznej 457 mm, zanurzone w oleju o temperaturze 50°C. Pomiar rozpoczynano po 10 minutach od przyłożenia obciążenia. Wyniki pomiarów zaprezentowano na rys. 1.39. Najmniejsze wartości współczynnika tarcia statycznego otrzymano dla łożyska z pokryciem

PEEK napełnionym włóknem węglowym i napełniaczami, największe – dla łożyska z białym metalem. Różnice pomiędzy wynikami uzyskanymi dla łożysk z PEEK i babbitem nie są jednak tak duże, jak zmierzone dla łożysk z PTFE (rys. 1.38).



Rys. 1.38. Wyniki badań współczynnika tarcia w czasie rozruchu dla łożyska z segmentami pokrytymi polimerem PTFE oraz stopem białego metalu w funkcji nacisków (za [115])



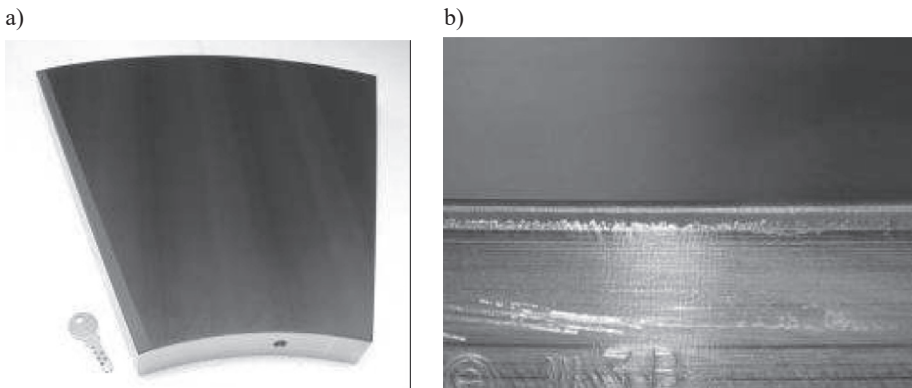
Rys. 1.39. Wyniki pomiaru współczynnika tarcia statycznego dla łożysk pokrytych kompozytem PEEK oraz babbitem (wg [251])

ALSTOM Power (obecnie GE Renewable Energy) ze Szwajcarii wspólnie z Harbin Electric Machinery (HEC) z Chin prowadziło badania doświadczalne łożysk wzdłużnych z polimerowym pokryciem warstwy ślizgowej z PTFE oraz łożysk z białym metalem o specjalnej dwuwarstwowej budowie (tzw. *double layer*), ukierunkowane na określenie możliwości zastosowania tych łożysk w maszynach zainstalowanych w EW Zapora Trzech Przełomów w Chinach [187]. Badania prowadzono na prawdopodobnie największym stanowisku badawczym na świecie, umożliwiającym badanie łożysk o średnicy do 3,9 m obciążonych

siłą osiową do 30 000 kN. Stanowisko zostało wyposażone kompleksowo w aparaturę pomiarową umożliwiającą pomiary: ciśnienia oleju (cztery czujniki w tarczy oporowej), temperatury tarczy (15 termistorów na różnej głębokości i promieniach), temperatury segmentu (93 termopary w jednym segmencie), temperatury oleju w korpusie łożyska oraz grubości szczeliny olejowej (pięć specjalnych czujników optycznych zainstalowanych w tarczy ślizgowej) [100]. Wybrane wyniki badań zaprezentowano w pracy [187]. Ostatecznie jednak w EW Zapora Trzech Przełomów zastosowano łożyska o dwuwarstwowej budowie z pokryciem warstwy ślizgowej białym metalem [101].

ALSTOM Renewable ze Szwajcarii prowadził od przełomu wieków XX i XXI na stanowisku badawczym w Birr własne kompleksowe badania doświadczalne łożysk z polimerowym pokryciem warstwy ślizgowej [68, 130, 131, 151, 155, 189]. Stanowisko wykorzystuje układ tarcza–hamulec i umożliwia badanie segmentów łożysk o wymiarach średnicy zewnętrznej do 750 mm (średnica dysku) przy prędkości obrotowej $n = 1000$ obr/min i naciskach (po ostatnio wprowadzonych modyfikacjach [155]) nawet do 14 MPa. Stanowisko umożliwia pomiar ciśnienia obwodowego w filmie olejowym oraz obwodowych profili grubości szczeliny smarnej za pomocą czujników umieszczonych w tarczy wału.

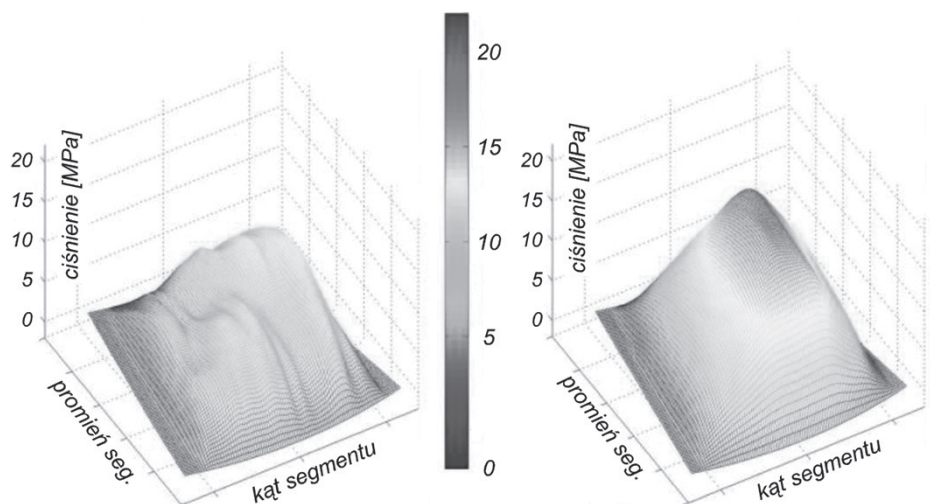
Opublikowane wyniki badań obejmowały porównanie własności hydrodynamicznych łożysk z różnymi pokryciami segmentów (babbit, PTFE, PAF – poliperfluoroalkoksyetylen – oraz PEEK) [68, 131, 189]. W wyniku tych badań oraz dodatkowych badań materiałowych polimerów (w sumie przebadano 30 materiałów [132]) jako optymalny do zastosowań w dużych hydrodynamicznych łożyskach wzdłużnych wytypowano kompozyt PEEK napełniony włóknem węglowym, który funkcjonuje pod handlową nazwą Polypad™ (rys. 1.40).



Rys. 1.40. Segment łożyska Polypad™: a) widok segmentu łożyska wzdłużnego; b) przekrój przez warstwę ślizgową segmentu [132]

W pracy [189] zaprezentowano wyniki badań porównawczych łożysk z pokryciem PTFE (grubość pokrycia 8 mm) oraz PEEK (grubość warstwy pokrycia 3 mm, Polypad™). Badania przeprowadzono dla zakresu prędkości od 400 obr/min do 1000 obr/min oraz nacisków średnich w łożysku do 9,6 MPa i dla dwóch pozycji podparcia segmentu: centralnej oraz przesuniętej obwodowo. Łożysko pokryte kompozytem PEEK wykazało dużo lepsze

właściwości w porównaniu z łożyskiem z pokryciem PTFE. Zmierzone straty mocy były wyraźnie mniejsze w całym zakresie wymuszeń, podczas gdy łożysko z pokryciem PTFE, ze względu na zwiększone opory i ograniczoną moc stanowiska, udało się przebadać jedynie do nacisków średnich 6,4 MPa. Oszacowany na podstawie rozkładu ciśnienia udział tarcia płynnego w przenoszeniu obciążenia przy małych prędkościach obrotowych wału oraz dużych obciążeniach był mniejszy dla łożyska PTFE. Na rys. 1.41 zaprezentowano profile ciśnienia uzyskane dla badanych przypadków łożysk.



Rys. 1.41. Pole ciśnień obliczone z wykorzystaniem wyników pomiarów:

a) łożysko PTFE, $p_{sr} = 6,4$ MPa; b) łożysko PEEK, $p_{sr} = 9,6$ MPa [189]

Wyniki uzyskane w badaniach łożyska z pokryciem PTFE wykazują wyraźnie widoczny, nieregularny wzrost ciśnienia w kierunku obwodowym segmentu. Prawdopodobną przyczynę tego zjawiska stanowiła – według autorów – niejednorodna struktura pokrycia (warstwa pośrednia była wykonana z plecionki drutu). Należy jednak zauważyć, że porównywane łożyska miały zdecydowanie różne grubości warstwy ślizgowej. Prawdopodobne jest, że grubość pokrycia segmentu PTFE była daleka od optimum dla wymuszeń, którym został poddany badany segment

Inny interesujący obszar badań łożysk z pokryciem polimerowym stanowiły testy niszczące łożysk, których celem było określenie maksymalnej obciążalności [251, 259, 260]. W pracy Yamady i in. [251] przebadano łożysko z pokryciem kompozytem PEEK ($d_{sr} = 204,5$ mm; $n = 1000$ obr/min; $v_{sr} = 10,7$ m/s). Pomiar prowadzono w warunkach zwiększającego stopniowo obciążenia, rozpoczynając od nacisków średnich 14 MPa, aż do zniszczenia łożyska (co 3 MPa). Uszkodzenie łożyska nastąpiło przy wartości nacisków 26 MPa. Przed katastrofalnym uszkodzeniem łożyska zaobserwowano znaczny przyrost mierzonej temperatury oleju w szczelinie smarnej. Na skutek wytopienia się warstwy polimeru uszkodzeniu uległa powierzchnia ślizgowa łożyska. Równocześnie nie stwierdzono uszkodzeń tarczy

ślizgowej, co potwierdza niską adhezję polimeru do stalowej tarczy wału i jego doskonałe właściwości chroniące współpracującą powierzchnię przed uszkodzeniem.

Porównawcze badania obciążalności dla łożyska pokrytego kompozytem PEEK oraz łożyska z białym metalem zostały przeprowadzone także przez firmę Waukesha Bearings [259, 260]. Analizy wykonano dla łożyska wzdłużnego o średnicy zewnętrznej 279 mm i dwóch prędkości obrotowych wału: 6000 obr/min i 11 000 obr/min. Jako limit obciążalności dla danego łożyska przyjmowano taką wartość obciążenia, przy której odnotowywano nagle zwiększenie lub zmniejszenie temperatury segmentu, a także nietypowy hałas stanowiska bądź silników napędowych. Wspomniane ograniczenia stanowiska nie pozwoliły w istocie na doprowadzenie do katastrofalnego zniszczenia łożysk w przyjętych warunkach badań. Określona w wyniku prób obciążalność łożyska z pokryciem polimerowym PEEK wyniosła 16,2 MPa dla mniejszej prędkości obrotowej oraz 14,5 MPa dla prędkości 11 000 obr/min. Dla porównania, łożysko z białym metalem, które badano jedynie w warunkach prędkości 11 000 obr/min, wykazało obciążalność 9,6 MPa, tj. o około 50% mniejszą niż łożysko PEEK. Straty tarcia zmierzone metodą kalorymetryczną były o około 5–6% większe w badaniach łożyska pokrytego babbitem. Oględziny segmentów po badaniach wykazały płynięcie białego metalu oraz ślady degradacji termicznej oleju widoczne na powierzchni ślizgowej. Na segmentach pokrytych PEEK pojawiły się jedynie ślady obwodowe (drobne rysy) i nieznaczne wgniecenia warstwy ślizgowej.

W uzupełnieniu tej części warto nadmienić, że prawdopodobnie wszyscy producenci łożysk z polimerowymi pokryciami powierzchni ślizgowych prowadzili (i najpewniej aktualnie prowadzą) badania doświadczalne w zakresie szerszym, niż wskazują na to wyniki publikowanych prac. Ochrona własnego dorobku badawczego leży w naturalny sposób w interesie handlowym firm produkujących łożyska. Z pewnością jednak nie przyczynia się to do pogłębiania powszechnie dostępnej wiedzy w tej dziedzinie.

Badania łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową realizowane przez niezależne od producentów ośrodki naukowe są w literaturze przedmiotu niezwykle rzadkie. Autorowi niniejszej monografii, poza własnymi badaniami opisanymi w dalszej części rozprawy, znane są jedynie dwa takie przykłady. Wyniki badań stanowiskowych łożysk wzdłużnych opublikowali w serii prac wraz ze współautorami Glavatskih i McCarthy [73, 135] oraz Bouyer [14, 15].

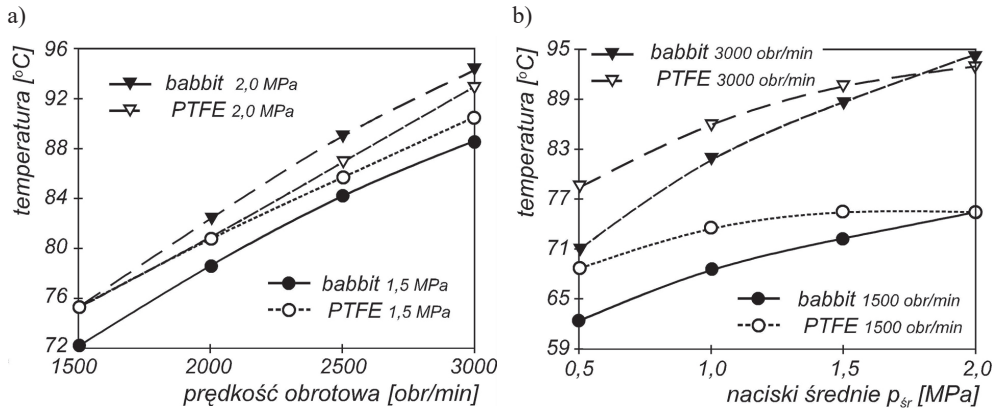
Oprócz badania charakterystyk łożysk z pokryciem polimerowym Glavatskih rozwijał także techniki pomiarowe z uwzględnieniem specyficznych warunków badań, szczególnie w odniesieniu do pomiaru temperatury oleju w szczelinie smarnej i grubości filmu [72, 81]. Używane do badań stanowisko badawcze łożysk wzdłużnych w swojej ostatecznej konfiguracji ma bardzo szerokie możliwości pomiarowe. Pozwala na pomiar następujących parametrów pracy [75, 135]: temperatury w 10 punktach segmentu umieszczonych około 3 mm pod powierzchnią ślizgową (w dwóch segmentach), temperatury oleju w szczelinie smarnej z wykorzystaniem techniki „otworu spustowego” [72] (opisanej szerzej w p. 1.5.1), temperatury tarczy oporowej na dwóch promieniach, ciśnienia oleju przy użyciu czujników zainstalowanych w tarczy oporowej oraz grubości filmu olejowego dwoma czujnikami zainstalowanymi w segmencie na średniej średnicy łożyska (rys. 1.33). Badania łożysk mogą być prowadzone dla wymuszeń: prędkość ślizgania v_{sr} do 26,9 m/s oraz naciski średnie p_{sr} do 7,6 MPa, dotychczas jednak publikowano wyniki badań tylko dla obciążeń do $p_{sr} = 2$ MPa.

W opracowaniach [73] i [135] opisano wyniki badań porównawczych dwóch łożysk wzdluznych o takiej samej geometrii, różniących się jedynie materiałem pokrycia powierzchni ślizgowej. Badano łożyska pokryte warstwą kompozytu PTFE napełnionego w 15% włóknem szklanym (w celu zwiększenia odporności na zużycie) o grubości warstwy polimeru około 1,5 mm oraz łożysko pokryte warstwą białego metalu (średnica średnia łożysk $d_{sr} = 171,5$ mm). W zależności od zastosowanego materiału ślizgowego ujawniono wiele istotnych różnic w uzyskanych charakterystykach. Temperatura części stalowej segmentu łożyska pokrytego polimerem była zbliżona, bez względu na poziom wymuszeń (wpływ izolacyjności termicznej polimeru). Inaczej było w przypadku segmentu pokrytego warstwą stopu łożyskowego, gdzie zmienność temperatury w segmencie była duża. W obu łożyskach odnotowano straty mocy na podobnym poziomie. Ze względu na izolacyjność cieplną w łożysku pokrytym polimerem PTFE więcej ciepła jest odprowadzane do oleju oraz przepływa przez tarczę wału. Zmierzona temperatura tarczy w badaniach łożyska z PTFE była o około 4°C wyższa w porównaniu z rezultatami pomiarów dla łożyska z białym metalem. Przykładowy wynik pomiaru temperatury oleju w szczelinie smarnej przedstawiono na rys. 1.42. Co interesujące, zmierzona temperatura oleju w szczelinie przy wartości nacisku 2 MPa była wyższa dla łożyska z białym metalem, podczas gdy dla mniejszych wartości obciążeń trend był odwrotny.

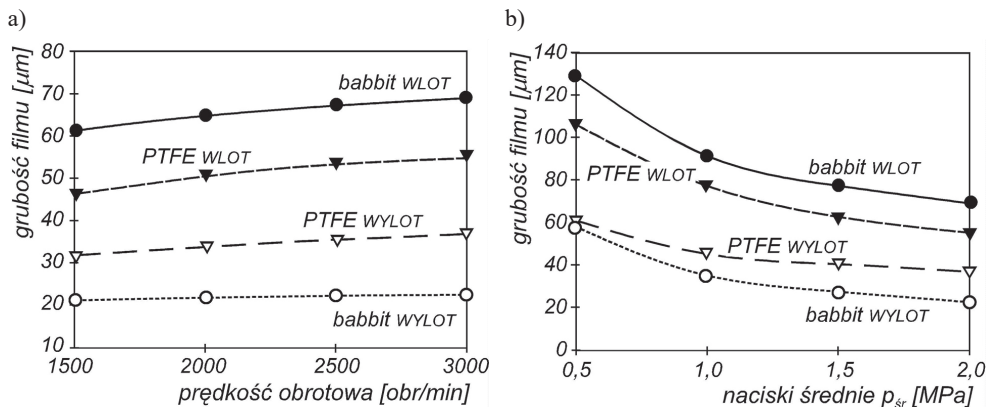
Wyniki badań grubości filmu smarnego w okolicach wlotu i wylotu ujawniają istotne różnice pomiędzy obiema odmianami konstrukcyjnymi łożysk (rys. 1.43). Pochylenie segmentu w kierunku obwodowym (różnica wskazań grubości filmu na wlocie i wylocie ze szczeliny smarnej) było mniejsze w badaniach łożyska z PTFE. Minimalna wysokość szczeliny smarnej była mniejsza w badaniach łożyska pokrytego babbitem i praktycznie niezmienna dla całego zakresu badanych prędkości. Wyniki zmiany grubości filmu w funkcji obciążenia (rys. 1.43b) pozwalają wywnioskować, że grubość filmu na wlocie w obu łożyskach spada o podobną wartość wraz ze wzrostem obciążenia (linie grubości wlotowej obu łożysk oddalone od siebie o tę samą odległość – około $20\ \mu\text{m}$). W przypadku grubości szczeliny wylotowej sytuacja wygląda inaczej. Łożysko z pokryciem białym metalem wykazuje większe zmniejszenie grubości filmu w funkcji obciążenia niż łożysko z pokryciem PTFE.

Glavatskih wykorzystał również uzyskane na swoim stanowisku badawczym wyniki pomiarów do zweryfikowania modelu TEHD łożysk z pokryciem warstwy ślizgowej kompozytem PTFE [77] (zostało to opisane w p. 1.4).

Drugim przykładem prac zawierających wyniki badań eksperymentalnych łożysk wzdluznych z polimerowym pokryciem warstwy ślizgowej, przeprowadzonych przez niezależny od producenta ośrodek badawczy są prace Bouyera i in. [14, 15]. Wykorzystane do badań stanowisko badawcze nie ma dużych możliwości badawczych, szczególnie jeżeli chodzi o maksymalną siłę osiową (8 kN). Zostało ono jednak doskonale wyposażone w aparaturę pomiarową, umożliwiającą pomiar np.: 32 temperatur w segmencie, 24 ciśnień statycznych w filmie olejowym, momentu tarcia czy też grubości filmu [87, 94]. Maksymalna prędkość obrotowa wału wynosi 10 000 obr/min.

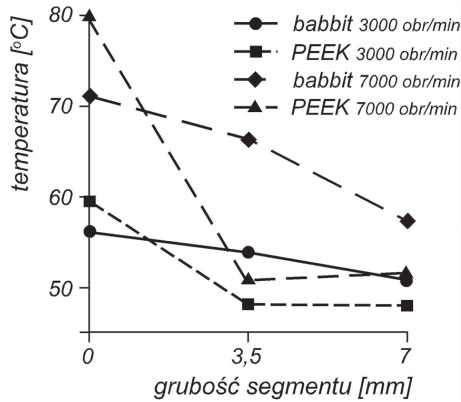


Rys. 1.42. Temperatura oleju w szczeliny smarnej z badań, które przeprowadził Glavatskih: a) w zależności od prędkości obrotowej dla $p_{sr} = 1,5$ MPa i 2 MPa; b) w zależności od obciążenia dla $n = 1500$ obr/min i 3000 obr/min [135]



Rys. 1.43. Grubość filmu na wlocie i wylocie do szczeliny smarnej: a) w funkcji prędkości obrotowej ($p_{sr} = 2$ MPa); b) w funkcji obciążenia ($n = 3000$ obr/min) [135]

Na wspomnianym stanowisku badaniom poddano małe segmentowe łożyska wzdluzne, o średnicy zewnętrznej 52,5 mm, z pokryciem kompozytem PEEK i białym metalem. Segmenty łożysk wykonano z podparciem przesuniętym w kierunku obwodowym o 60% względem krawędzi wlotowej. Łożyska były smarowane olejem dostarczanym pod ciśnieniem w okolicy środka łożyska. Olej przepływał przez łożysko na zewnątrz, smarując powierzchnie ślizgowe (nie było smarowania zanurzeniowego). W pracy [14] zaprezentowano wyniki pomiarów momentu tarcia w łożysku, temperatury oleju oraz segmentów. Badania przeprowadzono w zakresie prędkości od 3000 obr/min do 7000 obr/min, pod obciążeniem 3000 N (średnie naciski w łożysku wyniosły 2,6 MPa). Na rys. 1.44 pokazano wynik pomiaru temperatury na grubości segmentów obu badanych łożysk.



Rys. 1.44. Wynik pomiaru temperatury na grubości segmentów łożyska pokrytego kompozytem PEEK i białym metalem [14]

W przypadku rezultatów otrzymanych dla łożyska pokrytego kompozytem PEEK wyraźnie widoczny jest wpływ izolacyjnych własności cieplnych polimerowego pokrycia. Zmierzona temperatura filmu olejowego była wyższa w badaniach łożyska z pokryciem PEEK, natomiast moment tarcia w tym łożysku był o około 15% niższy od wartości uzyskanych w badaniach łożyska pokrytego białym metalem. Wykonano także badania zmienności współczynnika tarcia podczas rozruchu łożyska pod obciążeniem, obserwując znacznie mniejsze opory towarzyszące rozruchowi łożyska z polimerową warstwą ślizgową.

W pracy [15] porównano eksperymentalnie właściwości łożysk z segmentami podpartymi centralnie (mogących działać w obu kierunkach obrotów). W takim przypadku straty tarcia zmierzone dla obu typów badanych łożysk były porównywalne. Inne oceniane parametry pracy (temperatura, współczynnik tarcia podczas rozruchu łożyska) zmieniały się zgodnie z obserwacjami poczynionymi dla łożysk z segmentami podpartymi niesymetrycznie obwodowo [14].

1.5.3. Doświadczenia eksploatacji

Decyzję o rozpoczęciu badań nad alternatywną odmianą konstrukcyjną łożysk wzdłużnych podjęto w 1969 roku w byłym ZSRR, pod wpływem negatywnych doświadczeń eksploatacyjnych wysoko obciążonych łożysk wzdłużnych hydrozespołów. Mimo stosowania w nich układów hydrostatycznego wspomaganie każdego roku notowano od czterech do sześciu awarii łożysk wzdłużnych [6, 10].

Wdrożenie w 1974 roku w hydrozespołe EW Brack łożyska z pokryciem warstwy ślizgowej PTFE pozwoliło na sprawdzenie parametrów pracy i niezawodności tego rozwiązania w warunkach eksploatacji rzeczywistego obiektu. Prowadzone badania potwierdziły znakomite właściwości łożyska z pokryciem polimerowym. Oględziny stanu powierzchni ślizgowych łożyska wskazały jednak ich niewielkie zużycie. Wyznaczony na podstawie wyników prowadzonych testów współczynnik tarcia przy rozruchu hydrozespołu z łożyskiem wyposażonym w elastyczną powierzchnię ślizgową wynosił około $\mu = 0,05\text{--}0,08$, podczas

gdy dla łożyska z warstwą ślizgową z babbitu w tej samej maszynie wynosił $\mu = 0,15-0,2$ [6]. Zmniejszenie współczynnika tarcia umożliwiło obracanie wału maszyny bez jej unoszenia na hamulcach oraz rezygnację ze stosowania układów hydrostatycznych wspomagania rozruchów i wybiegów łożyska [11]. Przewidywaną trwałość łożysk oszacowano na 8–10 lat (przy $p_{sr} = 5-6$ MPa) ze względu na zużycie powierzchni ślizgowych. W jednej z maszyn tej elektrowni w 1985 roku wdrożono łożysko o zmniejszonych rozmiarach, w wyniku czego maksymalne naciski średnie wzrosły z 5,5 MPa do 11,15 MPa [74]. Po zmianie nie zaobserwowano istotnych różnic w mierzonych wartościach temperatury filmu olejowego. Przeprowadzona po 20 latach inspekcja wykazała jednak niewielkie – biorąc pod uwagę czas eksploatacji – zużycie powierzchni ślizgowej segmentów. Proces ten często towarzyszy działaniu łożysk, których powierzchnia ślizgowa jest wykonana z niemodyfikowanego PTFE. Świadczą o tym także inne doniesienia literaturowe [3, 59].

Pozytywne doświadczenia eksploatacyjne zebrane w EW Brack spowodowały, że w byłym ZSRR większość łożysk hydrozespołów z pionowymi wałami maszyn wymieniono z klasycznych babbitowych na pokryte warstwą polimeru, o czym mowa jest już w pracy [7] z 1990 roku. Również obecnie większość modernizowanych łożysk wzdłużnych hydrozespołów na terenach byłego ZSRR jest zamieniana na łożyska z warstwą ślizgową z PTFE [168]. Co interesujące, w pracy [118], opisującej przebieg szeroko rozumianego rozwoju radzieckich elektrowni wodnych do 1990 roku, wspomniano o zakończonych sukcesem wdrożeniach łożysk z polimerowym pokryciem powierzchni ślizgowej w hydrozespołach odwracalnych elektrowni szczytowo-pompowych Zagora oraz Kaishyador o mocy 200 MW ($n = 150$ obr/min). Tego typu maszyny, ze względu na wymóg działania w obu kierunkach obrotów, charakteryzują się segmentami o podparciu symetrycznym w kierunku obwodowym. W takim przypadku o poprawnym działaniu w stanie ustalonym łożyska z pokryciem powierzchni babbitem decydują głównie odkształcenia termosprężyste segmentów, które pomagają w utworzeniu zbieżnej szczeliny smarnej. Odkształcenia te są ograniczone w przypadku zastosowania polimerowej warstwy ślizgowej. Z tego powodu w przypadku łożysk tej odmiany konstrukcyjnej stosuje się niekiedy ścięcia powierzchni ślizgowej o znacznej długości obwodowej. Dzięki nim powierzchnia ślizgowa uzyskuje korzystny kształt początkowy. Natomiast w stanach przejściowych stosowane są układy hydrostatycznego wspomagania.

Z radzieckich osiągnięć w eksploatacji łożysk z polimerową warstwą ślizgową korzystają również inne kraje Europy i świata, o czym świadczą liczne zastosowania łożysk tej odmiany konstrukcyjnej, dostarczanych przez radzieckich producentów (m.in. Elektrosila) do Skandynawii [193], Bułgarii, Indii czy też Argentyny [162].

Z rosyjskich doświadczeń eksploatacji dużych łożysk wzdłużnych z pokryciem PTFE w hydrozespołach dużych mocy czerpie bezpośrednio także North American PTFE Bearings LLC (NAPB) [267]. Jest to zrzeszenie firm z USA i Kanady, które oferują usługi związane m.in. z rozwiązywaniem problemów eksploatacji łożysk wzdłużnych hydrozespołów, w tym dotyczących podniesienia ich niezawodności, głównie poprzez zastosowanie pokrycia powierzchni ślizgowej kompozytem PTFE. Oferowane łożyska są produkowane w Rosji i wykorzystywane w projektach realizowanych przez NAPB. Kilka przykładów udanych aplikacji zaprezentowano w pracach Hydro Tech Inc., która jest jedną z firm zrzeszonych w NAPB [43–45, 166]. W prezentowanych przykładach opisano przypadki zastosowania łożysk

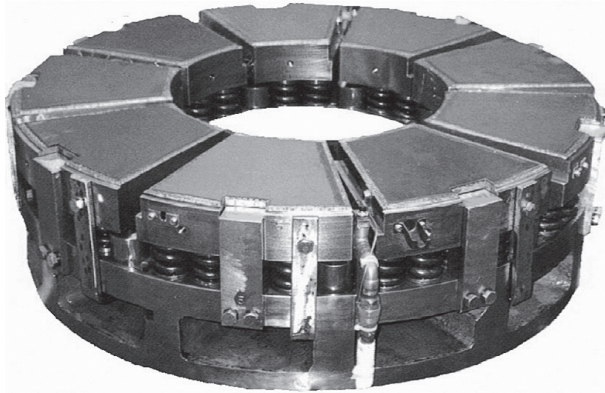
żysk wzdłużnych z warstwą ślizgową z PTFE w miejsce łożysk pokrytych białym metalem, które w wyniku modernizacji układów przepływowych turbin i zwiększenia obciążeń osiowych ulegały awariom. Zmiana materiału warstwy ślizgowej pozwoliła na bezpieczne działanie łożysk mimo zwiększonych nacisków średnich panujących w łożysku. Co interesujące, pierwsza aplikacja łożyska pokrytego PTFE na terenie Ameryki Północnej miała miejsce w Kanadzie dopiero w 1999 roku. Do roku 2015 łożyska z pokryciem PTFE wdrożono w 68 hydrozespołach w USA i Kanadzie [265], w tym w co najmniej jednym przypadku – w maszynie o dwóch kierunkach obrotów [45].

Według danych zawartych w [266] łożyska z polimerową warstwą ślizgową (najprawdopodobniej tylko produkcji radzieckiej) w latach 1978–2012 zostały wdrożone w 211 elektrowniach wodnych. W sumie zastosowano je w 876 hydroturbinach o pionowych wałach. Średnie naciski w łożyskach z tych aplikacji wynosiły 4,6 MPa, to jest znacznie więcej niż bezpieczny limit dla łożysk z pokryciem białym metalem (2,4 MPa). Zdecydowana większość zastosowań miała miejsce w Rosji (66 EW) i Chinach (54 EW). Według przedstawionych danych żadna maszyna w Polsce nie została dotąd wyposażona w łożysko z pokryciem warstwy ślizgowej PTFE.

Pozytywne doświadczenia eksploatacyjne w byłym ZSRR oraz Chinach zachęciły producentów łożysk z Europy Zachodniej i Japonii do prowadzenia własnych programów badań i rozwijania tego typu łożysk. Stale rosnące wymagania stawiane łożyskom wzdłużnym, związane ze zwiększaniem przenoszonych przez nie obciążeń, doprowadziły do sytuacji, w której łożyska babbittowe były (i nadal są) eksploatowane nierzadko na granicy swoich możliwości. Rosnącym wymaganiom mogły sprostać łożyska z pokryciem warstwy ślizgowej polimerem.

W Japonii badania tego typu łożysk rozpoczęły się w 1990 roku i doprowadziły do opracowania pokrycia wykonanego z napełnionego włóknem szklanym PTFE, zastosowanego w 1994 roku w łożysku generatora o mocy 7 MW [211]. Głównym celem analiz była chęć wyeliminowania układów hydrostatycznego wspomaganie rozruchów i wybiegów łożyska. Po 2 latach i 14 700 godzinach działania generatora nie zaobserwowano praktycznie żadnych śladów zużycia powierzchni ślizgowych segmentów przy równoczesnym 2–5-krotnym zmniejszeniu momentu rozruchowego. Odnotowano mniejszy wymagany napór wody powodujący obracanie wału maszyny. łożysko japońskiego producenta z pokryciem powierzchni PTFE napełnionym włóknem szklanym przedstawiono na rys. 1.45. Obecnie Japonia, za sprawą Daido Metal, jest jednym z głównych producentów łożysk z pokryciem polimerowym PEEK na świecie. łożyska te nie tylko znajdują zastosowanie w hydrogeneratorach, ale także badane są możliwości ich zastosowania w klasycznych turbinach parowych (kooperacja Daido z Mitsubishi Heavy Industries). Wyniki badań potwierdzają [142, 199], że łożyska z pokryciem PEEK mogą działać niezawodnie w turbinach parowych, przy obniżonych stratach tarcia (zastosowano smarowanie natryskowe) i w warunkach dużych obciążeń. Oszacowane korzyści wzrostu efektywności turbiny wynikające z zastosowania łożysk wzdłużnych pokrytych polimerem PEEK wynoszą 0,05–0,1%.

Według danych zawartych w [40] do 2007 roku firma Daido przeprowadziła przynajmniej 21 wdrożeń łożysk wzdłużnych z pokryciem polimerowym PEEK o naciskach maksymalnych 5,1 MPa.

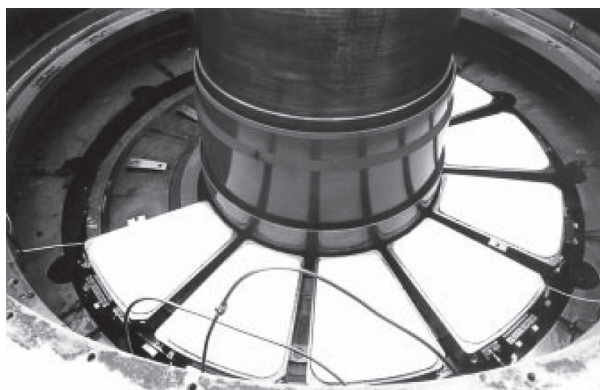


Rys. 1.45. Łożysko wzdłużne T3 TOSHIBA z polimerową warstwą ślizgową [211]

Innym producentem łożysk, który od 1995 roku prowadzi intensywne prace nad rozwojem łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową, jest Michell Bearings [114]. Już w 1996 roku firma ta wdrożyła pierwsze tego typu łożysko z pokryciem niemodyfikowanym PTFE zatopionym w pleciance z drutu miedzianego w EW Ffestiniog, odnotowując bardzo obiecujące rezultaty [195] (rys. 1.46). Inne wdrożenia tego typu łożysk przez Michell Bearings miały miejsce np. w Japonii (Hidaka) oraz Grecji (Thissavros, maszyna o dwóch kierunkach obrotów) [114].

Zastosowanie łożysk tej odmiany konstrukcyjnej przez Michell Bearings w hydrozespolu największej brytyjskiej elektrowni szczytowo-pompowej Dinorwig o mocy 384 MW zakończyło się jednak niepowodzeniem [114], mimo wcześniejszych wdrożeń takich łożysk w innych maszynach o dwóch kierunkach obrotów. W pracy [113] przedstawiono przykład zakończonego sukcesem wdrożenia łożyska z elastyczną warstwą ślizgową w maszynie o dwóch kierunkach obrotów, w której w wyniku błędów konstrukcyjnych w czasie uruchomienia maszyny nastąpiła awaria klasycznego łożyska. Według ostatnich doniesień w elektrowni Dinorwig powrócono z kolei do klasycznych łożysk wzdłużnych pokrytych stopem białego metalu, mimo intensywnych badań i prób zastosowania łożysk z polimerem modyfikowanym odpowiednimi wypełniaczami oraz wyposażonych w układy hydrostatycznego wspomaganie. Według danych zawartych w [272] Michell Bearings w latach 1998–2001 wdrożył łożyska wzdłużne z warstwą ślizgową z niemodyfikowanego lub napełnianego PTFE w hydrozespołach 10 elektrowni wodnych ($p_{sr} = \text{maks. } 5,08 \text{ MPa}$).

Innym producentem łożysk, który rozwija pomysł zastosowania polimerowej powierzchni ślizgowej na pokrycia segmentów, jest ALSTOM. Szeroko zakrojone badania materiałów polimerowych pozwoliły wytypować materiał o najlepszych parametrach, którym okazał się kompozyt na bazie PEEK. Łożysko wzdłużne z takim pokryciem powierzchni ślizgowej segmentów zastosowano z powodzeniem np. w EW Guri (Wenezuela) w hydrozespolu o mocy 400 MW [188] czy też w EW Mühleberg w hydrozespolu o mocy 6 MW [132] (rys. 1.47). Inspekcja segmentów przeprowadzona po roku eksploatacji łożyska EW Mühleberg wykazała, że znajduje się ono w doskonałym stanie, bez widocznych śladów zużycia [132].



Rys. 1.46. Łożysko EW Ffestiniog w czasie inspekcji w 1997 roku [194]



Rys. 1.47. Łożysko EW Mühleberg z pokryciem Polypad™ (napęczniony włóknem węglowym PEEK) po roku eksploatacji [132]

Hydrodynamiczne łożyska wzdłużne z powierzchnią ślizgową pokrytą polimerem na bazie PEEK połączonym z segmentem przez porowatą warstwę brązu są również produkowane przez Waukesha Bearings. Łożyska te według relacji producenta, potwierdzonych doświadczeniami eksploatacyjnymi, nadają się doskonale do działania w podwyższonej temperaturze eksploatacji, wykazują większą obciążalność niż łożyska klasyczne i są mniej skłonne do uszkodzeń w wyniku „flutteru” (drżania słabo obciążonych segmentów łożyska) niż łożyska ceramiczne [200]. Bardzo dobrze sprawdzają się także przy smarowaniu silnie korozyjnymi cieczami, których lepkość jest stosunkowo niewielka w porównaniu z olejami, a przewidywane grubości filmu smarnego są relatywnie małe, jak np. w pompach cieczy agresywnych chemicznie [159]. Nowatorskim rozwiązaniem łożyska produkcji Waukesha Bearings jest łożysko o handlowej nazwie HIPERAX (rys. 1.48), którego segmenty w całości są wykonane z kompozytu PEEK [158, 159, 212].



Rys. 1.48. Łożysko HYPERAX z segmentami w całości wykonanymi z kompozytu PEEK do zastosowań w ekstremalnie ciężkich warunkach działania (wysokich prędkości i smarowania cieczami zanieczyszczonymi o małej lepkości) [212]

Takie rozwiązanie zapewnia zwiększenie podatności łożyska, co wpływa korzystnie na wyrównanie obciążeń na segmentach łożyska. Jest to szczególnie istotne w przypadku działania łożyska w warunkach bardzo cienkich filmów. Inne przykłady łożysk wzdłużnych działających z powodzeniem w warunkach filmów smarnych o małej grubości, np. smarowanych wodą, można znaleźć w opracowaniach [95, 104].

Według danych zawartych w [273] do 2004 roku Waukesha Bearings wdrożyła co najmniej 50 łożysk z pokryciem polimerowym smarowanych wodą, olejem lub freonem w różnych urządzeniach (m.in. w turbinach gazowych, pompach, i przekładniach). Maksymalne naciski we wdrożonych łożyskach wyniosły 8 MPa.

1.6. Podsumowanie stanu wiedzy

Doświadczenia eksploatacji, eksperymentalne i teoretyczne badania łożysk, a także wdrożenia węzłów łożyskowych z polimerową warstwą ślizgową w różnych maszynach, takich jak: pompy, hydroturbiny, turbiny parowe, kompresory czy też przekładnie, zaowocowały poszerzeniem wiedzy o cechach łożysk tej odmiany konstrukcyjnej. Jak wynika z zaprezentowanego przeglądu literatury, postać konstrukcyjna łożysk z polimerowym pokryciem warstwy ślizgowej nie różni się zasadniczo od postaci łożysk z wahliwymi segmentami pokrytymi białym metalem. Rozwój rozwiązań konstrukcyjnych (realizowany głównie przez producentów łożysk) zaowocował opracowaniem technologii łączenia warstwy polimerowej do stalowego segmentu oraz aplikacją nowych materiałów kompozytowych na bazie PTFE oraz PEEK, charakteryzujących się małym zużyciem i odpornością na pełzanie. Nieliczne są natomiast przykłady badań laboratoryjnych oraz teoretycznych łożysk z pokryciem polimerowym, prowadzonych przez ośrodki naukowe.

1.6.1. Wady i zalety łożysk z polimerową warstwą ślizgową

W ramach podsumowania doświadczeń eksploatacyjnych i badawczych dotyczących łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową, które zostały udokumentowane w literaturze, można wskazać zalety oraz wady tych łożysk w porównaniu z łożyskami z pokryciem powierzchni ślizgowej stopem białego metalu.

Do zalet łożysk z polimerowym pokryciem powierzchni ślizgowej należy zaliczyć:

- małą wartość współczynnika tarcia polimeru w parze ciernej ze stałą dla tarcia mieszanego lub granicznego – dotyczy to szczególnie kompozytów na bazie PTFE [6, 74, 211];
- małą wartość współczynnika tarcia statycznego łożysk z polimerową warstwą ślizgową w porównaniu z łożyskami z pokryciem babbitem [82, 115, 251];
- wyjątkową stabilność i odporność chemiczną na działanie agresywnych chemicznie substancji oraz nienasiąkliwość polimeru [6, 79, 159];
- bardzo dobre właściwości dielektryczne [6, 11, 79, 211];
- dużą obciążalność, w łożyskach o dużych rozmiarach p_{sr} nawet do 11 MPa, a w łożyskach mniejszych rozmiarów – do ponad 20 MPa, także w stanach przejściowych [11, 59, 74, 141, 155, 187, 200, 251, 259, 260];
- brak konieczności stosowania układów hydrostatycznego smarowania do wspomaganie działania łożyska w stanach przejściowych [11, 187, 193, 195, 211];
- zmniejszenie strat tarcia w wyniku zmniejszenia rozmiarów łożysk (związanych z podniesieniem nacisków średnich w łożyskach) [156, 159, 195, 211];
- mniejsze straty mocy (do kilku procent) dla łożysk o tych samych rozmiarach co łożyska z pokryciem babbitem [14, 15, 134, 259, 260]. Wyjątkiem jest praca [59], w której mierzono straty mocy większe niż w łożysku pokrytym białym metalem;
- zmniejszone odkształcenia termiczne segmentów ze względu na izolacyjne działanie polimeru (bardzo mały współczynnik przewodzenia ciepła polimeru), co jest korzystne w odniesieniu do eksploatacji łożysk dużych rozmiarów i ograniczenia występującego w nich niekorzystnego tzw. efektu skali [59, 73, 156];
- niewielką adhezję tworzywa do elementów stalowych łożyska – w razie awarii jednego z segmentów nie dochodzi do katastrofalnego uszkodzenia całego łożyska, jak to ma miejsce w przypadku łożysk pokrytych stopem białego metalu [10, 193];
- możliwość uruchomienia łożyska bez zwłoki czasowej na podniesienie wału na hamulcach (nawet po długim postoju – do 5 dni) lub bez konieczności używania układów hydrostatycznego smarowania. Możliwe są także „ciepłe starty” zaraz po zatrzymaniu maszyny [11, 187, 193];
- niższe wymagane dokładności wykonania niż w przypadku łożysk z białym metalem [11, 59, 79, 187, 193, 211];
- niezawodne działanie w szerokim zakresie temperatury, nawet od -150 do 250°C [79, 159, 200];
- możliwość krótkotrwałej pracy łożysk bez obecności smaru (szczególnie łożysk o stosunkowo niewielkich średnicach) lub bez załączonego układu chłodzenia [187, 200];

- korzystniejszy rozkład nacisków na powierzchni segmentów łożyska (lepsza kompensacja błędów wykonania i montażu) z powodu elastycznej natury polimerów, a w przypadku niemodyfikowanego PTFE – także pełzania [113, 159];
- dobrą wytrzymałość zmęczeniową polimerów PEEK, porównywalną do wytrzymałości zmęczeniowej białego metalu [200];
- niższe wartości ciśnień maksymalnych w filmie olejowym niż w łożyskach z pokryciem białym metalem [59, 68, 134].

Oprócz licznych zalet łożysk z polimerową warstwą ślizgową wykazują one także pewne wady, takie jak:

- znacząca zależność własności mechanicznych polimeru od temperatury [6, 59, 129];
- stosunkowo niewielka odporność na zużycie niemodyfikowanych polimerów, która może zostać zwiększona poprzez stosowanie odpowiednich napełniaczy [6, 113, 211];
- potrzeba stosowania specjalnych rozwiązań umożliwiających osadzenie warstwy ślizgowej polimeru na stalowym segmencie, takich jak np. lutowana do podłoża plecionka z drutu miedzianego lub warstwa spiekanego brązu [6, 159, 196];
- nieco wyższa temperatura oleju w szczelinie smarnej niż w łożyskach z klasycznym pokryciem stopem białego metalu według wyników większości prac badawczych [14, 15, 72, 74, 134, 241]. Może to prowadzić do zagrożenia związanego z degradacją termiczną oleju. W niektórych pracach wskazuje się jednak, że temperatury są bardzo podobne [77] lub trend jest nawet odwrotny, tj. temperatura filmu w łożysku z pokryciem białym metalem jest wyższa niż w przypadku łożysk z pokryciem polimerowym [59];
- nieskuteczność klasycznego sposobu prowadzenia diagnostyki łożysk poprzez pomiar temperatury w objętości segmentu, potrzeba zastosowania innych metod diagnostycznych [73, 159];
- minimalne grubości filmu smarnego mniejsze niż w przypadku łożysk z pokryciem białym metalem [59, 134, 241];
- problematyczność wdrożenia łożysk z polimerową warstwą ślizgową w maszynach o dwóch kierunkach obrotów (z symetrycznym podparciem w kierunku obwodowym), prawdopodobnie ze względu na izolacyjne działanie pokrycia i zmniejszenie deformacji termicznych segmentów [114]. Równocześnie w nielicznych pracach wspomina się o sukcesach takich aplikacji [45, 118].

1.6.2. Materiały warstw ślizgowych

Jako jedną z głównych wad łożysk z pokryciem powierzchni ślizgowej warstwą polimeru wymienia się silnie zależne od temperatury własności materiałowe. Dodatkowo, zależą one od wielu innych czynników, takich jak np.: struktura krystaliczna w objętości warstwy tworzywa oraz jej rozkład, rodzaj napełniaczy, ich natura i właściwości, struktura ich rozłożenia oraz kierunkowość, a także rozmiar. Obserwowane są także zmiany własności polimerów na skutek wzmocnienia polimeru po pewnym czasie działania i przepracowaniu kilku cykli obciążenia. Trudności technologiczne powodują, że np. różne partie produkcyjne PTFE pochodzące od jednego producenta mogą wykazywać między sobą istotne różnice właści-

wości. Ponadto, nawet niewielkie zmiany dodatków mogą spowodować zmiany własności mechanicznych czy też cieplnych.

Porównanie polimerów najczęściej stosowanych na pokrycia powierzchni ślizgowych łożysk wzdłużnych, tzn. PTFE i PEEK, prowadzi do następujących wniosków: żaden z materiałów prawdopodobnie nie jest stosowany w chwili obecnej bez modyfikacji (wyjątkiem są wczesne aplikacje radzieckie i chińskie); niemodyfikowany PTFE wykazuje mniejszy współczynnik tarcia w parze ciernej ze stalą niż PEEK; pełzanie odpowiednio napełnionych kompozytów PEEK praktycznie nie występuje (napełniony PTFE wykazuje większą skłonność do pełzania); PEEK wykazuje lepsze własności wytrzymałościowe (jest sztywniejszy i bardziej wytrzymały); oba materiały charakteryzują się współczynnikiem przewodności cieplnej na podobnym poziomie; mają działanie izolacyjne cieplnie (bardzo mały współczynnik przewodności cieplnej w porównaniu ze stopem białego metalu); oba mogą z powodzeniem działać w temperaturach maksymalnych do 250°C; współczynnik rozszerzalności cieplnej dla niemodyfikowanego PEEK jest o połowę mniejszy niż dla PTFE.

1.6.3. Wnioski z przeglądu wyników badań teoretycznych i doświadczalnych

Na podstawie przedstawionego przeglądu stanu wiedzy, który obejmował wyniki badań zarówno teoretycznych, jak i doświadczalnych łożysk oraz materiałów używanych na warstwy ślizgowe, poniżej podsumowano najważniejsze wnioski dotyczące badań hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową.

W odniesieniu do materiałów polimerowych stosowanych na warstwy ślizgowe można stwierdzić, że najczęściej stosowanymi pokryciami są kompozyty na bazie PTFE oraz PEEK. Materiały te zostały szczegółowo przebadane pod kątem ich właściwości tribologicznych, tj. intensywności zużycia oraz współczynnika tarcia. Znany jest wpływ stosowanych dodatków oraz napełniaczy kompozytów polimerowych na właściwości tribologiczne materiałów pokryć łożysk. Słabo rozpoznany obszarem wydaje się jednak wpływ temperatury na właściwości mechaniczne tych materiałów. **Praktycznie w żadnej z prac, poza pracą współautorstwa autora niniejszej monografii [244], nie przedstawiono wyników badań mających na celu określenie zmiany parametrów mechanicznych kompozytu polimerowego wraz ze zmieniającą się temperaturą działania łożyska.** Wydaje się to o tyle ważne, że temperatura warstwy ślizgowej może się istotnie zmieniać (szczególnie silnie w przypadku łożysk smarowanych olejem) w zależności od wymuszeń działających na węzeł łożyskowy, co może mieć wpływ na przebieg procesów i zjawisk w łożysku.

Niewiele jest również prac dotyczących badań teoretycznych łożysk wzdłużnych z polimerowym pokryciem warstwy ślizgowej. W dostępnych opracowaniach do badań wykorzystywano najczęściej modele obliczeniowe przepływu cieczy w szczelinie smarnej, bazujące na rozwiązaniu uogólnionego równania Reynoldsa. W takim przypadku wiele istotnych danych wejściowych do obliczeń przyjmowano zwykle na podstawie dostępnej wiedzy z badań łożysk pokrytych białym metalem (temperatura wlotowa filmu, tarczy wału czy też współczynniki przejmowania ciepła na ścinkach bocznych segmentu). Istnieje zatem niebezpieczeństwo, że różnice w przebiegu procesów tarcia w obu odmianach konstrukcyjnych łożysk będą skutkować niedokładnością wyników analiz. W wyjątkowych przypadkach wy-

konywano badania doświadczalne, których rezultaty były źródłem wiedzy o wymaganych do analiz wartościach warunków brzegowych. **Często odnotowywano problemy z uzyskaniem rozwiązania dla przypadku większych wartości obciążeń.** Wyjątkiem jest praca [155], jednak wykorzystany w niej model obliczeniowy nie został jak dotąd – według wiedzy autora – użyty do systematycznych i kompleksowych badań łożyska z polimerowym pokryciem warstwy ślizgowej. Dotychczas próby zastosowania metody FSI do analiz obliczeniowych łożysk z polimerową warstwą ślizgową były nieliczne. Dlatego autor rozpoczął swoje badania nad możliwością wykorzystania FSI do analizy problemów smarowania łożysk wzdłużnych z wahlowymi segmentami. Wstępne wyniki analiz obliczeniowych ukierunkowanych na określenie wpływu rodzaju materiału warstwy ślizgowej na podstawowe parametry pracy badanego łożyska (temperaturę, grubość filmu oraz ciśnienie w filmie) przyniosły obiecujące rezultaty [241].

Można zauważyć, że większość dostępnych opracowań podejmujących tematykę badań teoretycznych dotyczy łożysk z pokryciem PTFE. Znacznie mniej jest prób oceny właściwości łożysk z pokryciem PEEK. Dodatkowo, większość prac nie uwzględnia wpływu zmiany właściwości mechanicznych kompozytowego pokrycia warstwy ślizgowej w funkcji temperatury. Pomija się również wpływ obecności warstwy pośredniej na zastępczy moduł sztywności wzdłużnej pokrycia. W analizach teoretycznych do tej pory nieuwzględniony pozostaje także efekt pęcznienia polimeru, który w świetle znanych wyników badań doświadczalnych materiałów stosowanych na warstwy ślizgowe może być szczególnie istotny w przypadku łożysk z warstwą ślizgową wykonaną z kompozytu na bazie PTFE.

W obszarze badań doświadczalnych łożysk należy zauważyć, że większość dostępnych wyników dotyczy wyznaczenia charakterystyk w stanach ustalonych działania łożysk. Znane są też rezultaty prac mających na celu ustalenie współczynnika tarcia statycznego przy rozruchu pod obciążeniem dla łożysk wzdłużnych z pokryciem PTFE lub PEEK. Dostępne są również wyniki badań niszczących łożyska (głównie z PEEK). Monitorowanymi parametrami pracy łożyska były przede wszystkim temperatura segmentu (nieco rzadziej także temperatura tarczy oporowej) oraz straty tarcia w łożysku. Nieliczne są próby pomiaru grubości szczeliny smarnej (zwykle przy użyciu czujników związanych z segmentem) oraz ciśnień w filmie smarnym (za pomocą czujników w tarczy). W literaturze prezentuje się wyniki badań porównawczych łożysk z segmentami pokrytymi PTFE oraz PEEK z łożyskami o takich samych rozmiarach pokrytymi białym metalem. Należy zauważyć, że o ile w przypadku łożyska pokrytego PTFE rezultaty badań dotyczą łożyska o stosunkowo dużych rozmiarach ($d_{sr} = 171,1$ mm), to w przypadku łożyska z pokryciem PEEK wyniki uzyskano dla łożyska o bardzo małej średnicy ($d_z = 52,5$ mm) w warunkach dość specyficznego dostarczenia oleju, niezapewniającego smarowania zanurzeniowego. **Nieznane są również w literaturze przykłady wyników badań stanów nieustalonych działania łożyska,** np. podczas startów lub zatrzymań pod obciążeniem łożysk z polimerowym pokryciem powierzchni ślizgowej, oraz prób określenia punktu przejścia pomiędzy tarciem płynnym a mieszanym (takich jak odtworzenie krzywej Stribeck-Hersey) i porównania ich z analogicznymi badaniami łożysk pokrytych białym metalem.

Zweryfikowania wymaga także – zaznaczany w niektórych pracach – korzystny wpływ podatności warstwy ślizgowej na wyrównanie nacisków na powierzchni ślizgowej łożyska.

O ile – dzięki pełzaniu i małej wartości modułu sztywności wzdłużnej – warstwy ślizgowe z PTFE mogą się charakteryzować tą cechą, o tyle łożyska pokryte PEEK, dla których praktycznie nie odnotowuje się efektu pełzania, a sztywność materiału jest o rząd wielkości większa niż w przypadku PTFE, mogą nie wykazywać tej zalety.

Rozdział 2

PROBLEMATYKA BADAWCZA. CEL I ZAKRES PRACY

Przegląd stanu wiedzy na temat hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową wykazał, że tematyka ta jest bez wątpienia ważna z punktu widzenia możliwości zwiększenia bezpieczeństwa użytkowania łożysk lub podniesienia stawianych im wymagań eksploatacyjnych. Z drugiej strony, liczba prac poświęconych badaniom tych łożysk (zarówno teoretycznym, jak i doświadczalnym) jest dość ograniczona w porównaniu z łożyskami z pokryciem białym metalem. Parametry pracy łożysk z polimerową warstwą ślizgową różnią się istotnie od parametrów eksploatacyjnych łożysk z pokryciem warstwą babbitu. Różnice wynikają właściwie jedynie z odmiennych właściwości materiałowych tworzywa wykorzystanego na pokrycie segmentów. Porównanie białego metalu i polimerów stosowanych najczęściej na warstwy ślizgowe wskazuje, że różnice dotyczą:

- cech tribologicznych materiałów, wyrażanych jako intensywność zużycia lub współczynnik tarcia w parze cieiernej ze stalą;
- parametrów mechanicznych, tj. wytrzymałości i modułu sztywności wzdłużnej;
- parametrów termicznych, tj. przewodności cieplnej, rozszerzalności liniowej oraz maksymalnej temperatury użytkowania.

Wszystkie wymienione cechy wpływają istotnie na obszar bezpiecznego stosowania łożysk z polimerową warstwą ślizgową, który w porównaniu z łożyskami z białym metalem obejmuje znacznie większe pole w zakresie temperatury, dopuszczalnych obciążeń i prędkości ślizgania.

Parametry materiałowe tworzywa warstwy ślizgowej wpływają prawdopodobnie w znaczący sposób na przebieg zjawisk i procesów towarzyszących działaniu łożysk hydrodynamicznych z wahlowymi segmentami, zmieniając ich skalę w sposób jakościowy oraz ilościowy. Z tego powodu wymagają także specjalnych badań. **Nadrzędnym celem badań własnych będzie zbadanie przebiegu zjawisk i procesów towarzyszących działaniu hydrodynamicznego łożyska wzdłużnego z polimerową warstwą ślizgową z pokryciem powierzchni ślizgowej kompozytem PEEK.** Realizację tego celu planuje się osiągnąć poprzez przeprowadzenie badań teoretycznych łożyska oraz badań doświadczalnych, które pozwolą na weryfikację wykorzystanego modelu obliczeniowego.

Ze względu na ograniczenia stosowanych do tej pory modeli obliczeniowych łożysk planowane jest opracowanie modelu kompleksowego z wykorzystaniem metody FSI (*Fluid-Solid Interaction*). Dzięki temu możliwe będzie uwzględnienie praktycznie wszystkich zjawisk i procesów towarzyszących działaniu węzła łożyskowego bez konieczności wprowadzenia do obliczeń warunków brzegowych temperatury wlotowej filmu, temperatury tarczy wału czy współczynnika przejmowania ciepła z segmentu, które – jak pokazano wcześniej – wpływają na wyniki analiz. Ważnym i nierozpoznanym w pełni elementem analiz teoretycznych łożysk z pokryciem polimerowym jest szczegółowa wiedza na temat właściwości

materiałowych warstwy ślizgowej i ich zmienności w funkcji temperatury. Z tego powodu w ramach prac zaplanowano przeprowadzenie odpowiednich badań materiału pokrycia łożyska, w wyniku których zostaną uzyskane stosowne dane wejściowe do analiz teoretycznych. Badania teoretyczne zostaną przeprowadzone dla stanów stacjonarnych. Analizie poddany będzie głównie wpływ wymuszeń, tj. prędkości oraz obciążenia, na przebieg zjawisk i procesów towarzyszących działaniu łożyska. W ramach badań teoretycznych planowana jest także próba oceny skuteczności wyrównania nacisków na powierzchni ślizgowej łożyska w wyniku zastosowania pokrycia polimerowego.

Opracowany model obliczeniowy łożyska z pokryciem polimerowym będzie również wymagać stosownej weryfikacji doświadczalnej, która zostanie przeprowadzona z wykorzystaniem badań stanowiskowych łożyska testowego z pokryciem polimerowym. W ramach badań doświadczalnych, oprócz prób do weryfikacji modelu obliczeniowego w stanach ustalonych, planuje się także przeprowadzenie badań w stanach nieustalonych, tj. wybiegów pod obciążeniem i prób mających na celu wyznaczenie punktu przejścia w obszar tarcia mieszanego. Do badań planuje się wykorzystanie handlowego łożyska pokrytego kompozytem PEEK, które zostanie wyposażone w odpowiednie czujniki pomiarowe. Eksperyment zostanie przeprowadzony na stanowisku badawczym łożysk wzdlużnych, będącym w posiadaniu KKMiP Politechniki Gdańskiej. Przed przystąpieniem do badań przeprowadzono modernizację stanowiska, mającą na celu uwzględnienie specyfiki planowanych testów.

Postuluje się także, aby badania teoretyczne oraz doświadczalne zostały przeprowadzone również dla łożyska z pokryciem białym metalem (w tych samych warunkach co badania łożyska z pokryciem polimerowym). Dzięki temu możliwe będzie odniesienie wyników badań i analiz uzyskanych dla łożyska z pokryciem polimerowym do analogicznego łożyska z najczęściej stosowanym materiałem warstwy ślizgowej. W ten sposób zostaną ujawnione różnice w przebiegu zjawisk i procesów towarzyszących działaniu obu odmian konstrukcyjnych węzłów łożyskowych.

Rozdział 3

BADANIA TEORETYCZNE

Jak wykazały badania literaturowe, łożyska z pokryciem PEEK nie doczekały się dotąd dokładnych badań teoretycznych. W tej części monografii opisano wyniki badań własnych autora w tym obszarze. Badania przeprowadzono także dla łożyska z pokryciem powierzchni ślizgowej babbitem. Oba łożyska różniły się parametrami materiałowymi pokrycia. Umożliwiło to porównanie skali zjawisk i procesów towarzyszących działaniu obu łożysk. W zakresie badań teoretycznych przeprowadzono analizę działania łożysk w pracy hydrodynamicznej (p. 3.3) oraz oceniono wpływ materiału pokrycia na rozkłady nacisków stykowych na powierzchni ślizgowej w czasie postoju łożyska pod obciążeniem (p. 3.4). Interpretację otrzymanych wyników oraz wnioski z przeprowadzonych analiz opisano w p. 3.5.

Jednym z głównych problemów badań teoretycznych łożysk z pokryciem polimerową warstwą ślizgową jest wiarygodna wiedza na temat parametrów materiałowych pokrycia. Dodatkowo, do tej pory nie uwzględniano w badaniach teoretycznych zmiany ich wartości w funkcji temperatury. Jest to szczególnie istotne w przypadku materiałów polimerowych, które wykazują dużą zmienność parametrów wraz z temperaturą. Z tego powodu przed przystąpieniem do analiz teoretycznych wykonano badania doświadczalne próbek wyciętych z segmentu łożyskowego w celu wyznaczenia wybranych parametrów materiałowych pokrycia PEEK (p. 3.2).

Analizę łożyska w pracy hydrodynamicznej przeprowadzono z wykorzystaniem obliczeń FSI. W części płynowej zadania uwzględniono przepływ oleju w szczelinie i przestrzeni międzysegmentowej. Jak wskazuje doświadczenie, w analizach przepływowych do uzyskania rozwiązania wymagany jest podział siatki obliczeniowej na elementy o odpowiednich wymiarach, proporcji i kształcie. Było to dość kłopotliwe, biorąc pod uwagę dysproporcję grubości filmu i przestrzeni międzysegmentowej. Spełnienie wymagań związanych z jakością elementów skutkowało koniecznością wykorzystania siatek obliczeniowych z dużą liczbą elementów, a tym samym długim czasem obliczeń. Mimo użycia wydajnej ośmioprocesorowej stacji roboczej analiza pojedynczego przypadku trwała od kilku do nawet kilkunastu dni.

3.1. Model teoretyczny łożyska wzdłużnego

Do analizy zjawisk towarzyszących działaniu łożyska opracowano model obliczeniowy z wykorzystaniem metody FSI. Ten rodzaj analiz pozwala na uwzględnienie zjawisk przepływowych, cieplnych oraz mechaniki ciała stałego w jednym zadaniu. W ten sposób możliwe było przeprowadzenie obliczeń TEHD łożyska. Założono, że obciążenie jest przenoszone równomiernie przez wszystkie segmenty. Pozwala to uprościć analizę do pojedynczego segmentu przy przyjęciu odpowiednich warunków periodyczności. Przyjęto założenie, że w części strukturalnej modelu uwzględniony zostanie segment z podporą łożyskową wraz

z warstwą ślizgową o innych parametrach materiałowych oraz współpracujący z nim wycinek tarczy ślizgowej wału. Przepływ oleju analizowano zarówno w szczelinie smarnej, jak i wokół segmentu.

Obliczenia wykonano z wykorzystaniem pakietu ANSYS 13.0, który zawiera moduł obliczeń płynowych CFD (program CFX) oraz mechaniki ciała stałego ANSYS Multithysics (w ramach licencji *Academic Research*). W części przepływowej zadanie zdefiniowano z wykorzystaniem interfejsu użytkownika. W części strukturalnej opracowano skrypty tekstowe z definicją zadania, posługując się językiem programowania APDL (*Ansys Parametric Design Language*).

Równania zachowania przepływu płynu rozwiązano przy założeniu, że przepływ jest stacjonarny, nieściśliwy, jednofazowy, laminarny oraz na płyn nie działają siły grawitacji. W takim przypadku odpowiednie równania można zapisać następująco [8, 25]:

- równanie ciągłości (zachowania masy):

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0 \quad (3.1)$$

- równanie zachowania pędu:

$$\rho_p (\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = -\nabla p + \nabla \cdot (\eta \nabla \mathbf{V}) \quad (3.2)$$

- równanie energii płynu:

$$\rho_p c_p \mathbf{V} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (\lambda_o \nabla T) + \tau : \nabla \mathbf{V} \quad (3.3)$$

gdzie: \mathbf{V} – wektor prędkości płynu, ρ_p – gęstość oleju, p – ciśnienie, η – lepkość dynamiczna oleju, τ – tensor naprężeń, λ_o – przewodność cieplna oleju, T – temperatura, c_p – ciepło właściwe oleju.

Równania przepływu zaimplementowane w programie ANSYS CFX były rozwiązywane za pomocą metody objętości skończonych.

W części strukturalnej zadania deformacje termosprężyste segmentu obliczano z wykorzystaniem następujących wzorów:

- równania energii dla ciała stałego (przy założeniu stacjonarnego przewodzenia ciepła, bez wewnętrznych źródeł i stałej wartości przewodności cieplnej segmentu oraz tarczy λ_s):

$$\nabla \cdot (\lambda_s \nabla T) = 0 \quad (3.4)$$

- równań opisujących zależność odkształcenia od naprężeń ciała (równań elastyczności):

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^{th}\} [\mathbf{D}]^{-1} \{\sigma\} \quad (3.5)$$

w których:

$\{\varepsilon\}$ jest wektorem składowych odkształceń całkowitych:

$$\{\varepsilon\} = [\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \varepsilon_{zz}, \varepsilon_{xy}, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{xz}]^T \quad (3.6)$$

$\{\varepsilon^{th}\}$ jest wektorem składowych odkształceń termicznych (α – współczynnik rozszerzalności liniowej materiału, $\Delta T = (T_c - T_{ref})$, T_c – temperatura rozważanego punktu ciała, T_{ref} – temperatura odniesienia):

$$\{\varepsilon^{th}\} = \Delta T [\alpha, \alpha, \alpha, 0, 0, 0]^T \quad (3.7)$$

$\{\sigma\}$ jest wektorem składowych naprężeń:

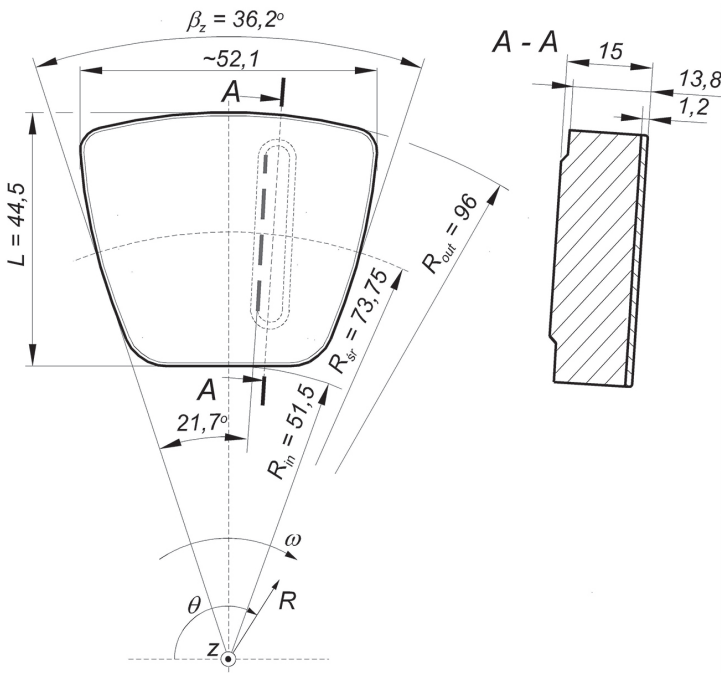
$$\{\sigma\} = [\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}]^T \quad (3.8)$$

$[D]^{-1}$ jest macierzą elastyczności (E – moduł sztywności wzdłużnej materiału, G – moduł sztywności poprzecznej materiału, ν – liczba Poissona):

$$D^{-1} = \begin{bmatrix} 1/E & -\nu/E & -\nu/E & 0 & 0 & 0 \\ -\nu/E & 1/E & -\nu/E & 0 & 0 & 0 \\ -\nu/E & -\nu/E & 1/E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

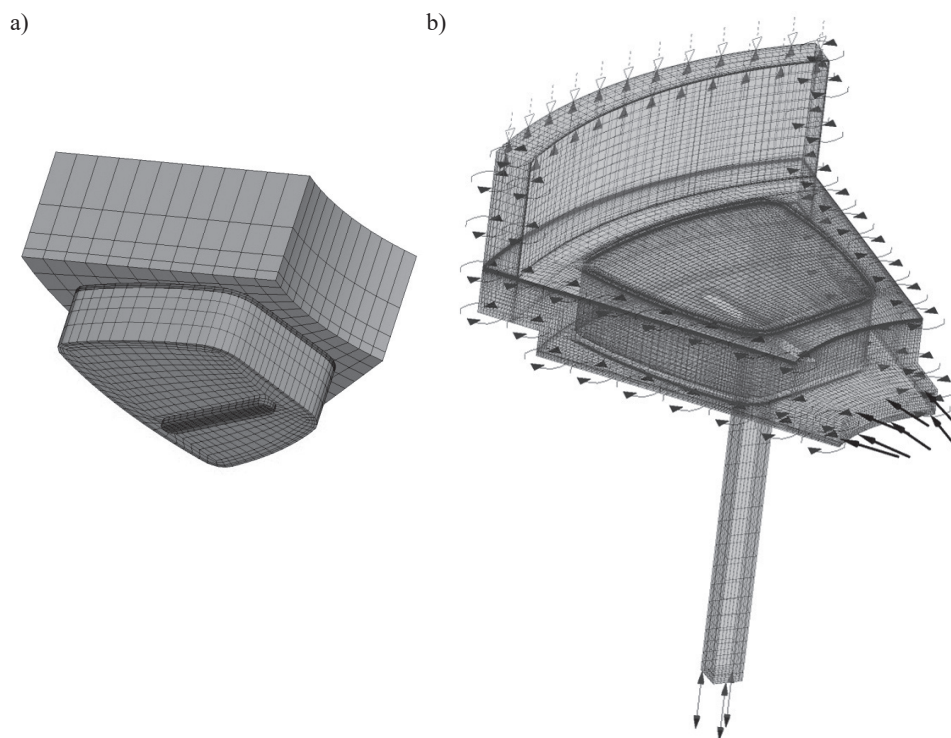
Równania w części strukturalnej zadania były rozwiązywane z wykorzystaniem MES. Więcej szczegółów można znaleźć w [8].

Analizom obliczeniowym poddano segment o wymiarach takich jak w łożysku badanym doświadczalnie. Podstawowe informacje dotyczące geometrii segmentu pokazano na rys. 3.1. W modelu uwzględniono nieregularności kształtu segmentu (zaokrąglone narożniki) oraz ścięcie krawędzi warstwy ślizgowej na całym obwodzie. Ponieważ badane łożysko składało się z ośmiu sekcji, w obliczeniach rozważano współpracujący wycinek tarczy ślizgowej (na 1/8 obwodu) o grubości 25 mm. Dodatkowo przyjęto, że uwzględniony w obliczeniach fragment tarczy ślizgowej ma wymiary: promień zewnętrzny 102,5 mm, promień wewnętrzny 44 mm.



Rys. 3.1. Podstawowe wymiary segmentu poddanego analizom obliczeniowym TEHD (linią przerywaną zaznaczono podporę łożyska, pogrubiony odcinek – krawędź podparcia)

Korzystając z wcześniejszych doświadczeń autora, opracowano siatki obliczeniowe MES i FVM pozwalające na analizę pracy łożyska (rys. 3.2). W modelu części strukturalnej (rys. 3.2a) warstwę ślizgową oraz podporę segmentu zaznaczono kolorem ciemniejszym w stosunku do reszty modelu. Zdefiniowane parametry materiałowe elementów pokrycia różniły się od parametrów pozostałej części segmentu. Siatka obliczeniowa metody objętości skończonych (FVM) części przepływowej (rys. 3.2b) składała się ze szczeliny smarnej, wycinka objętości wokół segmentu (1/8 obwodu całego łożyska) oraz stosunkowo długiego kanału odprowadzającego olej z analizowanego układu. Tak długi kanał wylotowy, zgodnie z wytycznymi do obliczeń CFD [8], pozwala na wykorzystanie warunku wylotowego typu *outlet* (zamiast *opening*) i wyznaczenie jako wyniku analiz wartości temperatury oleju w tym miejscu.



Rys. 3.2. Siatki obliczeniowe modelu FSI łożyska: a) części strukturalnej (segmentu i tarczy); b) części przepływowej (szczelina, przestrzeń międzysegmentowa i kanał wylotowy oleju)

Siatki obliczeniowe poszczególnych obszarów (strukturalnego i płynowego) ukształtowano w taki sposób, by posiadały zlokalizowane w tym samym obszarze przestrzeni wybrane ściany, na których zachodziła wymiana informacji pomiędzy modułami obliczeniowymi (tzw. powierzchnie FSI). W przypadku opisywanego modelu powierzchnie FSI zdefiniowano na wszystkich zewnętrznych ścianach segmentu (z wyjątkiem spodu podpory) oraz na powierzchniach ślizgowej i czołowej tarczy wału. Z tego powodu siatka przepływowa zadania posiadała wolną objętość w kształcie segmentu łożyskowego, co jest widoczne na rys. 3.2b.

W części strukturalnej siatkę segmentu i tarczy wału zdefiniowano w taki sposób, że powierzchnie ślizgowe tarczy i segmentu były od siebie odsunięte o początkową odległość 50 μm , w której znajdował się film smarny.

Na powierzchniach FSI występuje zgodność wartości temperatury oraz gęstości strumienia ciepła po obu stronach powierzchni styku (warunek brzegowy czwartego rodzaju wymiany ciepła) (3.10), (3.11) [232]:

$$T_{pow\ s} = T_{pow\ o} \quad (3.10)$$

$$q_{pow} = -\lambda_s \left(\frac{\partial T_{seg}}{\partial n} \right)_{seg} = -\lambda_o \left(\frac{\partial T_o}{\partial n} \right)_o \quad (3.11)$$

Dodatkowo, uzgadniane są wartości przemieszczeń siatek strukturalnej i płynowej ($u_s = u_p$) oraz rozkład sił (naprężeń) przenoszonych z jednej powierzchni na drugą ($\mathbf{n} \cdot \underline{\tau}_s = \mathbf{n} \cdot \underline{\tau}_p$, \mathbf{n} – wektor jednostkowy, $\underline{\tau}_s$ i $\underline{\tau}_p$ – naprężenie na powierzchni FSI, odpowiednio, struktury i płynu) [128]. W celu uzyskania pola temperatury segmentu nie wykorzystuje się równania konwekcji (1.2), ale rozwiązanie numeryczne równań zachowania przepływu oraz energii w części strukturalnej, które pozwalają opisać konwekcję wymuszoną (dokładne uzasadnienie można znaleźć np. w pracy [170]). Korzystając natomiast z rozwiązania FSI, można wyznaczyć wartość współczynnika konwekcji h_c dla danej wartości temperatury odniesienia, wyliczonej wartości strumienia ciepła i pola temperatury ścianki.

Rozwiązanie problemu wymaga zdefiniowania warunków brzegowych. W części strukturalnej utwierdzono we wszystkich kierunkach węzły leżące na krawędzi podparcia (gruba linia przerywana na rys. 3.1). W ten sposób nie zniwelowano możliwości obrotu segmentu względem linii podparcia. Węzłem leżącym na obu powierzchniach bocznych tarczy wału (współrzędne $\theta_1 = 67,5^\circ$ i $\theta_2 = 112,5^\circ$, walcowy układ współrzędnych pokazany na rys. 3.1) zadano warunek periodyczności w postaci zerowych przemieszczeń w kierunku obwodowym ($u\theta_{(\theta_1)} = u\theta_{(\theta_2)} = 0$) i zgodności przemieszczeń promieniowych oraz osiowych węzłów o takich samych współrzędnych R i z ($uR_{(R_i, \theta_1, z_i)} = uR_{(R_i, \theta_2, z_i)}$, $uz_{(R_i, \theta_1, z_i)} = uz_{(R_i, \theta_2, z_i)}$). Węzły leżące na ścianie wewnętrznego promienia tarczy ($R_{wt} = 44$ mm) pozbawiono możliwości przemieszczeń w kierunku promieniowym $uR_{(R_{wt})} = 0$. Wprowadzono warunek zgodności przemieszczeń wszystkich węzłów leżących na górnej powierzchni tarczy wału ($z_g = 25$ mm) w kierunku pionowym $uz_{(z_g)} = uz$ (uz jest wynikiem obliczeń), co zapewnia płaskość tej powierzchni. Do górnej powierzchni tarczy przykładano obciążenie osiowe w modelu w formie ciśnienia o wartości zapewniającej założoną wartość nacisku średniego w łożysku. Dodatkowo założono, że węzły tarczy o równych współrzędnych R i z ($\theta t \in \langle 67,5^\circ, 112,5^\circ \rangle$) mają taką samą temperaturę ($T_{(R_i, \theta t, z_i)} = T_i$, gdzie T_i jest wynikiem obliczeń). Zapewnia to dwuwymiarową zmienność temperatury w tarczy. Na powierzchniach spodu podpory segmentu, górnej oraz wewnętrznej powierzchni tarczy założono zerową wartość gęstości strumienia ciepła $q_s = 0$ (warunek adiabatyczny, szczególny przypadek tzw. warunku Neumanna). Przyjęto temperaturę odniesienia równą $T_{ref} = 40^\circ\text{C}$.

W modelu przepływowym założono, że prędkości płynu na ściankach są równe prędkości tych ścianek (warunek *no-slip*). Na wlocie do modelu (promieniowe strzałki w obszarze wewnętrznego promienia, warunek *inlet*) założono masowe natężenie przepływu oleju

$Q_{\text{wlot}}^* = 1,875 \text{ l/min}$ (dla całego łożyska $Q_c^* = 8 \times Q_{\text{wlot}}^* = 15 \text{ l/min}$) w temperaturze $T_s = 40^\circ\text{C}$. Powierzchnię wylotową z modelu (warunek *outlet*) zdefiniowano na końcu kanału wylotowego (symbolicznie zaznaczona strzałkami na rys. 3.2b). Dla powierzchni bocznych siatki płynowej przyjęto warunek periodyczności, to jest równości pól prędkości, temperatury i rozkładu strumienia ciepła. W górnej części modelu (za tarczą ślizgową) wprowadzono warunek symetrii. Założono, że ściany będące w styku z tarczą wału (czołowa na zewnętrznym promieniu i powierzchnia ślizgowa) poruszają się z prędkością kątową ω . Na pozostałe ściany zewnętrzne modelu (oprócz powierzchni FSI) nałożono warunek adiabatyyczny zerowej wartości gęstości strumienia ciepła $q_s = 0$.

W dwukierunkowym sprzężeniu FSI, jakie zdefiniowano na potrzeby analiz teoretycznych łożyska, poprzez powierzchnie FSI z modułu strukturalnego do części przepływowej przekazywane były informacje o wartości temperatury i przemieszczeniach. Zwrotnie, z części przepływowej do części strukturalnej, przekazywane były wartości strumienia ciepła oraz siły. Wymienione wielkości były obciążeniami uwzględnianymi w rozwiązaniu problemu w danym obszarze zadania. Obliczenia FSI miały charakter iteracyjny. Zbieżność rozwiązania zadania FSI wymaga uzyskania zbieżności rozwiązania równań w module przepływowym i strukturalnym, a także zgodności parametrów przenoszonych na powierzchniach FSI. Aby móc wziąć pod uwagę wahliwość segmentu, niezbędne było przeprowadzenie obliczeń FSI z uwzględnieniem swobody jego obrotu w odniesieniu do krawędzi podparcia. Dlatego, mimo poszukiwania rozwiązania w stanie stacjonarnym, aktywowano symulację dla stanów niestacjonarnych, która umożliwiła wyznaczenie położenia równowagi segmentu przy uwzględnieniu jego deformacji termosprężystych. Wykorzystano dodatkowe elementy tłumiące, które połączono ze spodem segmentu oraz górną powierzchnią tarczy (niepokazane na rys. 3.2a) w celu zmniejszenia szybkości zmian położenia części łożyska [150]. W trakcie obliczeń segment i tarcza wału oprócz tego, że deformowały się sprężysto i cieplnie, przemieszczały się również z pozycji początkowej (powierzchnie ślizgowe równoległe i oddalone o $50 \mu\text{m}$), aż do uzyskania pozycji równowagi. W tym celu monitorowano prędkości przemieszczania się części. Elementy tłumiące nie wpływały na ostateczny wynik obliczeń, ponieważ nie wprowadzały do układu sił po uzyskaniu przez niego stanu równowagi (zerowe wartości prędkości segmentu i tarczy). Pozycja równowagi segmentu była wynikiem działania wymuszeń, obciążenia i prędkości, dla których suma momentów sił obciążających segment wyznaczona względem krawędzi podpory jest równa zero.

Model części strukturalnej składał się z elementów bryłowych dwudziestowęzłowych (SOLID 226); łączna liczba węzłów modelu wynosiła od około 30 000 do około 50 000. Model części przepływowej tworzyło natomiast od około 210 000 do około 280 000 węzłów, przy czym w obu przypadkach gęstsza siatkę obliczeniową stosowano w przypadku analiz łożyska pokrytego polimerem. Zastosowany podział wynikał z kompromisu pomiędzy jakością rozwiązania problemu a czasem obliczeń.

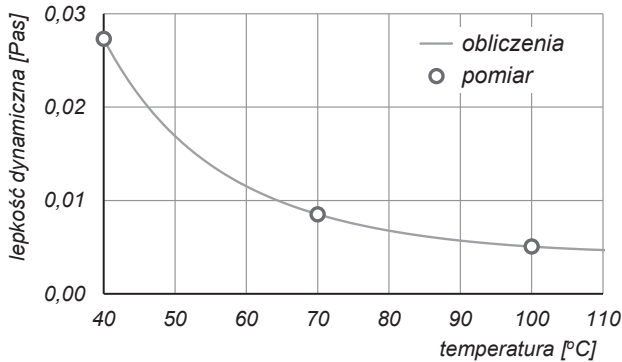
W tabelicy 3.1 zestawiono wartości parametrów materiałowych stali, polimeru PEEK, oleju oraz babbitu, przyjęte do obliczeń. Dla polimeru PEEK zostały one przyjęte na podstawie [29], poza modulem sztywności wzdłużnej oraz przewodnością cieplną. Na potrzeby dalszych analiz wielkości te określono eksperymentalnie (p. 3.2.1, p. 3.2.2). Biorąc pod uwagę, że własności materiałowe różnych stopów białego metalu różnią się od siebie w nie-

wielkim zakresie, do analiz obliczeniowych założono reprezentatywne wielkości wymaganych parametrów materiałowych dla babbitu ([264]). Do obliczeń przyjęto parametry oleju ISO VG 32. Jego gęstość (w temperaturze 40°C) oraz lepkość (dla trzech temperatur) określono na drodze pomiaru (rys. 3.3) oleju, który wykorzystano w badaniach doświadczalnych łożysk.

Tablica 3.1

Parametry materiałowe wykorzystane w analizach teoretycznych łożysk

Wielkość	Jednostka	Stal	PEEK	Babbitt	Olej	
moduł sztywności wzdłużnej	E	MPa	$2,1 \times 10^5$	pomiar p. 3.2.1	$5,3 \times 10^4$	–
liczba Poissona	ν	–	0,33	0,40	0,33	–
gęstość	ρ	kg/m ³	7810	1300	7390	855
przewodność cieplna	λ	W/mK	43	pomiar p. 3.2.2	50	0,123
współczynnik rozszerzalności liniowej α	1/K		12×10^{-6}	47×10^{-6}	22×10^{-6}	–
ciepło właściwe	c	J/kgK	470	1300	470	2000



Rys. 3.3. Wykorzystana w obliczeniach zależność lepkości dynamicznej oleju ISO VG 32 od temperatury

Zależność lepkości dynamicznej oleju od temperatury na potrzeby analiz CFD opisano następującą zależnością:

$$\eta(T) = 0,0273 \text{ [Pas]} \cdot e^{\left[5224,85[\text{K}] \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{313,16[\text{K}]} \right) + 3779651[\text{K}^2] \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{313,16[\text{K}]} \right)^2 \right]} \quad (3.12)$$

gdzie T – temperatura oleju [K].

3.2. Ocena wybranych parametrów materiałowych pokrycia

Ze względu na funkcję warstwy polimeru w łożysku oraz charakter przenoszonych przez nią obciążeń przed rozpoczęciem analiz obliczeniowych istotne byłoby rozpoznanie przede wszystkim rzeczywistych wartości modułu sztywności polimeru oraz przewodności cieplnej polimeru. Moduł sztywności wzdłużnej warstwy ślizgowej determinuje jej możliwe deformacje sprężyste w wyniku działania ciśnienia filmu smarnego, podczas gdy przewodność cieplna warstwy wpływa na przepływ ciepła i rozkład temperatury w segmencie. Główne trudności związane z realizacją pomiarów wymienionych wielkości wynikają z dostępności próbek materiału polimerowego, które można uzyskać jedynie w wyniku rozcięcia segmentów łożyskowych. Następnie w formie kompozytu stal/brąz-polimer można je poddać dalszym badaniom. W standardowych badaniach, np. dotyczących wyznaczenia modułu sztywności polimerów przy ściskaniu zgodnie z normą PN-EN ISO 604:2006 [271], niezbędne jest zastosowanie próbek w kształcie prostopadłościanów o wymiarach znacznie większych, niż są możliwe do uzyskania z warstwy ślizgowej łożyska. Założenie, że próbka do badań będzie wycięta z łożyska, wyeliminowało możliwość zastosowania do oceny wymienionych wielkości standaryzowanych metod i zmusiło autora do opracowania oryginalnej metody oceny (pomiaru) wybranych własności materiałowych warstwy ślizgowej.

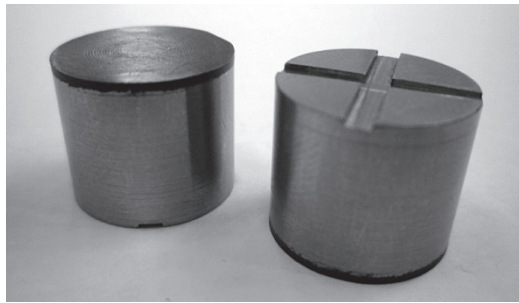
Zdecydowano, że podjęte zostaną próby pomiaru modułu sztywności wzdłużnej polimeru w zmodyfikowanej próbie ściskania z uwzględnieniem wpływu temperatury oraz współczynnika przewodzenia ciepła warstwy polimeru. Rozważano i wstępnie zrealizowano różne metody pomiaru [32, 147, 248], które z rozmaitych względów zostały zaniechane. Ostatecznie wartości poszukiwanych parametrów uzyskano, przeprowadzając pomiary w próbie ściskania próbek na maszynie wytrzymałościowej (p. 3.2.1) oraz w wyniku pomiaru rozkładu temperatury wzdłuż specjalnie utworzonej kolumny pomiarowej (p. 3.2.2). W obu przypadkach do uzyskania poszukiwanych wartości parametrów niezbędne było przeprowadzenie dodatkowych analiz obliczeniowych.

W wyniku realizacji badań uzyskano dane materiałowe reprezentatywne (zastępcze) dla całej warstwy pokrycia segmentu złożonej z polimeru PEEK oraz warstwy pośredniej, którą w tym przypadku stanowił spiekany brąz. Uwzględnienie wpływu warstwy pośredniej na sztywność oraz przewodność cieplną pokrycia należy uznać za zaletę proponowanej metody w kontekście dalszego wykorzystania otrzymanych wyników pomiarów do prowadzenia analiz teoretycznych łożyska z polimerową warstwą ślizgową w jego rzeczywistej technicznej postaci.

3.2.1. Moduł sztywności wzdłużnej pokrycia segmentu w funkcji temperatury

Przeprowadzone studia literaturowe ujawniły, że przyjmowana do badań teoretycznych wartość sztywności wzdłużnej kompozytowego pokrycia polimerowego PEEK segmentów mieściła się w dość dużym zakresie od 3,5 do 27 GPa (tabl. 1.9). Tak duży przedział wartości tego parametru jest zgodny z danymi podawanymi przez producenta PEEK [212] i wynika ze stosowania różnych dodatków i napełniaczy polimeru oraz ich udziałów procentowych.

W tym punkcie monografii opisano metodę wyznaczenia zastępczego modułu sztywności wzdłużnej warstwy ślizgowej PEEK. W tym celu przeprowadzono pomiary ugięcia próbek w połączeniu z obliczeniami MES odwzorowującymi pomiar. Badania wykonano na dwóch próbkach wyciętych z pojedynczego segmentu łożyska z pokryciem PEEK. Próbki miały kształt walca o średnicy 15 mm i wysokości 13 mm (rys. 3.4). Próby ściskania zostały zrealizowane w Centrum Techniki Okrętowej w Gdańsku, przy wykorzystaniu precyzyjnej maszyny wytrzymałościowej (MTS 810.12) z komorą grzewczą. Jej parametry oraz dostępna aparatura pomiarowa są dostosowane do badań materiałów polimerowych (rys. 3.5a). Do pomiaru odkształceń próbek wykorzystano ekstensometr typ 632.11C-20 o odcinku pomiarowym 25 mm (zakres pomiaru 0,5 mm) i dokładności pomiaru 0,1 μm . Próbkę pomiarową ustawiono na wahliwej płytce połączonej z tłokiem maszyny była ściskana poprzez trzpień stalowy wkręcony w czujnik siły (rys. 3.5b).

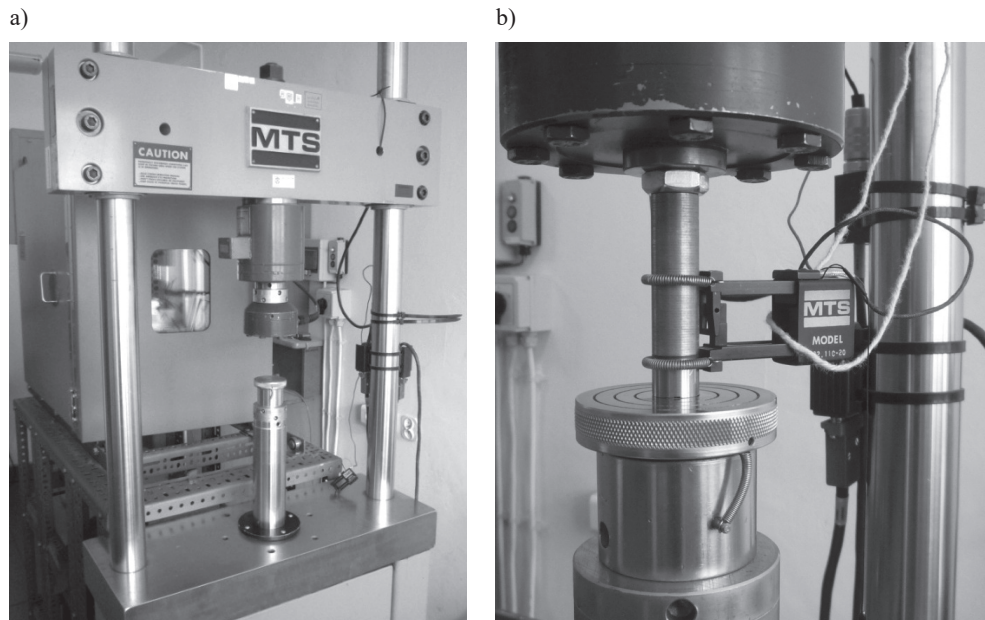


Rys. 3.4. Próbki wycięte z segmentu z pokryciem PEEK, użyte do wyznaczenia modułu sztywności wzdłużnej pokrycia

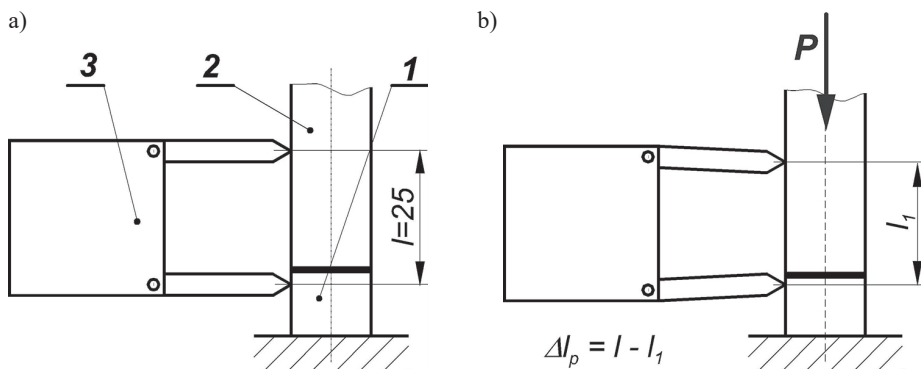
Każdą z próbek poddano badaniom ściskania z siłą maksymalną 2500 N, co daje nominalne naprężenia ściskające nieco ponad 14 MPa (spodziewana wartość ciśnień maksymalnych w filmie). Pomiary przeprowadzono w trzech temperaturach: 25°C, 60°C oraz 100°C (zakres temperatury spodziewany w badaniach łożyska), próby w 60°C i 100°C wykonano przy wykorzystaniu komory grzewczej. Przed dokonaniem pomiarów w podwyższonej temperaturze próbki wygrzewano w komorze przez co najmniej 2 godziny.

Wstępne wyniki prób ściskania z wykorzystaniem proponowanej metodyki wykazały, że celowe jest stosowanie obciążenia wstępnego, które ustalono na 100 N, gdyż w przypadku pomiarów od obciążenia zerowego ułożenie próbki oraz trzpienia się zmieniało. W czasie trwania każdej z prób komputerowy system akwizycji danych zapisywał z częstotliwością 20 Hz: czas, siłę, temperaturę w komorze oraz zmiany odległości między końcówkami pomiarowymi ekstensometru. Zadany przyrost siły ściskającej wynosił 1000 N/min. Próby powtarzano czterokrotnie dla każdego poziomu temperatury.

W podobny sposób autor prowadził badania na próbkach wyciętych z innych segmentów łożysk pokrytych polimerową warstwą ślizgową, stosowanych przez producentów turbin wodnych [242, 243, 250]. Pomiary te wykonano dla dwóch podstawowych typów warstw ślizgowych (PTFE oraz PEEK), a przykładowe wyniki opisano w pracy [244].



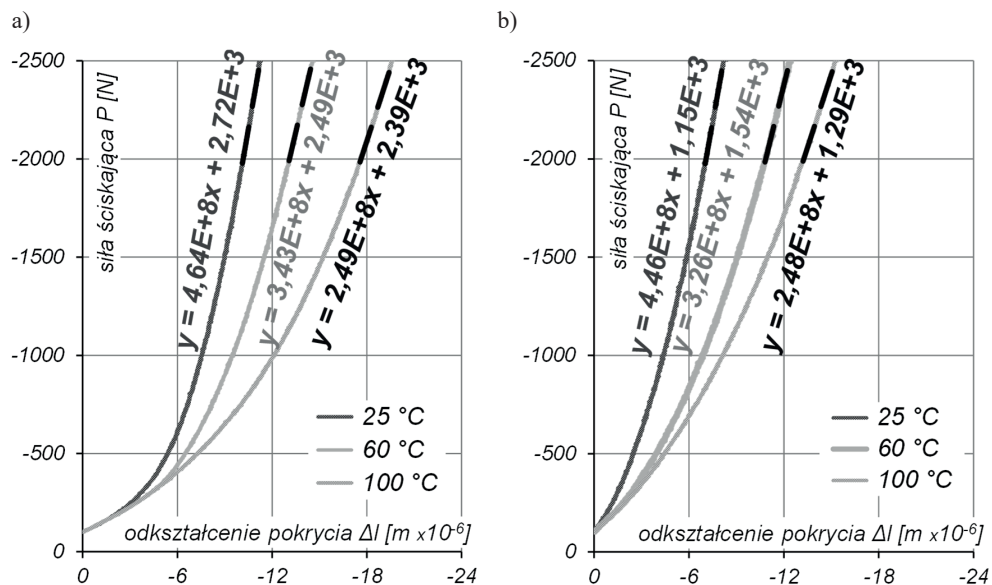
Rys. 3.5. Stanowisko do pomiaru ugięcia polimerowego pokrycia próbek:
 a) maszyna wytrzymałościowa MTS (w głębi widoczna komora grzewcza);
 b) umieszczenie ekstensometru w czasie pomiaru, próbka naciskana
 poprzez trzpień wkręcony w czujnik siły



Rys. 3.6. Pomiar odkształcenia polimerowej warstwy ślizgowej:
 a) stan przed próbą; b) stan w czasie pomiaru;
 1. próbka badana; 2. trzpień stalowy wkręcony w czujnik siły; 3. ekstensometr;

Wynikiem pomiaru była zależność zmiany długości (skrócenia) odcinka pomiarowego ekstensometru Δl_p od siły ściskającej P . Odcinek pomiarowy zawierał fragment próbki z polimerową warstwą ślizgową i trzpienia stalowego, tak jak pokazano to na rys. 3.6. W celu uzyskania odkształcenia samej warstwy ślizgowej Δl pokrycia segmentu łożyskowego wyniki pomiaru skorygowano, uwzględniając ugięcie odcinków stalowych próbki i trzpienia. Na rys. 3.7 zilustrowano przykładowy wynik pomiaru odkształceń warstwy ślizgowej próbek.

Największe odkształcenie zmierzono w temperaturze 100°C. Co charakterystyczne, w początkowym zakresie pomiaru zależność pomiędzy ugięciem warstwy ślizgowej Δl a siłą ścisającą P jest nieliniowa. Wynika to z błędów kształtu powierzchni próbki i trzpienia pozostających w styku podczas pomiaru oraz ekspansji termicznej materiału pokrycia dla prób w podwyższonych temperaturach. Zgodnie z zaleceniami normy PN-EN ISO 604 początkowy zakrzywiony fragment próby ścisania nie jest uwzględniany przy wyznaczaniu modułu sztywności polimeru.

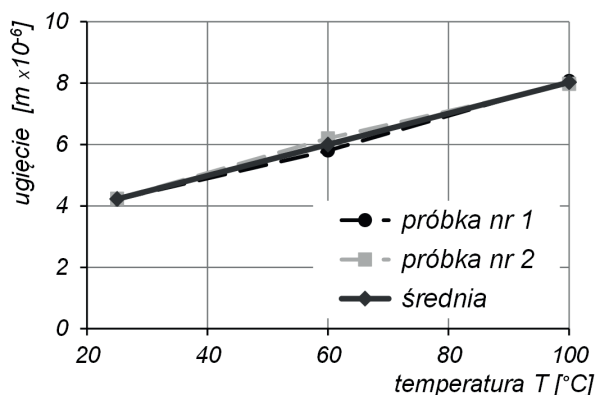


Rys. 3.7. Wyniki pomiaru ścisania próbek wyciętych z segmentu łożyska uzyskane dla trzech poziomów temperatury, pomiar nr 3: a) próbka nr 1; b) próbka nr 2

Interpretacja wyników prób ścisania materiałów nastęrcza problemów nawet w przypadku badań próbek, co do których nie ma ograniczeń wymiarów i kształtu [47, 106]. Jest to związane z rozkładem naprężeń w próbce, który zwłaszcza w pobliżu jej końców nie jest jednokierunkowy. W tych miejscach próbka nie ma swobody deformacji w kierunku poprzecznym z powodu występowania sił tarcia, co uniemożliwia wykorzystanie wprost prawa Hooke'a do interpretacji wyniku.

Uwzględniając powyższe ograniczenia, do otrzymania poszukiwanej wartości modułu sztywności warstwy pokrycia wykorzystano obliczenia MES odtwarzające eksperyment. W pierwszej kolejności pomiary zinterpretowano z wykorzystaniem prostych regresji, zdefiniowanych dla wyników z końcowego przedziału siły (od 2000 do 2500 N) (rys. 3.7), które pozwoliły wyznaczyć ugięcie warstwy ślizgowej dla przypadku idealnej płaskości powierzchni. Na rys. 3.8 pokazano wynik uśrednionego ugięcia pokrycia (przy założeniu $P = 2000$ N) dla obu próbek. Co interesujące, mimo różnic w wynikach pomiarów w początkowym przebiegu próby ścisania (rys. 3.7) wyznaczone średnie ugięcia próbek nie różnią się istotnie między sobą. Można z tego wywnioskować, że początkowy różny kształt po-

wierzchni obu próbek miał niewielki wpływ na przyrost odkształcenia (współczynnik regresji, sztywność) w końcowym etapie próby ściskania.



Rys. 3.8. Ugięcie warstwy polimeru badanych próbek w funkcji temperatury

Do dalszych analiz wykorzystano średnią wyników ugięć dla obu próbek oraz odpowiadające im współczynniki kierunkowe regresji liniowej, które zestawiono w tabelicy 3.2. Następnie przeprowadzono obliczenia MES, mające na celu znalezienie zastępczego modułu sztywności wzdłużnej materiału pokrycia, dla którego obliczone ugięcie warstwy ślizgowej będzie równe wartości uzyskanej z pomiarów (rys. 3.8).

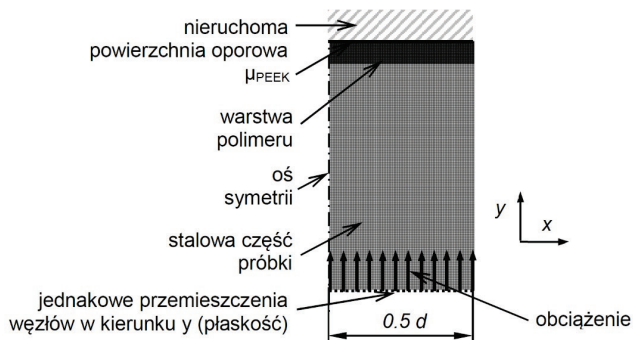
Tablica 3.2

Średnia zmierzona wartości ugięcia pokrycia obu próbek ($P = 2000 \text{ N}$) oraz odpowiadający średniemu ugięciu współczynnik kierunkowy regresji liniowej a

Temperatura [°C]	Wartość średnia ugięcia [m]	Współczynnik regresji a [N/m]
25°C	$4,23 \times 10^{-6}$	$4,73 \times 10^8$
60°C	$6,00 \times 10^{-6}$	$3,33 \times 10^8$
100°C	$8,03 \times 10^{-6}$	$2,49 \times 10^8$

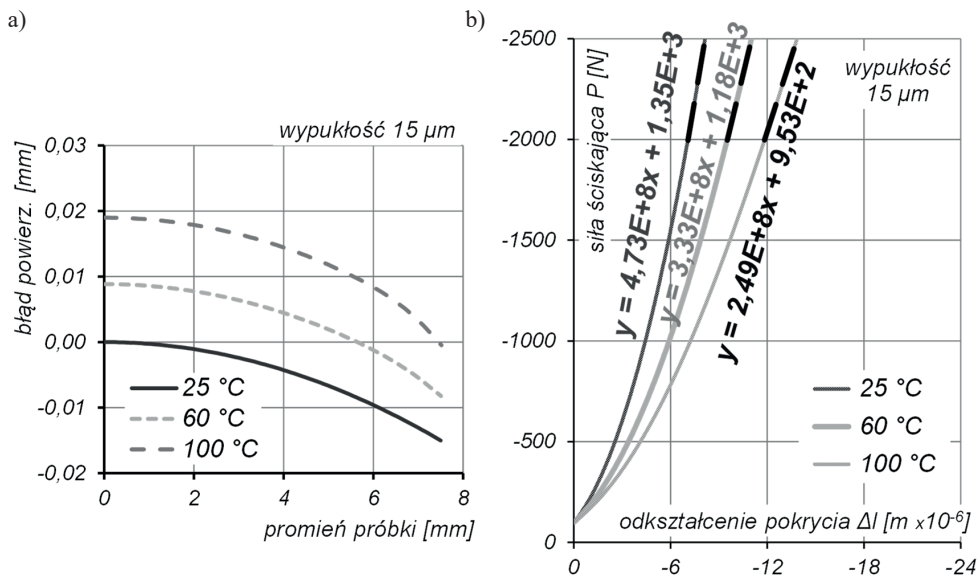
W tym celu opracowano dwuwymiarowy osiowosymetryczny model próbki poddawanej ściskaniu, takiej, jaka była badana (rys. 3.9). W modelu uwzględniono wpływ tarcia pomiędzy powierzchnią oporową (trzcienia) a powierzchnią ślizgową próbki. Założono (za [244]), że współczynnik tarcia wynosi $\mu_{\text{PEEK}} = 0,2$. Analizowano również wpływ na wyniki MES zakrzywienia powierzchni pokrycia wywołanego zróżnicowaną ekspansją termiczną materiału polimerowego i stalowej części próbki oraz jej początkowego błędu kształtu (wypukłości i wklęsłości). W tym przypadku odtwarzano obliczeniowo przebieg całego pomiaru. W poszczególnych krokach wyliczeń wyznaczano deformację termiczną powierzchni próbki, przykładano obciążenie wstępne (100 N) oraz obciążano próbkę z małym stałym przyrostem obciążenia do uzyskania wartości siły 2500 N. Poszukiwano takiej wartości modułu

sztywności wzdłużnej pokrycia, dla której współczynnik prostej regresji, wyznaczony na podstawie obliczonego przebiegu próby ściskania z wykorzystaniem MES, będzie równy uśrednionej wartości z pomiarów (tabl. 3.2).



Rys. 3.9. Dwuwymiarowy osiowoosymetryczny model MES do obliczeń ściskania próbki z pokryciem polimerowym z zaznaczeniem warunków brzegowych

Na rys. 3.10 pokazano wyniki obliczeń MES przy założeniu wypukłego początkowego kształtu analizowanej próbki o wartości $15\ \mu\text{m}$ (wartość zmierzona).



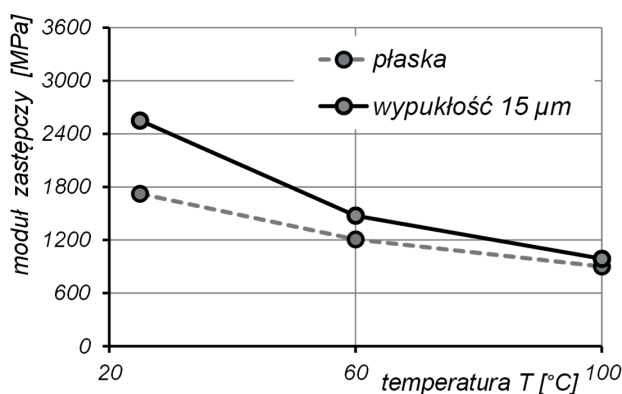
Rys. 3.10. Wynik obliczeń MES dla próbki z błędem wypukłości $15\ \mu\text{m}$:

- a) założony kształt początkowy powierzchni ($25\text{ }^\circ\text{C}$) oraz obliczona geometria powierzchni będąca skutkiem ekspansji termicznej; b) obliczone przebiegi ściskania próbki

Założony do obliczeń kształt próbki oraz zmiany jej profilu (wynik obliczeń MES) wskutek nagrzewania przedstawiono na rys. 3.10a. Natomiast na rys. 3.10b zilustrowano

obliczone przebiegi odkształcenia pokrycia. Ich kształt jest zbliżony do wyników pomiarów pokazanych na rys. 3.7 (szczególnie dla próbki nr 2).

Określoną zależność wartości zastępczego modułu sztywności warstwy pokrycia próbki od temperatury, dla której uzyskano równość wartości współczynników regresji z pomiarów oraz obliczeń MES, pokazano na rys. 3.11. Dla porównania, na rysunku przedstawiono również wyniki uzyskane dla dwóch założonych początkowych kształtów powierzchni próbki: płaskiego oraz o wypukłości 15 μm . Wyznaczone moduły zastępcze pokrycia dla przypadku płaskiej i wypukłej próbki różnią się o największą wartość w najniższej analizowanej temperaturze (o około 800 MPa). Wraz ze wzrostem temperatury różnica ta maleje, najprawdopodobniej z powodu wystąpienia zakrzywienia powierzchni obu próbek związanego z ekspansją termiczną.



Rys. 3.11. Zastępczy moduł sztywności wzdłużnej [MPa] materiału pokrycia przy założeniu równości wartości prostych regresji wyników obliczeń MES i pomiarów ściskania

Oceny wartości modułu sztywności warstwy pokrycia segmentu dokonano, wykorzystując wyniki badań jedynie dla dwóch próbek ze względu na ograniczenia dostępności materiału do badań. Do uzyskania wartości poszukiwanego parametru niezbędne było wykorzystanie jednocześnie wyników pomiarów i obliczeń. Otrzymane w analogiczny sposób rezultaty badań dla próbek pokrytych innym kompozytem PEEK różnią się co do wartości (rys. 1.12) [244], jednak trend zmian obu wyników jest podobny. W obu przypadkach uzyskane rezultaty wskazują na znaczny wpływ warstwy pośredniej na zastępczą sztywność pokrycia.

Zakładając adekwatność opracowanego modelu obliczeniowego MES próbki ściskanej, do badań teoretycznych wykorzystano zmienność wartości modułu E z temperaturą uzyskaną dla przypadku próbki z wypukłością 15 μm (rys. 3.11).

3.2.2. Przewodność cieplna pokrycia segmentu

Zgodnie z prawem przewodzenia ciepła Fouriera [232] gęstość przewodzonego strumienia ciepła \mathbf{q} jest wprost proporcjonalna do gradientu temperatury $\partial T / \partial n$ w kierunku prostopadłym do powierzchni izotermicznej, zgodnie ze wzorem:

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \quad (3.13)$$

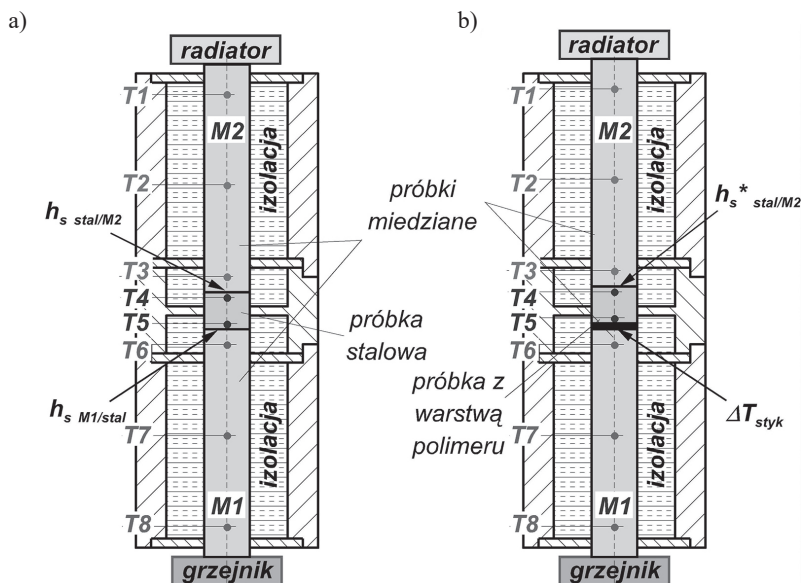
Współczynnik proporcjonalności λ występujący w równaniu (3.13) jest nazywany współczynnikiem przewodzenia ciepła lub przewodnością cieplną [W/mK]. Wartość współczynnika przewodzenia ciepła jest cechą materiału zależną od temperatury. W przypadku polimerów wartości przewodności cieplnej wynoszą z reguły mniej niż 0,5 W/mK, a w przypadku próbek orientowanych – nie więcej niż 10 W/mK [165].

Na wartość przewodności cieplnej pokrycia polimerowego łożyska, będącego kompozytem złożonym z polimeru (najczęściej napełnianego) oraz warstwy pośredniej (spiekany brąz lub plecionka z drutu), wpływa przewodność cieplna każdej z warstw. W takim przypadku zasadne jest używanie zastępczej wartości współczynnika przewodzenia ciepła, zgodnie ze znanymi zależnościami dla przewodzenia ciepła przez warstwy równoległe ułożone szeregowo w kierunku ruchu ciepła [119]. Dla przykładu analizowanego łożyska o pokryciu PEEK oraz warstwie pośredniej ze spiekane go brązu ($\lambda_{\text{PEEK}} = 0,25$ W/mK, $\lambda_{\text{brąz}} = 52$ W/mK, grubość całkowita pokrycia 1,2 mm, grubości warstwy spiekane go brązu od 0,2 do 0,3 mm) wyliczona zastępcza przewodność cieplna struktury dwuwarstwowej wyniosłaby od 0,30 do 0,33 W/mK. Dodatkowo, nie jest znany wpływ na przewodność cieplną dodatków i napełniaczy polimeru oraz technologii zastosowanej do jego połączenia z segmentem (opisano ją w p. 1.3.1). Wymaga ona np. nagrzania polimeru, co prawdopodobnie nie pozostaje bez wpływu na jego własności.

W znanych z literatury opracowaniach poświęconych analizom teoretycznym łożysk z pokryciem polimerowym przyjmowano różne wartości przewodności cieplnej warstwy ślizgowej. Dla pokrycia PTFE zakładano zwykle, że jest ona równa przewodności cieplnej samego polimeru (0,24 W/mK). W analizach łożysk z pokryciem PEEK przyjmowano nieco większe wartości (od 0,4 do 0,95 W/mK) (tabl. 1.9), nie podając równocześnie uzasadnienia tak przyjętych wielkości.

Metody opracowane do pomiaru współczynnika przewodzenia ciepła polimerów zostały scharakteryzowane w pracach [163, 164]. Można je podzielić na metody bezpośrednie (pomiar w stanie stacjonarnym strumienia ciepła lub różnicy temperatur) oraz pośrednie (pomiar zmian temperatury w czasie). Stosowanie większości metod wymaga próbek o określonym kształcie i rozmiarach, różniących się od tych, które można uzyskać z segmentu łożyskowego. Dodatkowo, istotne było, aby w wyniku pomiaru uzyskać wartość przewodności cieplnej całej warstwy pokrycia, a nie samego polimeru. Z powodu wspomnianych ograniczeń opracowano inną niestandardową metodę pomiaru przewodności cieplnej warstwy ślizgowej.

Według proponowanego pomysłu ocena wartości współczynnika przewodzenia ciepła polimerowej warstwy ślizgowej λ_p wykorzystuje wyniki pomiaru temperatury w wybranych punktach próbek miedzianych i próbki badanej, ustawionych jedna nad drugą w tzw. kolumnę pomiarową w warunkach wymuszonego ustalonego przepływu ciepła przez próbki (rys. 3.12).



Rys. 3.12. Metoda wyznaczania współczynnika przewodzenia ciepła, przekrój przez kolumnę pomiarową: a) pomiar z próbką stalową; b) pomiar z próbką pokrytą warstwą polimeru

Kolumna pomiarowa była złożona z dwóch próbek wykonanych z miedzi M1E (walce oznaczone M1 i M2), pomiędzy którymi znajdowała się próbka badana. Przez próbki wymuszano przepływ ciepła, ogrzewając koniec próbki M1 oraz chłodząc koniec próbki M2. W wybranych punktach próbek miedzianych oraz próbki badanej umieszczono w sumie osiem termopar (trzy w próbce M1 – od T6 do T8, dwie w stalowej części próbki badanej – T4, T5 oraz trzy w próbce M2 – od T1 do T3). Próbki miedziane oraz próbkę badaną umieszczono w dzielonej obudowie w postaci tulei. Próbki były utrzymywane w osi obudowy za pomocą pierścieni dystansowych. Wolną przestrzeń pomiędzy powierzchniami bocznymi próbek a obudową wypełniono izolacją (granulat polimerowy), co miało zminimalizować straty ciepła na powierzchniach bocznych próbek i zapewnić jednoosiowy przepływ ciepła. Zastosowanie próbek miedzianych o znanej i stosunkowo dużej przewodności cieplnej umożliwiło ocenę wartości przewodzonego strumienia ciepła. Wykorzystanie dwóch próbek miedzianych i umieszczenie próbki badanej między nimi miało na celu ocenę strat strumienia ciepła po przejściu przez kolumnę pomiarową. Dodatkowo, wszystkie powierzchnie czołowe próbek pokryto cienką warstwą pasty termoprzewodzącej, minimalizując termiczne opory kontaktowe między powierzchniami próbek, przez które dochodzi do transferu strumienia ciepła.

Pomiary rozkładu temperatur w próbkach wykazały, że niewielka część ciepła jest odprowadzana z próbek przez przejmowanie ciepła na bocznych ścianach. Dlatego uzyskane wyniki pomiarów współczynnika przewodzenia ciepła polimerowej warstwy ślizgowej λ_p powinny uwzględniać wpływ co najmniej trzech zjawisk związanych z wymianą ciepła:

przewodzenia, przejmowania oraz termicznego oporu kontaktowego. Ostatnie ze zjawisk opisuje zależność (3.14):

$$q_s = h_s (T_{\text{styk1}} - T_{\text{styk2}}) \quad (3.14)$$

Gęstość strumienia ciepła przenieszonego przez styk dwóch powierzchni q_s jest wprost proporcjonalna do różnicy temperatur stykających się powierzchni ($T_{\text{styk1}} - T_{\text{styk2}}$), przy współczynniku proporcjonalności h_s nazywanym współczynnikiem wymiany ciepła przez styk [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]. Zatem do uwzględnienia wymienionych zjawisk w interpretacji wyników pomiarów niezbędna jest znajomość m.in.: przewodności cieplnej stalowej części próbki i miedzi M1E λ_m i λ_s , współczynnika przejmowania ciepła h_p , a także wartości współczynnika wymiany ciepła przez styk h_s . Przewodność cieplna miedzi M1E jest znana i wynosi według różnych producentów $\lambda_m =$ od 390 do 397 W/mK . Wartość współczynnika przewodzenia ciepła stali λ_s jest zależna od składu chemicznego, który nie był znany dla materiału próbki. Według [201] dla stali węglowych mieści się ona w zakresie od 43 do 64 W/mK (w okolicy 30°C), zmniejszając swoją wartość od 3 do 8% wraz ze wzrostem temperatury o 100°C. Wartość współczynnika przejmowania ciepła h_p przy konwekcji swobodnej do powietrza wynosi według [232] od 5 do 30 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$. Współczynnik wymiany ciepła przez styki próbek h_s jest wielkością zależną od wielu czynników, np. od rodzaju ośrodka w szczelinie i stykających się materiałów, siły docisku elementów, temperatury powierzchni czy jej chropowatości. Jego wartość może się zawierać w bardzo szerokim przedziale od 100 do 200 000 $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ [23, 127] i najczęściej wyznaczana jest doświadczalnie [232]. W celu oceny wartości h_s i innych nieznanych wielkości (λ_s oraz h_p) zdecydowano przeprowadzić dodatkowe pomiary rozkładu temperatury w elementach kolumny z wykorzystaniem próbki stalowej (bez pokrycia polimerowego) wyciętej z segmentu łożyska (rys. 3.12a). W ten sposób możliwa była identyfikacja warunków pomiaru z wykorzystaniem dodatkowych danych.

Zmontowany układ kolumny pomiarowej w czasie pomiaru pokazano na rys. 3.13. Do pomiarów temperatury wykorzystano termopary typu J o średnicy 1 mm. Dla każdej konfiguracji kolumny pomiarowej (próbka stalowa oraz próbka z pokryciem polimerowym) przeprowadzono trzy niezależne pomiary rozkładów temperatury na długości kolumny. Do dalszych analiz wykorzystano uśrednione wartości wyników pomiarów.

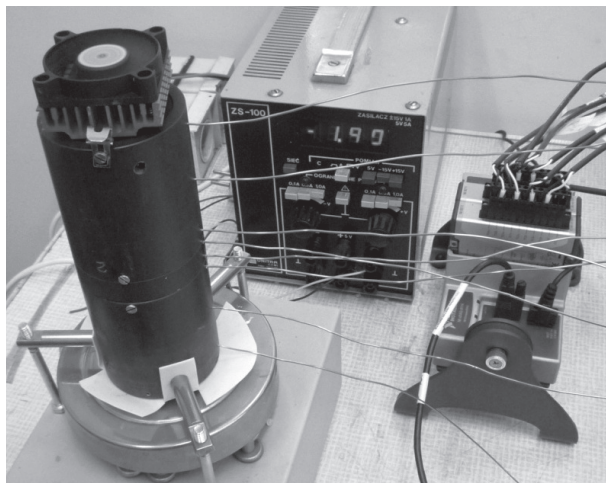
Analizę obliczeniową przeprowadzono przy wykorzystaniu znanego z literatury rozwiązania wymiany ciepła dla pręta [23, 127, 232]. Pozwala ono na wyznaczenie rozkładu temperatury na długości pręta T_x z uwzględnieniem przewodzenia i przejmowania ciepła także na powierzchniach bocznych według zależności:

$$T_x = (T_0 - T_p) \frac{\cosh(m(l-x)) + \left(\frac{h_l}{\lambda m}\right) \sinh(m(l-x))}{\cosh(ml) + \left(\frac{h_l}{\lambda m}\right) \sinh(ml)} \quad (3.15)$$

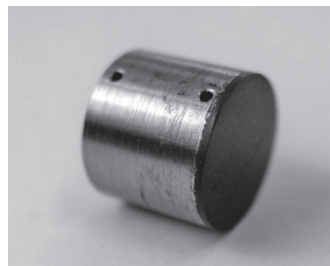
gdzie: x – współrzędna długości pręta ($x =$ od 0 do 1) [m], T_0 – temperatura końca pręta ($x = 0$) [°C], T_p – temperatura odniesienia (pływu) [°C], l_p – długość pręta [m], h_l – współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni czołowej końca pręta ($x = l_p$) [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$],

$m = \sqrt{\frac{h_p P_o}{\lambda A}}$ (λ – przewodność cieplna pręta [W/mK], P_o – obwód pręta [m], A – pole przekroju poprzecznego pręta [m²], h_p – współczynnik przyjmowania ciepła na powierzchniach bocznych pręta [W/m²K]).

a)



b)



Rys. 3.13. Pomiary rozkładu temperatury w kolumnie:

a) kolumna pomiarowa w czasie jednego z pomiarów; b) próbka z pokryciem polimerowym wycięta z segmentu łożyska (widoczne otwory do pomiaru temperatury próbki)

Dodatkowo, wartości strumienia ciepła Q_0 [W] dopływającego i wyprowadzanego z pręta wyraża zależność:

$$Q_0 = \lambda A m (T_0 - T_p) \frac{\left(\frac{h_l}{\lambda m}\right) + \operatorname{tgh}(ml_p)}{1 + \left(\frac{h_l}{\lambda m}\right) \operatorname{tgh}(ml_p)} \quad (3.16)$$

- Analizy obliczeniowe wykonano, korzystając z zależności (3.15) i (3.16) i zakładając:
- temperaturę T_0 pręta M1 równą zmierzonej wartości temperatury T8;
 - równość strumieni ciepła przenoszonego na powierzchniach czołowych stykających się próbek, tj.: M1 / stal oraz stal / M2 w przypadku pomiarów z próbką stalową oraz M1 / pokrycie, pokrycie / stal i stal / M2 dla przypadku pomiarów z próbką pokrytą polimerem;
 - stałą wartość temperatury otoczenia $T_p = 25^\circ\text{C}$;
 - stałe i niezależne od temperatury wartości $\lambda_m, \lambda_s, \lambda_p, h_p$;
 - brak termicznego oporu kontaktowego między warstwą pokrycia próbki a stalową częścią próbki badanej.

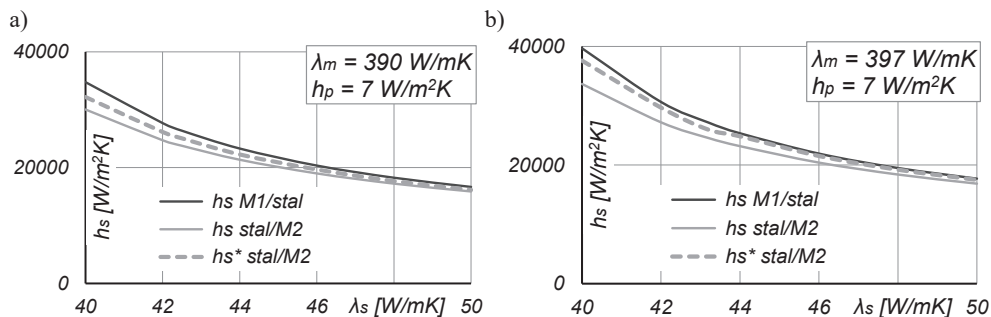
Obliczenia przeprowadzono dla dwóch wartości przewodności cieplnej miedzi $\lambda_m = 390$ i 397 W/mK. Wartość przewodności cieplnej stali λ_s oraz współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni bocznej h_p zmieniano w zakresie, odpowiednio, od 40 do 50 W/mK oraz od 5 do 10 W/m²K. Przy założonych wartościach λ_m , λ_s oraz h_p poszukiwano przy zastosowaniu równania (3.15) dla pręta M1 takiej wartości strumienia ciepła wymianianego przez jego powierzchnię czołową (zmieniając wartość $h_{1,M1}$), która pozwoli na uzyskanie rozkładu temperatury wzdłuż jego osi najmniej różniącego się względem wartości zmierzonych (T7 i T6). Następnie uzyskaną wartość strumienia ciepła $Q_{outM1} = Q_{inSTAL}$ wykorzystywano do wyznaczenia temperatury T_0 próbki stalowej według zależności (3.16) oraz rozkładu temperatury według zależności (3.15), zmieniając wartość $h_{1,STAL}$ w taki sposób, by wyliczony rozkład temperatury różnił się najmniej od wartości pomierzonych (T5 i T4). Analogicznie postępowano w przypadku ostatniego pręta M2.

W analizach prowadzonych dla próbki z pokryciem polimerowym założono dodatkowo, że znany jest spadek temperatury na styku pręta M1 i warstwy polimeru ($\Delta T_{styk} = 2^\circ\text{C}$) (rys. 3.12b). W ten sposób możliwe było obliczenie temperatury T_0 polimeru. Znając $Q_{outM1} = Q_{inPOLIMER}$ oraz zakładając, że nie występuje spadek temperatury w warstwie pośredniej łączącej polimer ze stalą, poszukiwano takiej wartości λ_p , przy której obliczony rozkład temperatury w stalowej części próbki będzie się najmniej różnił od wartości zmierzonych (T5 i T4). Uzyskane wyniki obliczeń pozwoliły na określenie wartości spadków temperatury na powierzchniach styku miedzi i stali (styki takie występują w przypadku pomiarów dla obu badanych próbek). Przy wykorzystaniu zależności (3.14) spadki te przeliczono na wartości współczynnika wymiany ciepła przez styk h_s . Poprawność zastosowanej metodyki sprawdzono z powodzeniem przy zastosowaniu obliczeń MES. Wyniki rozkładu temperatury uzyskane za pomocą MES różniły się jedynie nieznacznie ($\pm 0,01^\circ\text{C}$) od wartości wyznaczonych w opisywany sposób.

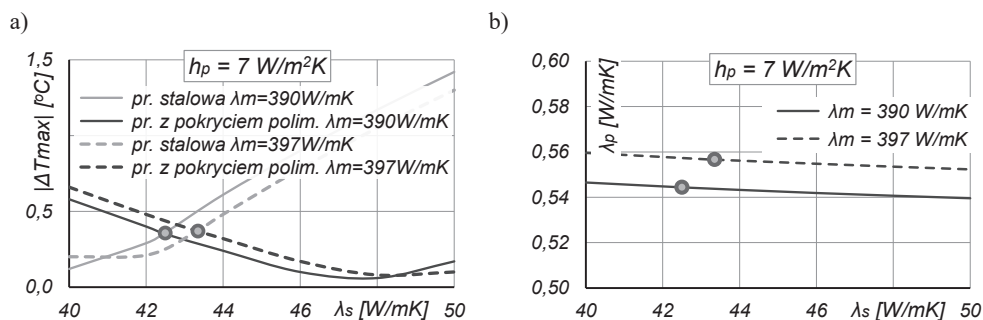
Jako wynik obliczeń przyjęto taki zestaw danych materiałowych λ_s i λ_p oraz współczynnika przejmowania ciepła h_p , dla których spełnione są następujące kryteria:

- wyznaczone wartości współczynnika wymiany ciepła przez styk dla pomiarów z próbką stalową oraz z próbką pokrytą polimerem są sobie równe ($h_{s\ M1/stal} \approx h_{s\ stal/M2} \approx h_{s\ stal/M2}^*$; oznaczenia wg rys. 3.12). Jest to uzasadnione, ponieważ w styku pozostawały takie same materiały w zbliżonych warunkach docisku, podobnej chropowatości powierzchni i z jednakowym materiałem wypełnienia szczeliny;
- różnice pomiarów temperatury w punktach od T1 do T7 względem wartości obliczonych są najmniejsze dla obu analizowanych konfiguracji kolumny.

Przeprowadzone obliczenia wskazują, że równość wartości współczynnika wymiany ciepła przez styki uzyskuje się, gdy wartość współczynnika przejmowania ciepła na powierzchniach bocznych próbek wynosi $h_p \approx 7$ W/m²K (rys. 3.14). Dla wartości h_p mniejszej od 7 W/m²K $h_{s\ stal/M2}^*$ przyjmuje wartości wyższe niż wyznaczone dla próbki stalowej, natomiast dla wartości h_p większej od 7 W/m²K – niższe. Można zauważyć, że zmiana przewodności cieplnej stali oraz miedzi wpływa na zmianę wartości parametru h_s styków, przy czym mimo to pozostają one w przybliżeniu sobie równe.



Rys. 3.14. Wyniki obliczeń wpływu przewodności stali λ_s na wartość współczynnika wymiany ciepła przez styk h_s : a) $\lambda_m = 390$ W/mK; b) $\lambda_m = 397$ W/mK

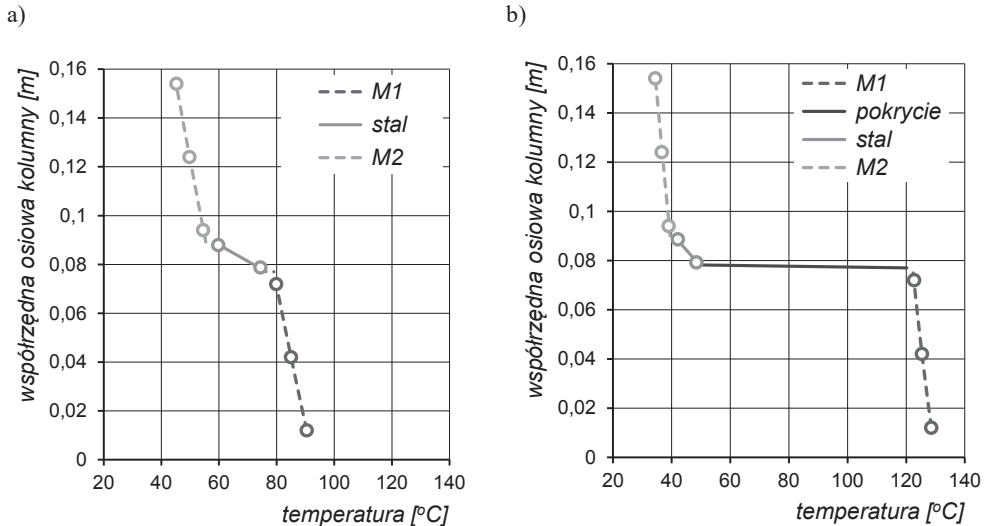


Rys. 3.15. Wyniki obliczeń wpływu przewodności stali λ_s oraz miedzi λ_m na wartości: a) maksymalnej różnicy temperatury zmierzonej i obliczonej (linie ciągłe $\lambda_m = 390$ W/mK, linie przerywane $\lambda_m = 397$ W/mK); b) przewodności cieplnej polimeru λ_p

Na rys. 3.15a przedstawiono wyniki obliczeń maksymalnej wartości różnicy temperatury obliczonej i zmierzonej doświadczalnie dla obu wariantów analizowanych próbek ($h_p = 7$ W/m²K, linie ciągłe $\lambda_m = 390$ W/mK, linie kreskowe $\lambda_m = 397$ W/mK). Natomiast na rys. 3.15b pokazano zależność wyznaczonej wartości przewodności cieplnej pokrycia próbki λ_p w funkcji wartości λ_s i λ_m ($h_p = 7$ W/m²K).

Przecięcie linii ciągłych i kreskowych (oznaczone kropkami na rys. 3.15a) wskazuje zestaw parametrów, dla którego wartość maksymalnych różnic temperatur zmierzonych i obliczonych była równa w analizach kolumny pomiarowej z próbką stalową i próbką pokrytą polimerem. Najmniejsze różnice pomiaru i obliczeń temperatury $|\Delta T_{\max}| \approx 0,36^\circ\text{C}$ uzyskano dla wartości przewodności cieplnej stali $\lambda_s \approx 42,5\text{--}43,5$ W/mK (mniejsza wartość dla $\lambda_m = 390$ W/mK). Te same punkty zaznaczone na rys. 3.15b pozwalają na odczytanie wartości współczynnika przewodzenia ciepła pokrycia $\lambda_p = 0,544$ W/mK dla $\lambda_m = 390$ W/mK i $0,557$ W/mK dla $\lambda_m = 397$ W/mK. Można zauważyć, że zmiana współczynnika przewodzenia ciepła miedzi i stali λ_m oraz λ_s nie zmienia istotnie wartości wyznaczonej przewodności cieplnej pokrycia, wpływa jednak na zwiększenie różnicy pomiędzy zmierzonymi i obliczonymi temperaturami. Na rys. 3.16 zilustrowano rezultaty obliczeń oraz pomiarów temperatury kolumny otrzymane dla $\lambda_m = 390$ W/mK, $h_p = 7$ W/m²K, $\lambda_s = 43$ W/mK oraz $\lambda_p = \mathbf{0,544}$ W/mK.

Dla takich parametrów uzyskano maksymalną różnicę wyników obliczeń i pomiarów temperatury w punktach pomiarowych, równą $0,4^{\circ}\text{C}$, co należy uznać za wartość satysfakcjonującą.



Rys. 3.16. Wyniki obliczeń (linie) oraz pomiarów (punkty) rozkładu temperatury elementów kolumny pomiarowej: a) pomiar dla próbki stalowej; b) pomiar dla próbki pokrytej polimerem

Pomiar został przeprowadzony tylko dla jednej próbki materiału ze względu na brak dostępnych segmentów łożyska, z których można byłoby uzyskać dodatkowe próbki do badań. Zaproponowana metoda do uzyskania poszukiwanej wartości wykorzystuje jednocześnie wyniki badań i obliczeń. Źródłem niepewności oceny λ_p są błędy pomiaru temperatury oraz nieznaną wartość ΔT_{styk} przyjęta do obliczeń.

Ostatecznie, przy założeniu adekwatności wykorzystanego modelu obliczeniowego, do badań teoretycznych przyjęto wartość przewodności cieplnej pokrycia $\lambda_p = 0,544 \text{ W/mK}$. Jest ona około dwukrotnie większa niż dla niemodyfikowanego polimeru PEEK oraz mieści się w przedziale wartości wykorzystywanych w innych analizach teoretycznych łożysk (od 0,4 do 0,95 W/mK) (tabl. 1.9).

3.3. Wyniki analiz TEHD łożyska wzdłużnego

Analizy przeprowadzono dla łożysk z dwoma materiałami pokrycia powierzchni (PEEK i babbitt) oraz różnych poziomów wymuszeń działających na łożysko. Badano wpływ prędkości obrotowej tarczy wału oraz nacisków średnich (obciążenia). Zakres zmian wymuszeń dobrano, uwzględniając ograniczenia konstrukcji łożyska, a także stanowiska badawczego. Wiązało się to późniejszą możliwością porównania wyników teoretycznych i eksperymentalnych. Wpływ prędkości obrotowej zbadano dla trzech wartości $n = 2000, 3000$ oraz 4000 obr/min oraz dla nacisku średniego $p_{\text{sr}} = 3,65 \text{ MPa}$. Badania wpływu nacisku średniego

w łożysku przeprowadzono dla $p_{gr} = 2,0; 3,0$ oraz $3,65$ MPa (odpowiada to sile osiowej $31,0; 46,5$ i $56,6$ kN) i stałej prędkości tarczy $n = 3000$ obr/min. Maksymalna wartość analizowanych nacisków średnich wynika z dopuszczalnego obciążenia osiowego określonego przez producenta dla łożyska z pokryciem warstwy ślizgowej babbitem [227].

Wyniki analiz przedstawiono, porównując wartości uzyskane dla obu przypadków materiałów pokrycia. Jako regułę przyjęto, że zmiany analizowanych parametrów przedstawione na wykresach za pomocą linii ciągłej dotyczą łożyska z pokryciem PEEK, natomiast za pomocą linii kreskowej – łożyska z pokryciem babbitem. Ponieważ zastosowana metoda obliczeniowa FSI pozwala na szczegółową analizę bardzo wielu parametrów węzła, w dalszej części rozdziału zaprezentowano jedynie wybrane wyniki, które najlepiej opisują różnice przebiegu zjawisk i procesów w analizowanych łożyskach w zależności od zastosowanego materiału pokrycia.

Komentarza wymagają również rezultaty analiz otrzymane w pobliżu krawędzi wylotowej szczeliny smarnej, szczególnie wartości temperatury oraz ciśnienia. Obszar ten leży w pobliżu ścięcia krawędzi. Dochodzi tam lokalnie do dużego spadku ciśnienia filmu, nawet do wartości poniżej zera ciśnienia bezwzględnego. Jest to skutkiem nieuwzględnienia zjawiska kawitacji. Duże gradienty ciśnienia i prędkości oraz gwałtowna zmiana kształtu deformacji powierzchni ślizgowej filmu wylotowego (rys. 3.36) wpływają na lokalny rozkład temperatury w tym obszarze. Dla dokładnego zbadania tych efektów wymagane byłoby zagęszczenie siatki obliczeniowej tego obszaru oraz uwzględnienie kawitacji, czego nie zrealizowano. Z tego powodu wyniki analiz prezentowane w dalszej części rozdziału nie uwzględniają wartości uzyskanych dla ścięć krawędzi (dotyczy to profili oraz pól zmienności parametrów).

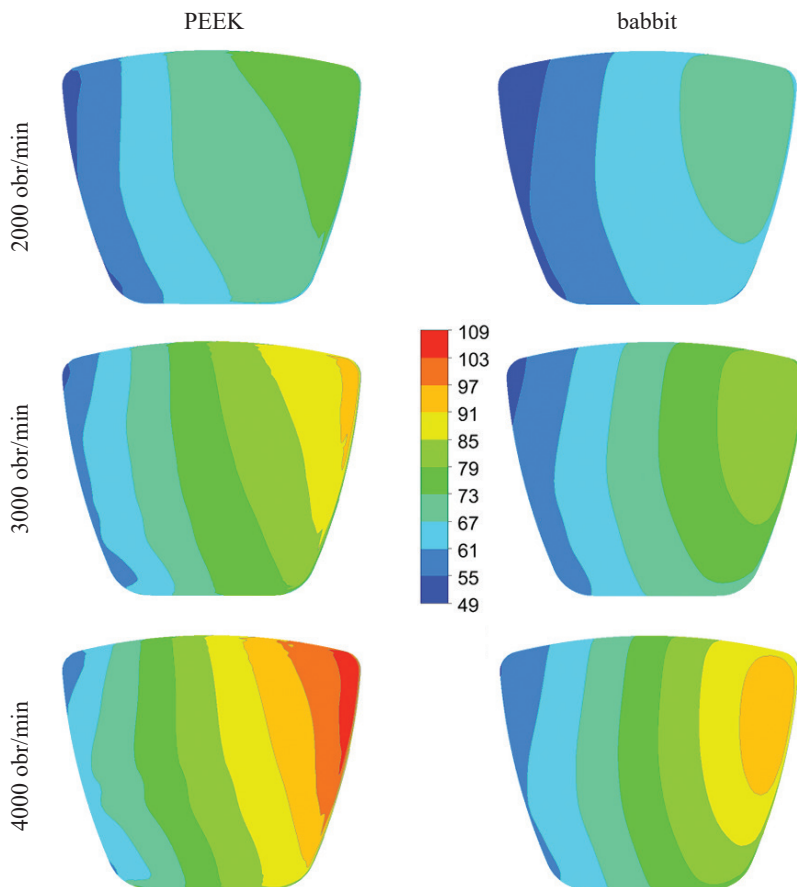
3.3.1. Wpływ prędkości obrotowej

Prędkość obrotowa tarczy wału stanowi jedno z wymuszeń, którego wpływ na przebieg zjawisk towarzyszących działaniu łożyska jest największy. Dotyczy to zwłaszcza efektów cieplnych i związanych z przepływem oleju. Od prędkości zależy intensywność ścinania oleju w szczelinie smarnej i tym samym wartość strat ciepła w łożysku. Zwiększony przepływ ciepła przez segment zwiększa jego deformacje termiczne. Zmiana prędkości tarczy wpływa także na zmianę prędkości przepływu oleju w przestrzeniach międzysegmentowych, a tym samym na zjawisko przejmowania ciepła przez olej omywający segment i tarczę. Ponadto, zwiększenie prędkości obrotowej powoduje zwykle powiększenie grubości filmu olejowego, co jest efektem związanym z większym przepływem oleju przez szczelinę smarną.

Na rys. 3.17 porównano wyniki obliczeń pola temperatury powierzchni ślizgowej segmentu z pokryciem PEEK (po lewej stronie) i babbitem (po prawej stronie). Kierunek prędkości obrotowej jest zgodny z ruchem wskazówek zegara, tak jak zaznaczono to na rys. 3.1. Obliczone temperatury powierzchni segmentu pokrytego PEEK są wyższe niż w przypadku pokrycia z babbitem. Kształt izoterm jest różny dla obu analizowanych materiałów. Powierzchnia segmentu z PEEK ma najwyższą temperaturę dla danej prędkości wzdłuż krawędzi wylotowej w pobliżu zewnętrznego promienia łożyska. Inaczej jest w przypadku pokrycia z babbitem, dla którego maksymalna temperatura znajduje się w pobliżu punktu 75% L / 90% B.

Temperatura wlotowa powierzchni ślizgowej jest również wyższa w przypadku pokrycia PEEK (rys. 3.17), przy czym większe różnice można zaobserwować dla większych prędkości obrotowych.

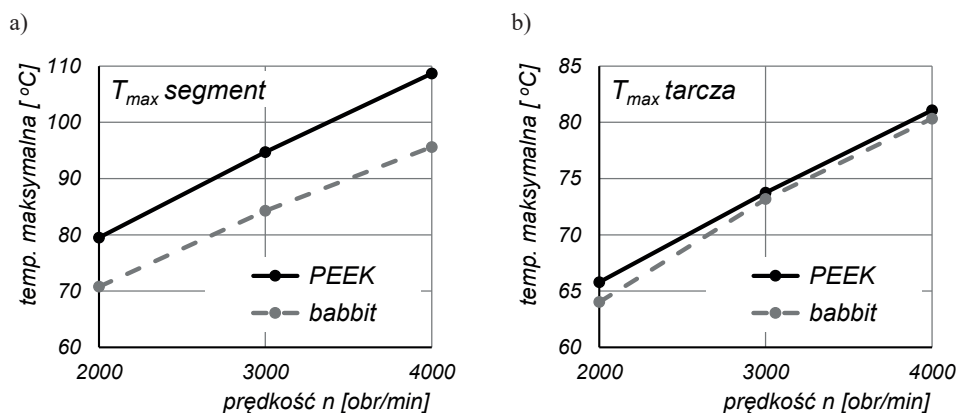
Na rys. 3.18 porównano wyniki obliczeń temperatury maksymalnej powierzchni ślizgowej T_{\max} segmentu (rys. 3.18a) oraz tarczy wału (rys. 3.18b). W obu przypadkach większą wartość temperatury T_{\max} wyznaczono dla segmentu pokrytego PEEK. Maksymalna temperatura białego metalu jest niższa od PEEK o około 10°C dla $n = 2000$ obr/min oraz o około $12,3^{\circ}\text{C}$ dla $n = 4000$ obr/min. Znacznie mniejsze różnice zaobserwowano dla powierzchni tarczy, gdzie obliczone temperatury różniły się jedynie maksymalnie o $1,8^{\circ}\text{C}$ ($n = 2000$ obr/min).



Rys. 3.17. Temperatura powierzchni ślizgowej segmentu [$^{\circ}\text{C}$] dla różnych prędkości tarczy oraz materiałów pokrycia ($p_{sr} = 3,65$ MPa)

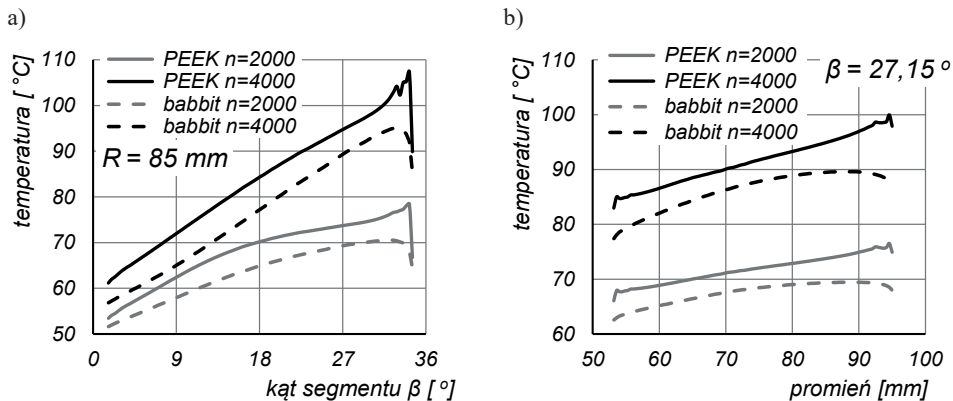
Na rys. 3.19 zilustrowano wyniki obliczeń profili obwodowych oraz promieniowych temperatury powierzchni ślizgowej segmentu. Profile obwodowe (rys. 3.19a) porównano dla promienia łożyska $R = 85$ mm (75% długości promieniowej segmentu L) (rys. 3.1), a promieniowe (rys. 3.19b) – dla kąta segmentu $27,15^{\circ}$ (75% zakresu kąтового β_2) (rys. 3.1). Analiza

była prowadzona dla trzech poziomów prędkości, jednak w celu zapewnienia odpowiedniej czytelności wykresów umieszczono na nich jedynie wyniki dla dwóch skrajnych wartości prędkości ($n = 2000$ i 4000 obr/min) i obu materiałów pokrycia. Przy danej prędkości obrotowej wyższą temperaturę powierzchni odnotowano dla segmentu z pokryciem PEEK. Dotyczy to całego zakresu kąтового i promieniowego segmentu. W pobliżu wylotu ze szczeliny widoczne jest zaburzenie zmienności temperatury, związane z wpływem obecności ściecia krawędzi. Temperatura powierzchni białego metalu jest niższa od temperatury PEEK średnio o około $2\text{--}5^\circ\text{C}$ dla 2000 obr/min i $5\text{--}8^\circ\text{C}$ dla 4000 obr/min. Jedynie w obszarze wylotowym różnice są wyższe. Analizując temperaturę na profilu promieniowym, można zauważyć, że wzrost temperatury od promienia wewnętrznego do zewnętrznego dla PEEK jest w przybliżeniu stały (rys. 3.19b). Inaczej wygląda sytuacja w przypadku segmentu z białym metalem, dla którego obserwuje się wzrost temperatury do osiągnięcia maksimum dla położenia promieniowego około 75% L, po czym temperatura powierzchni maleje.

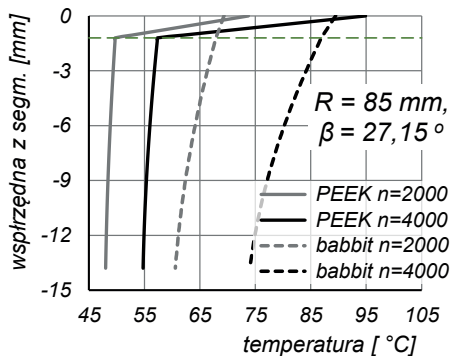


Rys. 3.18. Maksymalna temperatura T_{max} [°C] ($p_{sr} = 3,65$ MPa):
a) powierzchni ślizgowej segmentu; b) powierzchni ślizgowej tarczy wału

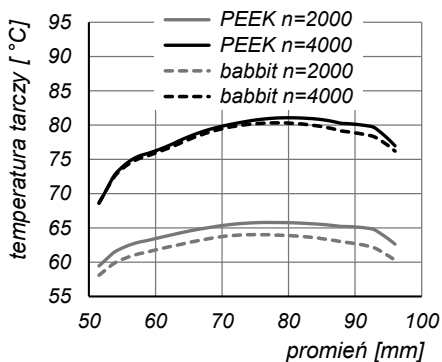
Rozkład temperatury w funkcji grubości segmentu dla punktu powierzchni 75% L / 75% β_z pokazano na rys. 3.20. Na osi pionowej odznaczono współrzędną osiową segmentu, wartość współrzędnej $z = 0$ wskazuje powierzchnię ślizgową. Poziomą linią kreskową ($z = -1,2$ mm) oznaczono granicę pomiędzy warstwą pokrycia oraz podstawą segmentu. Wyznaczony rozkład zmiany temperatury zależy jakościowo od analizowanego materiału pokrycia. Temperatura powierzchni ślizgowej PEEK jest wyższa od temperatury białego metalu ($z = 0$). Równocześnie zmiana temperatury na grubości warstwy PEEK jest bardzo duża i wynosi od 24°C dla 2000 obr/min do $37,5^\circ\text{C}$ dla 4000 obr/min. Inaczej wygląda sytuacja w przypadku białego metalu, dla którego uzyskano zmianę temperatury na grubości warstwy od $1,5^\circ\text{C}$ do $2,6^\circ\text{C}$. Z kolei w stalowej podstawie segment z pokryciem babbitem charakteryzuje się większą zmianą temperatury (od $7,3$ do $12,7^\circ\text{C}$) niż segment z PEEK, dla którego zmiana temperatury na grubości wynosi jedynie od $1,7$ do $2,6^\circ\text{C}$.



Rys. 3.19. Temperatura powierzchni ślizgowej segmentu [$^{\circ}\text{C}$] ($p_{sr} = 3,65$ MPa): a) w kierunku obwodowym, $R = 85$ mm (75% L); b) w kierunku promieniowym, $\beta = 27,15^\circ$ (75% B)



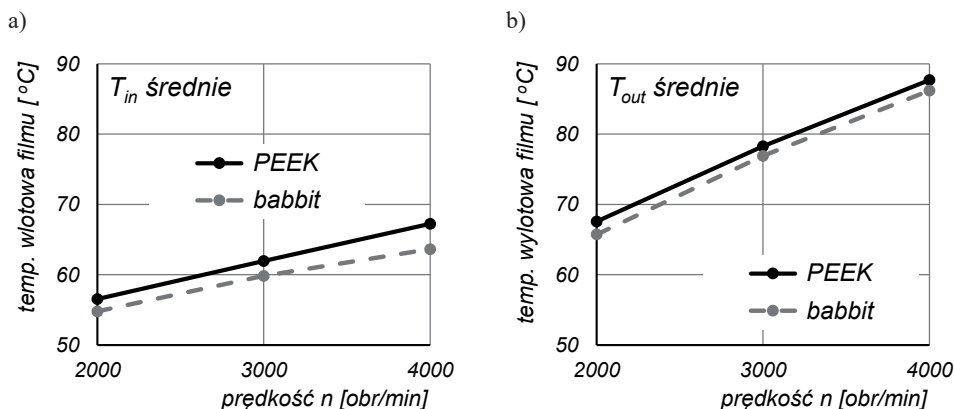
Rys. 3.20. Rozkład temperatury na grubości segmentu dla punktu $r / \theta = 75\% / 75\%$, ($p_{sr} = 3,65$ MPa, pozioma linia kreskowa oznacza granicę pomiędzy warstwą pokrycia a podstawą segmentu)



Rys. 3.21. Temperatura powierzchni ślizgowej tarczy wału [$^{\circ}\text{C}$], rozkład promieniowy ($p_{sr} = 3,65$ MPa)

Rozkład temperatury wzdłuż promienia powierzchni ślizgowej tarczy wału pokazano na rys. 3.21. Obliczona temperatura tarczy była nieznacznie wyższa w przypadku segmentu pokrytego PEEK. Większe różnice w wyznaczonych profilach temperatury są widoczne dla mniejszej prędkości obrotowej. Profile obliczone dla 4000 obr/min są do połowy długości promieniowej łożyska ($R_{sr} = 73,75$ mm) bardzo podobne dla obu materiałów pokryć. W pozostałym obszarze wartości temperatury tarczy w badaniach segmentu pokrytego PEEK są nieco wyższe.

Na rys. 3.22 przedstawiono wynik średniej temperatury (średnia ważona po powierzchni) w oknie wlotowym (T_{in}) i wylotowym (T_{out}) filmu olejowego. Obie temperatury są wyższe w przypadku łożyska z pokryciem polimerem PEEK. Średnia temperatura wlotowa oleju T_{in} dla łożyska z PEEK była wyższa od łożyska z białym metalem od 1,8 do 3,6°C (rys. 3.22a). Największe różnice występują dla prędkości 4000 obr/min. Dla 2000 obr/min różnice w wartości średniej temperatury wylotowej T_{out} były mniejsze i wynosiły maksymalnie 1,8°C. Porównując rys. 3.22a i rys. 3.22b, można stwierdzić, że największy wzrost wartości średniej temperatury pomiędzy wlotem i wylotem występuje dla przypadku największej prędkości, czyli dla warunków, w których intensywność ścinania oleju (generowania ciepła w szczelinie) jest największa.



Rys. 3.22. Średnia temperatura oleju [°C] ($p_{sr} = 3,65$ MPa): a) wlotowa filmu; b) wylotowa filmu

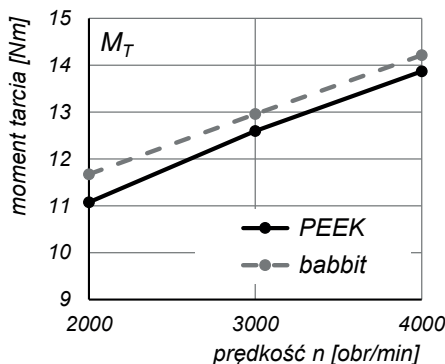
Przy wykorzystaniu wyników obliczeń CFD uzyskanych z części płynowej modelu FSI możliwe było wyznaczenie wartości momentu tarcia M_T w łożysku według zależności:

$$M_T = i \int_A \tau_\theta R dA \quad (3.17)$$

gdzie: i – liczba segmentów [–], A – powierzchnia ścianek segmentu [m^2], τ_θ – naprężenie ścinające na ściankach w kierunku obwodowym [Pa], R – promień [m].

Uwzględniając w zależności (3.17) wszystkie ścianki boczne segmentu, uzyskuje się całkowitą sumę strat przepływu oleju w szczelinie smarnej oraz strat związanych z opływem segmentu. Wyznaczone wartości momentu tarcia zostały pokazane na rys. 3.23. Dla całego analizowanego zakresu prędkości większy moment tarcia otrzymano dla łożyska z pokry-

ciem babbitem. Różnice obliczonej wartości M_T nie są jednak duże, maksymalnie 0,6 Nm przy 2000 obr/min, a minimalnie 0,3 Nm przy 4000 obr/min.



Rys. 3.23. Moment tarcia M_T [Nm] ($p_{sr} = 3,65$ MPa)

Na rys. 3.24a pokazano wyniki obliczeń średniej temperatury na końcu kanału wylotowego modelu płynowego T_{splyw} (średnia ważona po powierzchni). Wyznaczone za pomocą FSI temperatury wylotowe oleju były porównywalne dla obu przypadków pokryć segmentów. Niewiele wyższe temperatury T_{splyw} otrzymano dla łożyska z pokryciem babbitem.

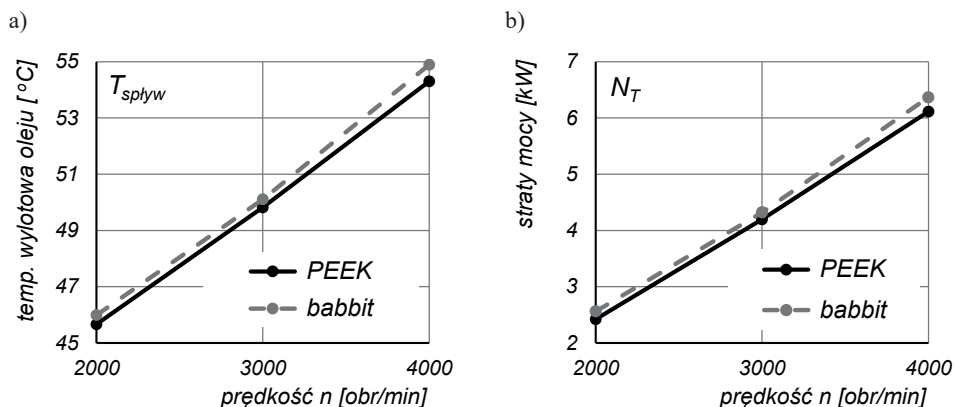
Korzystając z wartości temperatury wylotowej oleju obliczonej z modelu, wyznaczono także straty mocy w łożysku N_T (rys. 3.24b) z wykorzystaniem metody kalorymetrycznej według zależności (3.18):

$$N_T = c_p \cdot \rho_p \cdot Q_c^* \cdot (T_{splyw} - T_s) \quad (3.18)$$

Obliczone w ten sposób straty mocy są nieco większe od strat wynikających z wyznaczonego dla łożyska momentu tarcia (rys. 3.23), ponieważ uwzględniają także straty przepływu oleju w modelowanym fragmencie korpusu łożyska oraz kanale wylotowym oleju. Straty mocy N_T są wprost proporcjonalne do różnicy temperatury oleju na wlocie T_s i wylocie z korpusu łożyska T_{splyw} . Przy założonej stałej wartości temperatury wlotowej oleju ($T_s = 40^\circ\text{C}$) wyznaczone straty mocy, analogicznie do wyniku temperatury T_{splyw} , były większe dla łożyska z pokryciem babbitem. Różnice są niewielkie, wynoszą zaledwie od 0,12 kW do 0,25 kW.

Generowane w szczelinie smarnej ciepło jest unoszone z olejem oraz przekazywane do segmentu i tarczy wału. Korzystając z rozwiązania CFD, można było wyznaczyć wartości strumieni ciepła przekazywanych ze szczeliny smarnej do segmentu Q_{seg} oraz tarczy wału Q_{tarcza} za pomocą zależności:

$$Q = \int_A q dA \quad (3.19)$$



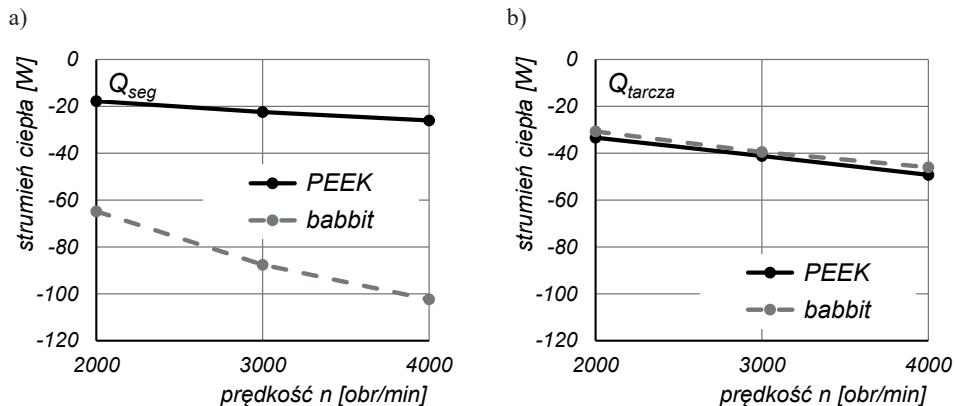
Rys. 3.24. Wynik obliczeń FSI ($p_{sr} = 3,65$ MPa): a) temperatura oleju na wylocie modelu T_{splyw} [$^{\circ}\text{C}$]; b) straty mocy w łożysku N_T [kW]

Na rys. 3.25 porównano wyznaczone wartości strumienia ciepła wprowadzonego do segmentu (rys. 3.25a) i tarczy wału (rys. 3.25b) dla obu analizowanych materiałów. Wartości ujemne oznaczają, że ciepło ze szczeliny smarnej wpływa do wewnątrz elementów łożyska przez powierzchnie ślizgowe. Wyniki obliczeń strumieni ciepła wprowadzanego do segmentu ujawniają bardzo duże różnice w przebiegu zjawisk i procesów w zależności od materiału pokrycia. Izolujące ciepłe działanie PEEK powoduje, że do segmentu wpływa od 3,6 (2000 obr/min) do 3,9 (4000 obr/min) razy mniej ciepła niż w przypadku pokrycia segmentów łożyska babbitem. W przypadku tarczy ślizgowej sytuacja wygląda inaczej: wpływające do niej strumienie ciepła są porównywalne dla obu materiałów, przy czym nieznacznie więcej ciepła dostaje się do tarczy w czasie jej współpracy z segmentem pokrytym PEEK (maksymalnie 3,2 W).

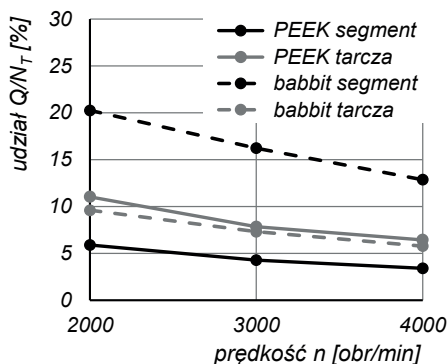
Na rys. 3.26 pokazano procentowe udziały strumieni ciepła przekazywanych do segmentu i tarczy wału w proporcji do całkowitych strat mocy wyznaczonych według zależności (3.18). Procentowy udział generowanego w łożysku ciepła przekazywanego do segmentu i tarczy zmniejsza się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału dla obu analizowanych materiałów. Dla małej prędkości obrotowej około 20% ciepła generowanego w łożysku wpływa do segmentu pokrytego babbitem. W przypadku segmentu z pokryciem PEEK jest to tylko niewiele powyżej 5%. Inaczej jest w przypadku tarczy wału, do której wpływa podobny udział ciepła generowanego w łożysku dla obu materiałów pokrycia, tj. około 10% dla 2000 obr/min i 6% dla 4000 obr/min.

Ciepło z segmentu jest przejmowane na jego ściankach bocznych i spodzie przez opływający go olej. Strumienie ciepła przejmowane przez olej na poszczególnych ściankach swobodnych segmentu zostały porównane na rys. 3.27. W przypadku obu materiałów pokrycia najwięcej ciepła jest przejmowane na ściance spodniej i wylotowej (poniżej krawędzi wylotowej filmu) segmentu. Najmniej ciepła jest odprowadzane z segmentu poprzez ściankę wewnętrznego promienia i wlotową (poniżej krawędzi wlotowej filmu). Zwiększenie prędkości obrotowej tarczy wału powoduje równomierny wzrost strumieni ciepła przejmowanych ze

ścianek segmentu, przy czym znacznie większe co do wartości strumienie są przekazywane w przypadku segmentu pokrytego białym metalem.



Rys. 3.25. Strumień ciepła Q [W] ($p_{sr} = 3,65$ MPa): a) przepływający przez powierzchnię ślizgową segmentu Q_{seg} ; b) przepływający przez powierzchnię ślizgową tarczy Q_{tarcza}

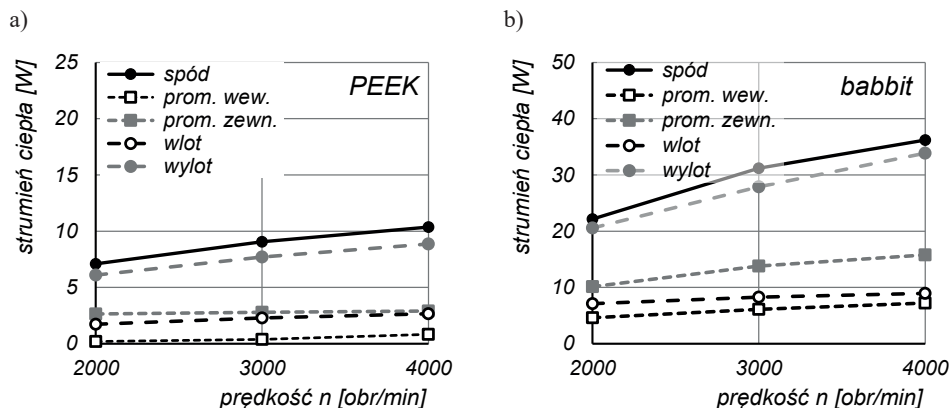


Rys. 3.26. Udział strumieni ciepła przepływających przez segmenty i tarczę wału w stosunku do strat mocy w łożysku Q/N_T [%] ($p_{sr} = 3,65$ MPa)

Przeprowadzona analiza FSI umożliwia określenie wartości współczynnika przyjmowania ciepła h_c na ściankach segmentu, zgodnie z zależnością:

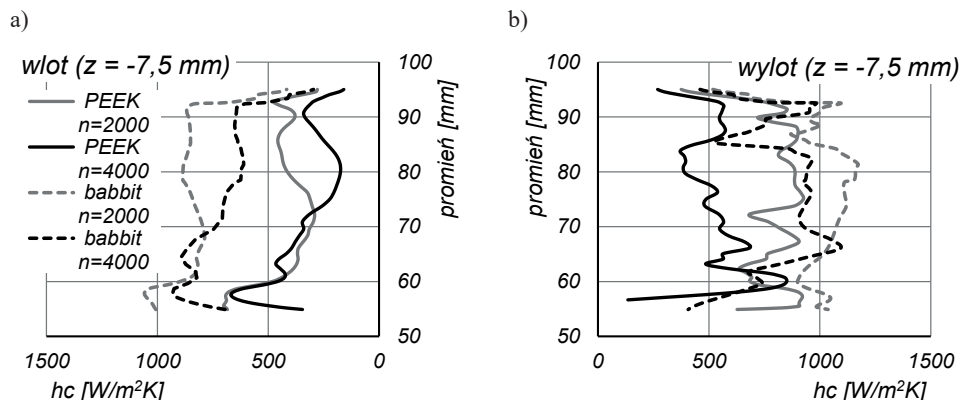
$$h_c = \frac{q}{T_{seg} - T_a} \quad (3.20)$$

Ponieważ gęstość strumienia ciepła q na bocznych ściankach segmentu oraz temperatury ścianek segmentu T_{seg} są wynikiem obliczeń FSI, współczynnik przyjmowania ciepła h_c można wyznaczyć, znając wartość temperatury oleju w korpusie łożyska T_a . Na potrzeby prowadzonych obliczeń założono, że temperatura odniesienia jest równa temperaturze oleju na wlocie $T_a = T_s = 40^\circ\text{C}$.

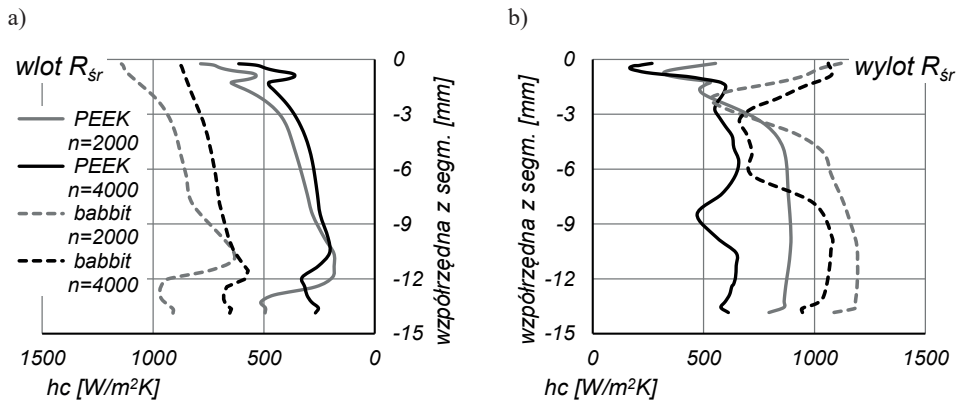


Rys. 3.27. Strumienie ciepła przyjmowane przez olej na poszczególnych ściankach segmentu [W] ($p_{sr} = 3,65$ MPa): a) z pokryciem PEEK; b) z pokryciem babbitem

Na rys. 3.28 pokazano obliczony współczynnik przyjmowania ciepła dla profilu promieniowego ścianki wlotowej i wylotowej na wysokości $z = -7,5$ mm. Natomiast na rys. 3.29 przedstawiono rozkład zmienności współczynnika h_c na wysokości segmentu dla ściany wlotowej i wylotowej oraz średniego promienia łożyska $R_{sr} = 73,75$ mm. Jak opisywano wcześniej, wartość współczynnika przyjmowania ciepła zależy m.in. od prędkości przepływu oleju omywającego segment. W korpusie łożyska przepływ oleju jest spowodowany obracającą się tarczą wału. Jego charakter jest bardzo skomplikowany, z trójwymiarową zmiennością oraz z wieloma strukturami wirowymi. Nierównomierny przepływ oleju omywającego segment wpływa na lokalną zmienność w przyjmowaniu ciepła ze ściany segmentu. Wyraża się ona zmienną wartością współczynnika h_c , która jest widoczna w wynikach obliczeń.



Rys. 3.28. Promieniowy rozkład współczynnika przyjmowania ciepła h_c [W/m²K] w płaszczyźnie 7,5 mm poniżej powierzchni ślizgowej segmentu ($z = -7,5$ mm, $p_{sr} = 3,65$ MPa): a) na ścianie wlotowej; b) na ścianie wylotowej

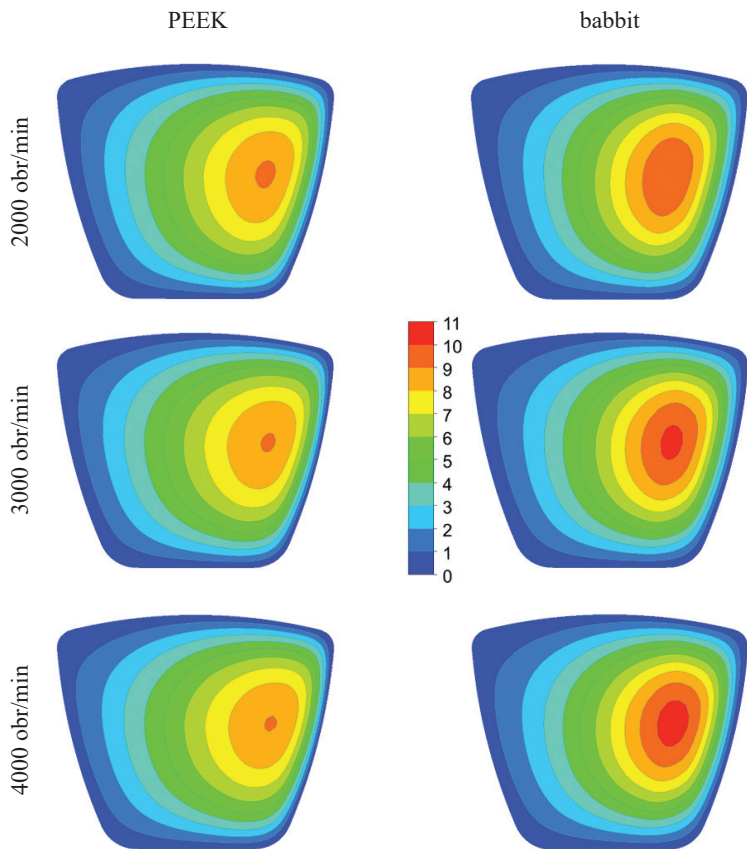


Rys. 3.29. Rozkład współczynnika przyjmowania ciepła h_c [W/m^2K] na grubości segmentu ($R_{sr} = 73,75$ mm, $p_{sr} = 3,65$ MPa): a) na ścianie wlotowej; b) na ścianie wylotowej

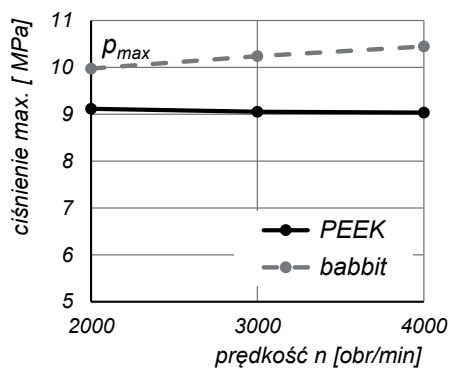
Rozważając zmienność współczynnika przyjmowania ciepła dla profilu promieniowego ścianek wlotowej i wylotowej (rys. 3.28), można zauważyć, że większe wartości h_c wyliczono dla segmentu z pokryciem babbitem. Na ścianie wlotowej wartość współczynnika przyjmowania ciepła jest największa w pobliżu promienia wewnętrznego segmentu. Na wylocie wartość h_c – pomijając lokalne fluktuacje – jest dość zbliżona na całym promieniu. Wyznaczony współczynnik przyjmowania ciepła zmniejsza się wraz ze wzrostem prędkości dla obu materiałów pokryć. Nieco mniejsze fluktuacje zmienności współczynnika h_c można zaobserwować w funkcji wysokości segmentu (rys. 3.29). W tym przypadku widoczne są te same trendy co dla profili promieniowych tego parametru, tj. większe wartości dla segmentu pokrytego białym metalem oraz zmniejszenie h_c ze wzrostem prędkości. Jak wykazują zaprezentowane wyniki, wartość współczynnika przyjmowania ciepła jest zależna od rodzaju materiału pokrycia, który decyduje o polu temperatury w segmencie, oraz od położenia rozważanego punktu powierzchni, ponieważ wokół segmentu wskutek jego opływu olejem panują zróżnicowane warunki dla wymiany ciepła.

Na rys. 3.30 porównano wyniki obliczeń ciśnienia filmu. Po lewej stronie przedstawiono rezultaty uzyskane dla pokrycia PEEK, natomiast po prawej – dla białego metalu (kierunek prędkości zgodny z ruchem wskazówek zegara). Otrzymane wyniki wskazują, że wartość ciśnienia maksymalnego oleju w filmie jest większa w przypadku segmentu pokrytego babbitem, a wpływ prędkości obrotowej wału na ciśnienie filmu jest nieznaczny.

Wyniki ciśnienia maksymalnego filmu porównano na rys. 3.31. Mniejsze wartości ciśnienia (nawet o około 1,4 MPa dla 4000 obr/min) uzyskano dla segmentu z pokryciem PEEK. Wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej z 2000 do 4000 obr/min ciśnienie maksymalne w filmie tego segmentu spada nieznacznie (o około 0,08 MPa). Inaczej jest w przypadku segmentu z białym metalem, dla którego wraz ze wzrostem prędkości maksymalne ciśnienie oleju w filmie rośnie o około 0,48 MPa.

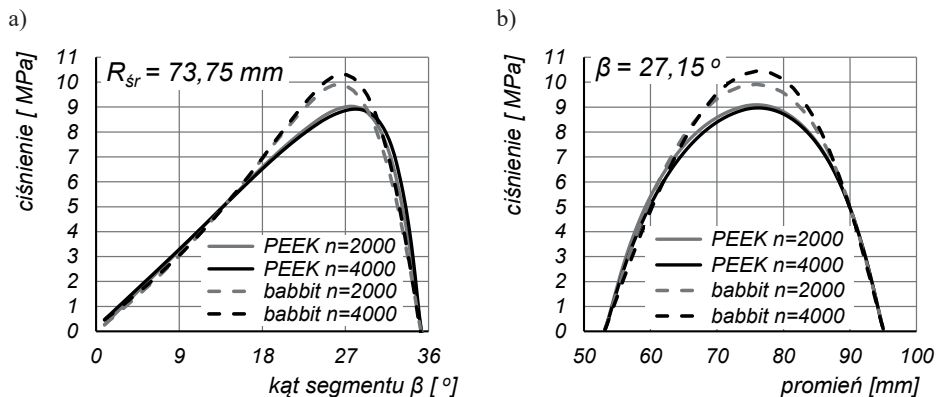


Rys. 3.30. Ciśnienie oleju w filmie smarnym [MPa] dla różnych prędkości tarczy oraz materiałów pokrycia segmentu ($p_{sr} = 3,65$ MPa)



Rys. 3.31. Maksymalne ciśnienie oleju w filmie p_{max} [MPa] ($p_{sr} = 3,65$ MPa)

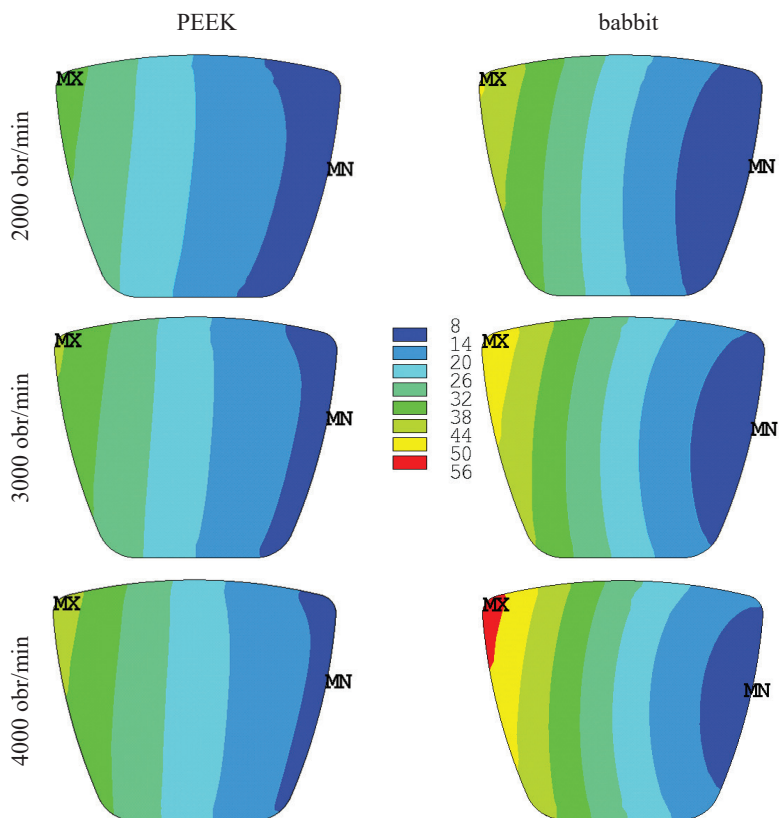
Na rys. 3.32 porównano profile obwodowe (rys. 3.32a) na średnim promieniu łożyska R_{sr} (50% L) oraz promieniowe (rys. 3.32b) dla kąta $\beta = 27,15^\circ$ (75% β_z) zmienności ciśnienia oleju w filmie smarnym segmentów z pokryciem PEEK oraz babbitem.



Rys. 3.32. Rozkład ciśnienia oleju w filmie [MPa] ($p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$): a) w kierunku obwodowym, $R_{sr} = 73,75 \text{ mm}$ (50% L); b) w kierunku promieniowym, $\beta = 27,15^\circ$ (75% β_z)

W obszarze wlotowym ($\beta < 14^\circ$) oraz wylotowym ($\beta > 30^\circ$) ze szczeliny nieco większe ciśnienia uzyskano dla segmentu z PEEK. W centralnej części segmentu ($14^\circ < \beta < 30^\circ$) w łożysku z białym metalem ciśnienia obwodowe były większe niż w łożysku z PEEK. Jednocześnie zaobserwowano, że ciśnienie maksymalne filmu w przekroju obwodowym segmentu z PEEK znajduje się nieco dalej w kierunku wylotu z filmu ($\beta = 28^\circ$) niż w przypadku segmentu z białym metalem ($\beta = 26,3^\circ$). Jest to wynikiem różnic kształtu szczeliny i pochylenia segmentu, zależnych od materiału pokrycia. Ciśnienia w filmie dla profili promieniowych segmentu PEEK są nieco większe dla promienia $R < 60 \text{ mm}$. W pozostałym obszarze ciśnienie jest wyższe w filmie dla segmentu z białym metalem. Wyjątek stanowi zakres promienia $R > 90 \text{ mm}$, dla którego profile ciśnień PEEK i białego metalu się pokrywają. Na obu profilach dobrze widoczny jest także stosunkowo słaby wpływ prędkości obrotowej na wartości ciśnień filmu.

Na rys. 3.33 porównano wyniki obliczeń rozkładu geometrii filmu smarnego, po lewej stronie uzyskane dla pokrycia PEEK, po prawej natomiast – dla białego metalu (kierunek prędkości zgodny z ruchem wskazówek zegara). Minimalna grubość filmu dla obu przypadków znajdowała się w pobliżu połowy długości promieniowej krawędzi wylotowej szczeliny (symbol MN). Wartość maksymalna grubości filmu znajdowała się natomiast w pobliżu zewnętrznego promienia krawędzi wlotowej (symbol MX). Dla danej prędkości znacznie większe wysokości szczeliny na wlocie zostały uzyskane w przypadku segmentu pokrytego babbitem. Kształty linii równej grubości filmu (granice obszarów warstwic na rys. 3.33) są różne w zależności od materiału pokrycia segmentu (kierunek zagięcia warstwic jest przeciwny). Świadczy to o różnym kształcie powierzchni ślizgowej analizowanych łożysk.

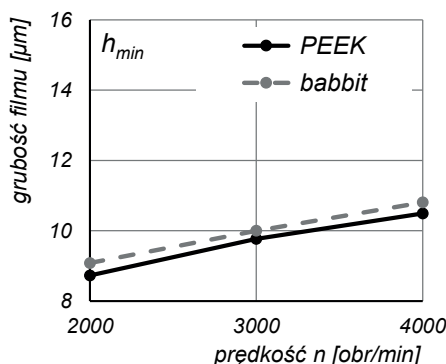


Rys. 3.33. Rozkład grubości filmu [μm] dla różnych prędkości tarczy oraz materiałów pokrycia segmentu ($p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$)

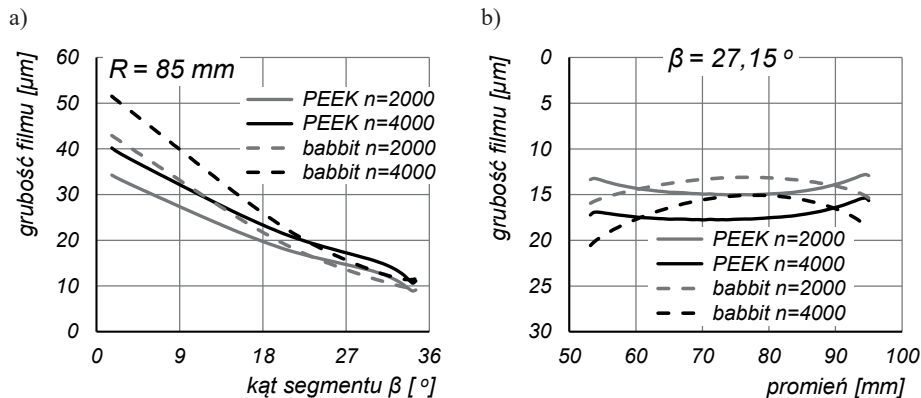
Na rys. 3.34 zestawiono porównanie wyników minimalnej grubości filmu h_{\min} w funkcji prędkości obrotowej tarczy. Uzyskane wartości były bardzo zbliżone, przy czym nieznacznie mniejsze grubości filmu wyznaczono dla łożyska z pokryciem PEEK (przy 2000 obr/min $h_{\min} = 8,7 \mu\text{m}$ dla PEEK oraz $9,1 \mu\text{m}$ dla babbitu). Stosunek grubości filmu do chropowatości powierzchni ślizgowej segmentów ($R_c = 1,4 \div 2,1 \mu\text{m}$; R_c jest średnią wartością wszystkich wzniesień i wgłębień profilu) wynosi od około 4 do 6,5. Wskazuje to, że łożysko działałoby w warunkach tarcia płynnego [125]. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej z 2000 do 4000 obr/min minimalna grubość filmu wzrosła o podobną wartość dla obu łożysk, tj. o około $1,8 \mu\text{m}$ (około 20%).

Na rys. 3.35 porównano profile obwodowe oraz promieniowe grubości filmu. Profile obwodowe (rys. 3.35a) pokazano dla promienia łożyska $R = 85 \text{ mm}$ ($75\% L$), a promieniowe (rys. 3.35b) – dla kąta segmentu $27,15^\circ$ ($75\% \beta_s$). Wyznaczone pochylenie obwodowe segmentu z pokryciem PEEK było mniejsze w porównaniu z łożyskiem z pokryciem babbitem. Grubość filmu na wlocie segmentu PEEK była mniejsza o $5,8 \mu\text{m}$ dla 2000 obr/min oraz o $8,4 \mu\text{m}$ dla 4000 obr/min, podczas gdy minimalna grubość filmu była zbliżona. Oprócz różnic w pochyleniu szczeliny warto odnotować także różnice w kształcie filmu. W przypad-

ku łożyska z pokryciem białym metalem zmniejszenie grubości filmu wraz ze zbliżaniem się do krawędzi wylotowej ($\beta = 36^\circ$) jest równomierne. Inaczej wygląda sytuacja w przypadku segmentu z PEEK, dla którego w obszarze wylotowym ($\beta > 22^\circ$) (rys. 3.35a) widoczne jest zagłębienie powierzchni (wklęsłość, kształt kieszeniowy). Różnice w kształcie filmu bardzo dobrze widoczne są również w wynikach profili promieniowych filmu (rys. 3.35b). W przypadku łożyska z pokryciem PEEK największą wysokość szczeliny dla analizowanego przekroju otrzymano dla środka długości promieniowej łożyska, najmniejszą zaś – w pobliżu wewnętrznego promienia. Kształt filmu w przypadku łożyska z pokryciem babbitem jest odmienny. Co interesujące, w przypadku obu typów łożysk wyznaczone minimalne grubości filmu w przekroju promieniowym są podobne, jednak występują w innym miejscu (PEEK na brzegu segmentu, babbitt w środku).



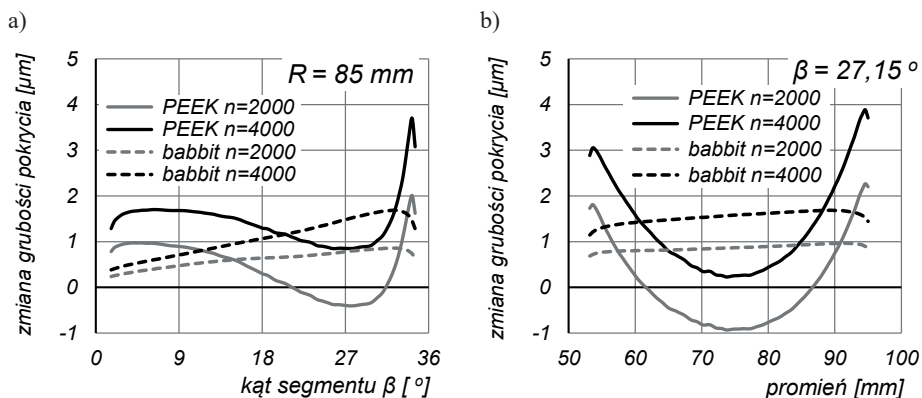
Rys. 3.34. Minimalna grubość filmu h_{min} [μm] ($p_{sr} = 3,65$ MPa)



Rys. 3.35. Grubość filmu [μm] ($p_{sr} = 3,65$ MPa): a) w kierunku obwodowym, $R = 85$ mm (75% L); b) w kierunku promieniowym, $\beta = 27,15^\circ$ (75% β_2)

Na kształt filmu smarowego wpływ ma nie tylko pozycja podparcia segmentu, ale również deformacje termosprężyste segmentu i pokrycia. Na rys. 3.36 pokazano zmianę grubości warstwy pokrycia w stosunku do grubości początkowej w funkcji prędkości pracy łożyska. Wartości dodatnie oznaczają, że początkowa grubość warstwy ślizgowej się zwiększyła,

ujemne natomiast – że zmalała. Zwiększenie grubości warstwy wynika z różnicy temperatury w rozpatrywanym kierunku (ekspansja termiczna materiału), natomiast zmniejszenie grubości jest skutkiem działania ciśnienia w filmie olejowym. Znacznie większe zmiany w grubości pokrycia segmentu zaobserwowano dla PEEK. Dodatkowo, charakter zmian grubości pokrycia różni się w zależności od materiału. Porównanie profili obwodowych (rys. 3.36a) uwidacznia znaczne zwiększenie grubości warstwy PEEK na wlocie do szczeliny. Jest to związane z większym spadkiem temperatury w kierunku grubości pokrycia oraz wyższą temperaturą pracy łożyska. Wraz ze wzrostem ciśnienia w filmie (zbliżaniem się do krawędzi wylotowej) pogrubienie warstwy się zmniejsza, a w przypadku małej prędkości obrotowej ($n = 2000$ obr/min) obserwuje się grubość mniejszą od początkowej (wartości ujemne). Ostatecznie, po zmniejszeniu się ciśnienia w obszarze krawędzi wylotowej otrzymane pogrubienie warstwy PEEK jest największe. W przypadku segmentu pokrytego babbitem wraz ze zbliżaniem się do wylotu grubość warstwy pokrycia rośnie proporcjonalnie do kąta β . Oznacza to, że wpływ deformacji warstwy ślizgowej wskutek działania ciśnienia na kształt filmu jest pomijalny, natomiast bardzo duży w przypadku pokrycia z PEEK. Porównanie profili promieniowych grubości filmu (rys. 3.35b) oraz zmiany grubości pokrycia (rys. 3.36b) pozwala wywnioskować, że w przypadku pokrycia segmentu babbitemem zmiana grubości filmu w tym kierunku wynika głównie z deformacji podstawy segmentu. Inaczej jest w przypadku segmentu z pokryciem PEEK, w którym na zmianę profilu promieniowego filmu wpływa głównie deformacja warstwy ślizgowej.



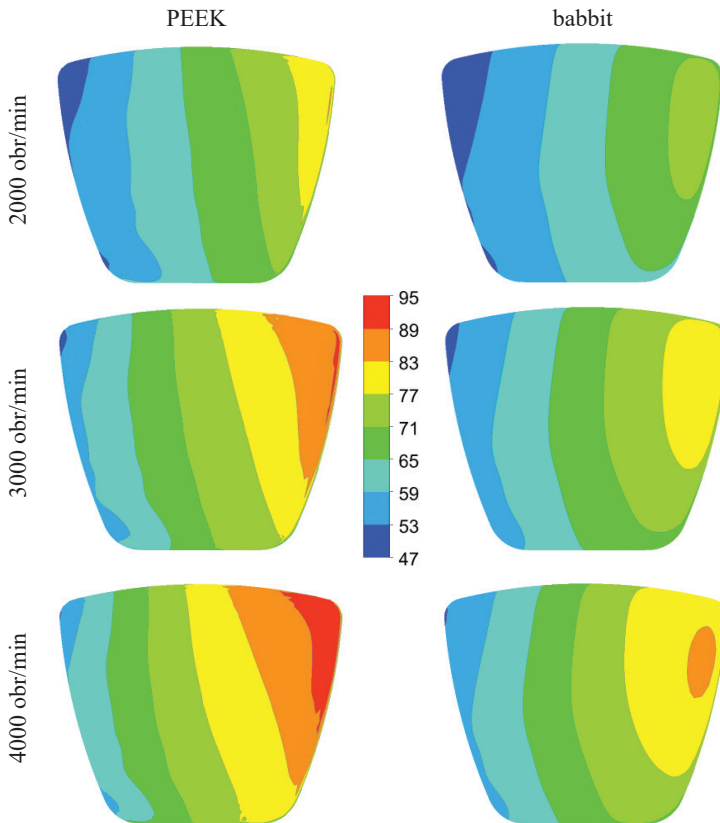
Rys. 3.36. Zmiana grubości warstwy pokrycia [μm] ($p_{sr} = 3,65$ MPa): a) w kierunku obwodowym, $R = 85$ mm (75% L); b) w kierunku promieniowym, $\beta = 27,15^\circ$ (75% β_2)

3.3.2. Wpływ nacisków średnich w łożysku

Naciski średnie są miarą obciążenia osiowego łożyska odniesionego do wielkości powierzchni ślizgowej segmentów. Obciążenie – oprócz prędkości – jest jednym z ważniejszych parametrów pracy łożyska. Wraz ze zmianą wartości nacisku średniego zmienia się wartość ciśnienia oleju w szczelinie, które równoważy obciążenie zewnętrzne przenoszone przez łożysko. Towarzyszy temu zwykle zmiana wysokości szczeliny smarnej, a tym samym gradientu prędkości ścinania oleju. W wyniku tych zjawisk zmienia się także intensywność

wydzielania ciepła w filmie, co wpływa na rozkład temperatury powierzchni w segmentach oraz tarczy wału. Zmiana obciążenia zewnętrznego oddziałuje również na deformacje segmentu, głównie sprężyste. Jednocześnie zmiana obciążenia łożyska powinna wywierać niewielki wpływ na przepływ oleju poza szczeliną smarną, a tym samym na zjawisko przewodzenia ciepła ze ścian segmentu przez omywający je olej.

Na rys. 3.37 pokazano wyniki obliczeń temperatury powierzchni ślizgowej segmentów łożyska i rozważanych nacisków średnich dla pokrycia PEEK (po lewej stronie) oraz białym metalem (po prawej stronie).

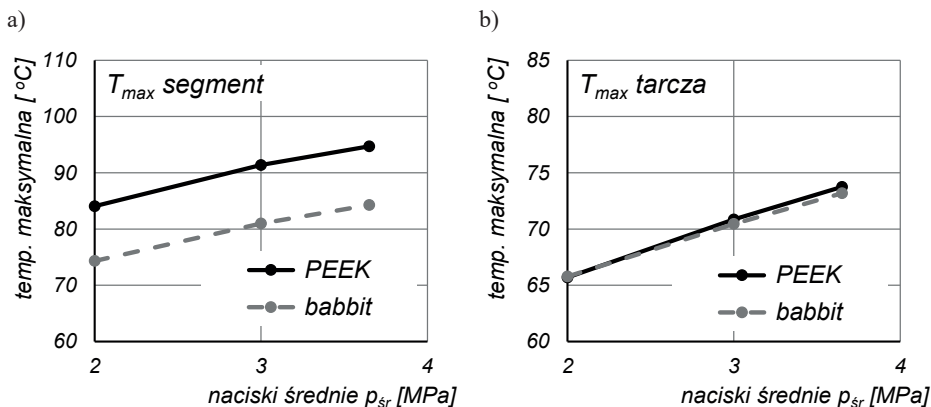


Rys. 3.37. Temperatura powierzchni ślizgowej segmentu [°C] dla różnych wartości nacisków średnich łożyska oraz materiałów pokrycia ($n = 3000$ obr/min)

Wyższą temperaturę otrzymano dla segmentu z PEEK, zarówno w obszarze wlotowym, jak i wylotowym ze szczeliny. Punkt temperatury maksymalnej jest porównywalny do wcześniej analizowanych przypadków. W łożysku z PEEK występuje wzdłuż krawędzi wylotowej blisko zewnętrznego promienia łożyska, natomiast w przypadku białego metalu – w pobliżu punktu 75% L / 90% β_z.

Maksymalne temperatury powierzchni ślizgowej obliczone dla segmentu oraz tarczy wału dla obu materiałów pokrycia zostały przedstawione na rys. 3.38. W przypadku seg-

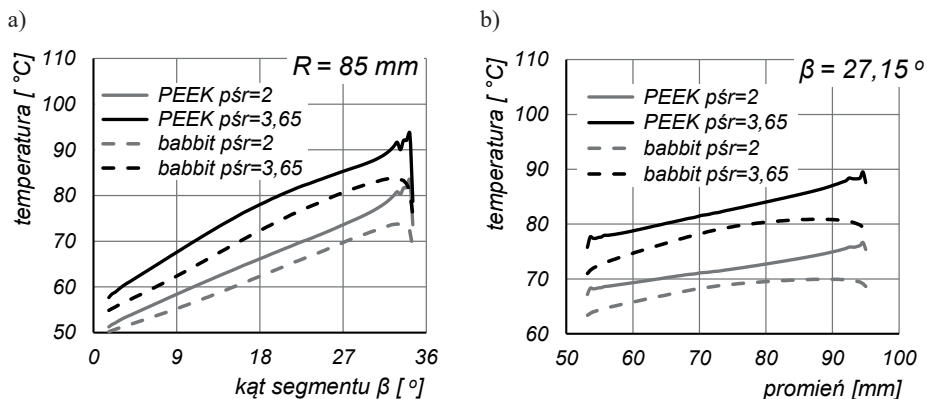
mentu zdecydowanie wyższą temperaturę (średnio o około 10°C) otrzymano dla pokrycia z PEEK. Dla tarczy wału różnice są znacznie mniejsze. W przypadku nacisku średniego $p_{sr} = 2 \text{ MPa}$ temperatura maksymalna jest dla obu materiałów jednakowa. Wraz ze wzrostem obciążenia widoczne stają się różnice w temperaturze tarczy, przy czym wyższe wartości (maksymalnie $0,6^{\circ}\text{C}$ przy $p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$) zaobserwowano dla tarczy współpracującej z segmentem z PEEK.



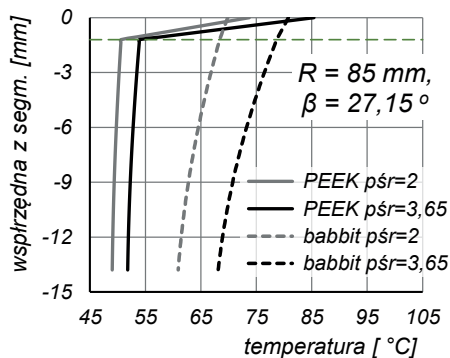
Rys. 3.38. Maksymalna temperatura T_{max} [$^{\circ}\text{C}$] ($n = 3000 \text{ obr/min}$):
a) powierzchni ślizgowej segmentu; b) powierzchni ślizgowej tarczy wału

Na rys. 3.39 porównano wyniki obliczeń profili obwodowych oraz promieniowych rozkładu temperatury na powierzchni ślizgowej segmentu. Profile obwodowe (rys. 3.39a) porównano dla promienia łożyska $R = 85 \text{ mm}$ ($75\% L$), a promieniowe (rys. 3.39b) – dla kąta segmentu $27,15^{\circ}$ ($75\% \beta_z$). Podobnie jak wcześniej, mimo przeprowadzenia analiz dla trzech poziomów nacisków średnich, rezultaty przedstawiono jedynie dla dwóch skrajnych wartości nacisku ($p_{sr} = 2$ i $3,65 \text{ MPa}$) oraz obu materiałów pokrycia. Przy danym poziomie nacisku średniego w łożysku wyższą temperaturę powierzchni otrzymano dla segmentu z pokryciem PEEK. Temperatura powierzchni białego metalu jest niższa od temperatury PEEK średnio o około $2\text{--}4^{\circ}\text{C}$ dla 2 MPa i $3\text{--}6^{\circ}\text{C}$ dla $3,65 \text{ MPa}$ (poza obszarem wylotowym, gdzie różnice są większe). Podobnie jak w przypadku wcześniej omawianych wyników wpływu prędkości tarczy, wzrost temperatury powierzchni od promienia wewnętrznego do zewnętrznego dla segmentu z pokryciem PEEK jest w przybliżeniu stały (rys. 3.39 b). Natomiast w przypadku segmentu z babbitem obserwuje się wzrost temperatury do osiągnięcia wartości maksymalnej dla promienia $R = 75\% L$, po czym temperatura spada.

Na rys. 3.40 pokazano rozkład temperatury w kierunku grubości segmentu dla punktu powierzchni $75\% L / 75\% \beta_z$. Spadek temperatury na grubości warstwy pokrycia jest większy dla PEEK i wynosi $23,1^{\circ}\text{C}$ przy nacisku $p_{sr} = 2 \text{ MPa}$ oraz $31,5^{\circ}\text{C}$ przy $p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$. Dla pokrycia z białego metalu obliczony spadek temperatury wyniósł, odpowiednio, $1,5^{\circ}\text{C}$ oraz $2,1^{\circ}\text{C}$. W podstawie segmentu większy spadek temperatury otrzymano w przypadku pokrycia babbitem (od $7,5$ do $10,6^{\circ}\text{C}$). Dla segmentu z PEEK wyniósł on od $1,6$ ($p_{sr} = 2 \text{ MPa}$) do $2,1^{\circ}\text{C}$ ($p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$).



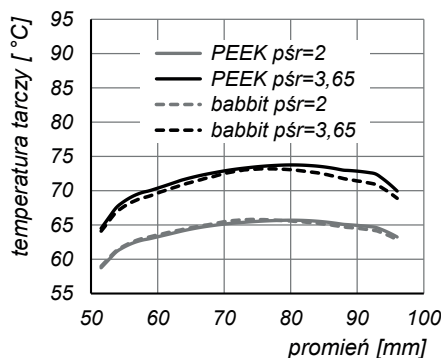
Rys. 3.39. Temperatura powierzchni ślizgowej segmentu [$^{\circ}\text{C}$] ($n=3000 \text{ obr/min}$): a) kierunek obwodowy, $R = 85 \text{ mm}$ (75% L); b) kierunek promieniowy, $\beta = 27,15^\circ$ (75% β)



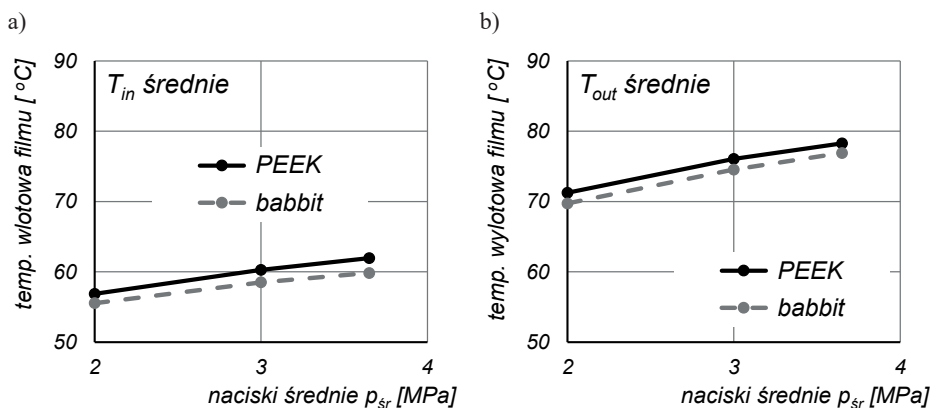
Rys. 3.40. Spadek temperatury na grubości segmentu dla punktu $r / \theta = 75\% / 75\%$, ($n = 3000 \text{ obr/min}$); pozioma linia kreskowa oznacza granicę pomiędzy warstwą pokrycia a podstawą segmentu

Rozkład temperatury powierzchni ślizgowej tarczy w kierunku promieniowym pokazano na rys. 3.41. Przy mniejszych naciskach średnich obliczony rozkład temperatury tarczy dla obu materiałów pokrycia był bardzo zbliżony (maksymalna różnica $0,5^{\circ}\text{C}$ jest nieistotna w świetle dokładności prowadzonych obliczeń). Dla nacisku średniego $p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$ powierzchnia ślizgowa tarczy miała wyższą temperaturę przy współdziałaniu z segmentem z pokryciem polimerowym, przy czym największa różnica temperatury jest widoczna w pobliżu zewnętrznego promienia tarczy (maksymalnie $1,5^{\circ}\text{C}$).

Na rys. 3.42 pokazano wynik średniej temperatury na wlocie (T_{in}) i wylocie (T_{out}) filmu. Obie temperatury były wyższe dla przypadku łożyska z pokryciem polimerem PEEK. Średnia temperatura wlotowa filmu T_{in} dla łożyska z PEEK była wyższa w porównaniu z łożyskiem z białym metalem o $1,3\text{--}2,1^{\circ}\text{C}$ (rys. 3.42a). Największe różnice występują dla nacisku $3,65 \text{ MPa}$. Różnice w wartości średniej temperatury wylotowej T_{out} były mniejsze i wynosiły maksymalnie $1,5^{\circ}\text{C}$ dla 2 MPa (rys. 3.42b).



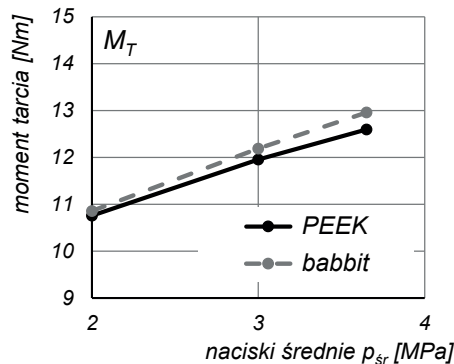
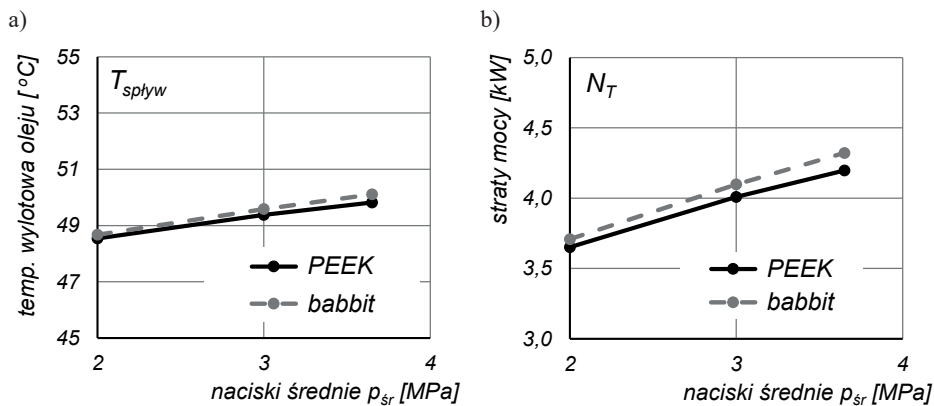
Rys. 3.41. Temperatura powierzchni ślizgowej tarczy wału [°C], profil promieniowy (n = 3000 obr/min)



Rys. 3.42. Średnia temperatura filmu [°C] (n = 3000 obr/min): a) wlotowa; b) wylotowa

Na rys. 3.43 pokazano wyznaczone według zależności (3.17) momenty tarcia M_T w łożysku w funkcji obciążenia. Większe wartości uzyskano dla łożyska z pokryciem babbitem, przy czym dla nacisków średnich 2 MPa różnica w wynikach dla obu materiałów pokrycia była najmniejsza, równa jedynie 0,1 Nm. Wraz ze wzrostem obciążenia różnica wartości momentu tarcia pomiędzy segmentem z pokryciem babbitem i PEEK rosła, do osiągnięcia wartości około 0,4 Nm dla $p_{sr} = 3,65$ MPa.

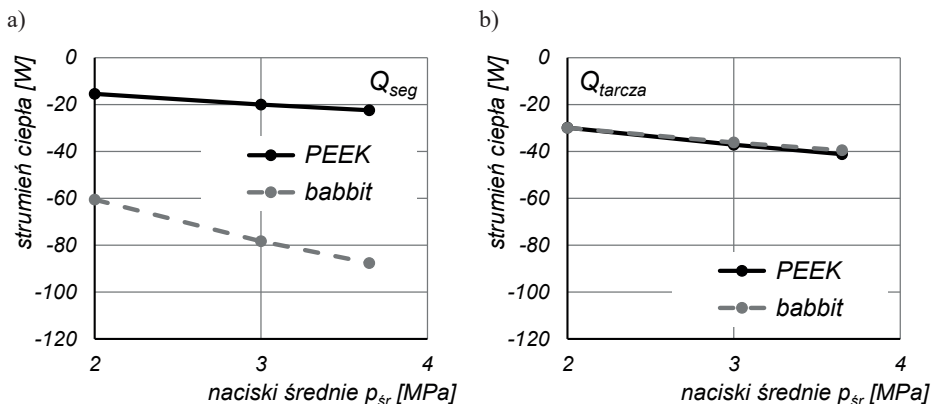
Zależność obliczonej temperatury oleju na wylocie modelu T_{splyw} oraz strat mocy N_T (obliczonych według (3.18)) w funkcji nacisków średnich przedstawiono na rys. 3.44. Wartość temperatury oleju na wylocie rośnie nieznacznie wraz ze wzrostem obciążenia dla obu analizowanych materiałów pokrycia. Różnica wyników pomiędzy analizowanymi segmentami nie jest duża, wynosi maksymalnie około 0,3°C dla $p_{sr} = 3,65$ MPa. Większe wartości temperatury uzyskano dla łożyska z pokryciem babbitem. Trend zmian strat mocy w łożysku jest analogiczny do zmian temperatury oleju na wylocie modelu. Większymi stratami charakteryzuje się łożysko z białym metalem. Różnice w wyznaczonych stratach mocy są bardzo małe (maksymalnie około 0,12 kW dla największego obciążenia łożyska).

Rys. 3.43. Moment tarcia M_T [Nm] ($n = 3000$ obr/min)Rys. 3.44. Wynik obliczeń FSI ($n = 3000$ obr/min): a) temperatura oleju na wylocie modelu T_{splyw} [°C]; b) straty mocy w łożysku N_T [kW]

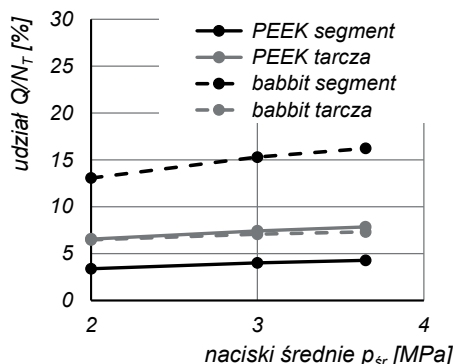
Na rys. 3.45 pokazano wartości strumieni ciepła dostarczanego ze szczeliny smarnej do segmentu oraz tarczy w funkcji nacisków średnich. W przypadku segmentu (rys. 3.45a) uwidacznia się izolacyjność cieplna pokrycia PEEK, w wyniku której przez powierzchnię ślizgową dostaje się znacznie mniej ciepła w porównaniu z pokryciem babbitem. Proporcja pomiędzy strumieniem ciepła wprowadzonym do segmentu z babbitem i PEEK jest stała i wynosi około 3,9. Strumień ciepła dostarczany do tarczy był dla obu materiałów bardzo zbliżony (rys. 3.45b). Nieco większe wartości zaobserwowano dla segmentu z PEEK (maksymalnie około 1,7 W dla największego obciążenia). Natomiast dla nacisków równych 2 MPa strumienie ciepła dostarczanego do tarczy w obliczeniach łożyska z PEEK i babbitem były takie same.

Udział strumieni ciepła przepływających przez segment i tarczę w całkowitych stratach mocy łożyska (rys. 3.44b) zilustrowano na rys. 3.46. Wraz ze wzrostem obciążenia ilość ciepła doprowadzana do segmentu i tarczy rośnie. Znacznie większy udział w stratach mocy stanowi strumień ciepła przepływający przez segment z pokryciem babbitem (16,2%, dla $p_{sr} = 3,65$ MPa) w porównaniu z segmentem z PEEK (4,3%, dla $p_{sr} = 3,65$ MPa). Udział

strumieni ciepła dostarczanych do tarczy w stratach całkowitych jest dla obu materiałów pokrycia zbliżony, równy 6,5–7,8%.



Rys. 3.45. Strumień ciepła Q [W] ($n = 3000$ obr/min): a) przepływający przez powierzchnię ślizgową segmentu Q_{seg} ; b) przepływający przez powierzchnię ślizgową tarczy Q_{tarcza}



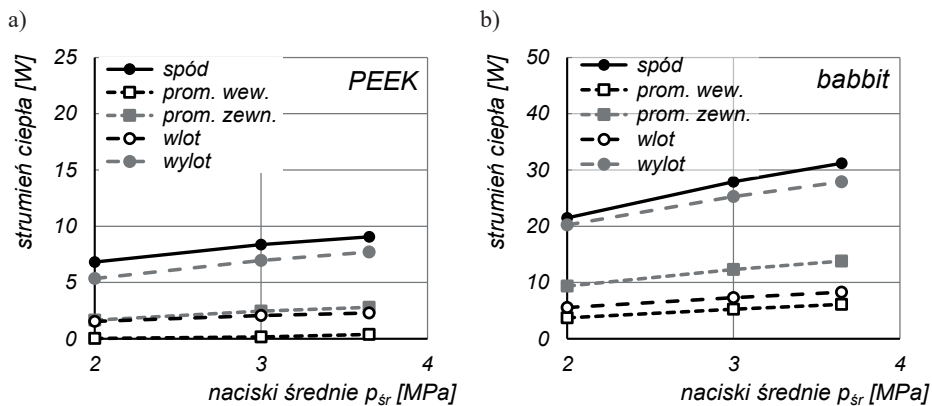
Rys. 3.46. Udział strumieni ciepła przepływających przez segmenty i tarczę wału w stosunku do strat mocy w łożysku Q/N_T [%] ($n = 3000$ obr/min)

Na rys. 3.47 porównano – dla obu materiałów pokrycia segmentu – wartości strumieni ciepła przyjmowane przez olej na poszczególnych ścianach. Bez względu na rodzaj materiału pokrycia największy strumień ciepła jest odbierany z segmentu na powierzchni spodniej, najmniejszy natomiast – na powierzchni promienia wewnętrznego. Z uwagi na znacznie mniejszy strumień ciepła, który jest doprowadzany do segmentu pokrytego PEEK, wartości odpowiednich strumieni ciepła odbieranych ze ścian są znacznie mniejsze niż dla segmentu z białym metalem.

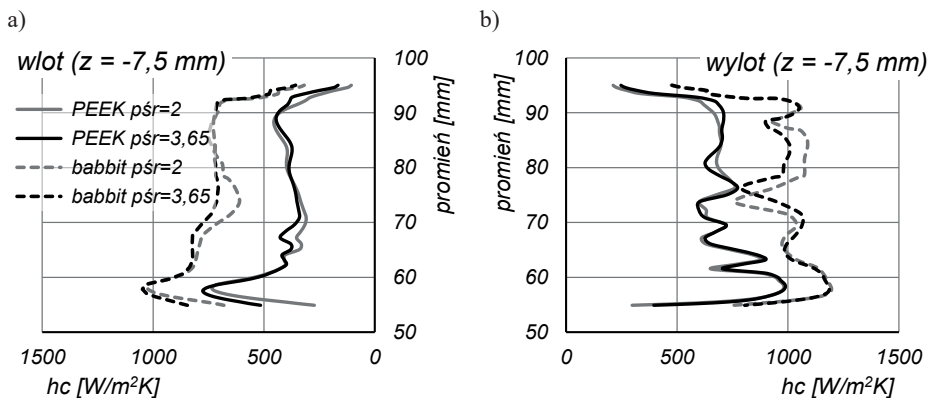
Zmienność wartości współczynnika przyjmowania ciepła h_c na ściankach wlotowej i wylotowej segmentu (według zależności (3.20)) przedstawiono na rys. 3.48 (profil promieniowy) i rys. 3.49 (profil osiowy). Ogólnie można stwierdzić, że wartości h_c określone dla łożyska z pokryciem polimerowym są mniejsze w porównaniu z łożyskiem z babbitem. Do-

datkowo, wpływ obciążenia na przebieg oraz wartości współczynnika przejmowania ciepła jest bardzo mały dla segmentu z PEEK. Nieco większą zmienność obserwuje się dla łożyska z pokryciem białym metalem, w przypadku którego zmiana wartości obciążenia łożyska może powodować lokalnie niewielki wzrost lub zmniejszenie wartości h_c , w zależności od położenia rozważanego punktu ścianki.

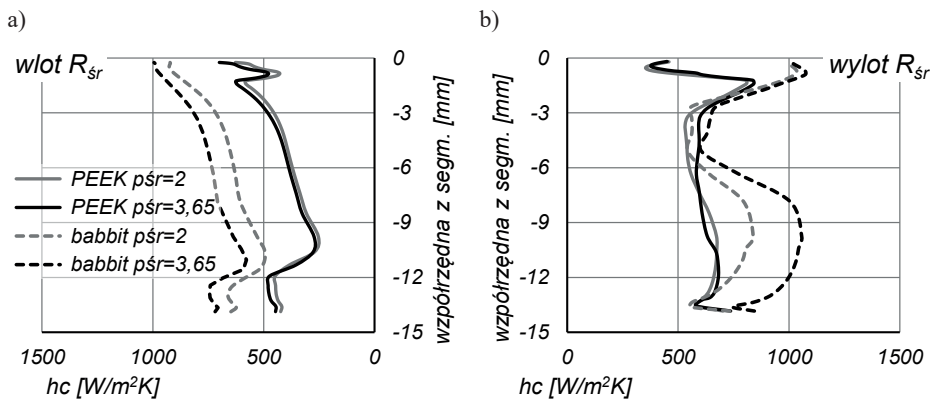
Rozkład ciśnienia oleju w filmie dla obu analizowanych materiałów w funkcji nacisków średnich pokazano na rys. 3.50. Ciśnienie filmu jest miarą obciążenia łożyska, stąd duże zmiany wartości tego parametru występujące wraz ze zmianą nacisków średnich w łożysku. Dla danego obciążenia nieco większe wartości maksymalnego ciśnienia filmu wyznaczono dla łożyska z białym metalem (rys. 3.51). Wraz ze wzrostem obciążenia różnica p_{\max} filmu pomiędzy segmentem z białym metalem a segmentem z PEEK rosła i wynosiła od 0,21 MPa ($p_{sr} = 2$ MPa) do 1,19 MPa ($p_{sr} = 3,65$ MPa).



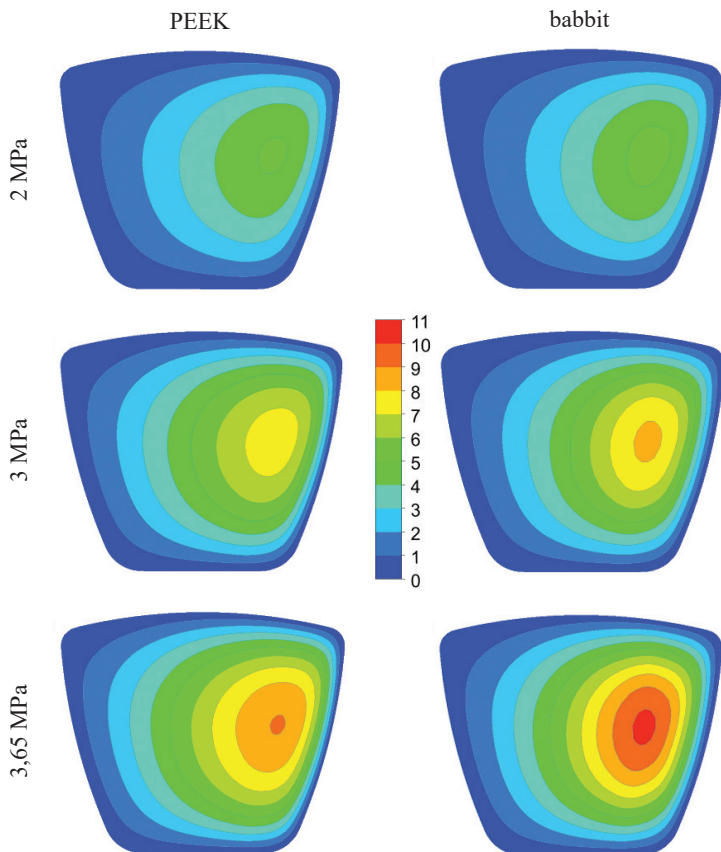
Rys. 3.47. Strumienie ciepła przejmowane przez olej na poszczególnych ścianach segmentu [W] ($n = 3000$ obr/min): a) z pokryciem PEEK; b) z pokryciem babbitem



Rys. 3.48. Promieniowy rozkład współczynnika przejmowania ciepła h_c [W/m²K] w płaszczyźnie 7,5 mm poniżej powierzchni ślizgowej segmentu ($z = -7,5$ mm, $n = 3000$ obr/min): a) na ścianie wlotowej; b) na ścianie wylotowej

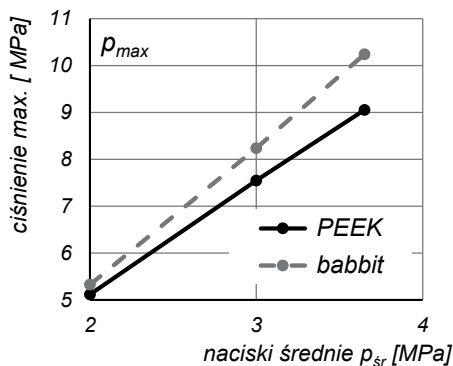


Rys. 3.49. Rozkład współczynnika przyjmowania ciepła h_c [W/m^2K] na grubości segmentu ($R_{sr} = 73,75$ mm, $n = 3000$ obr/min): a) na ścianie wlotowej; b) na ścianie wylotowej

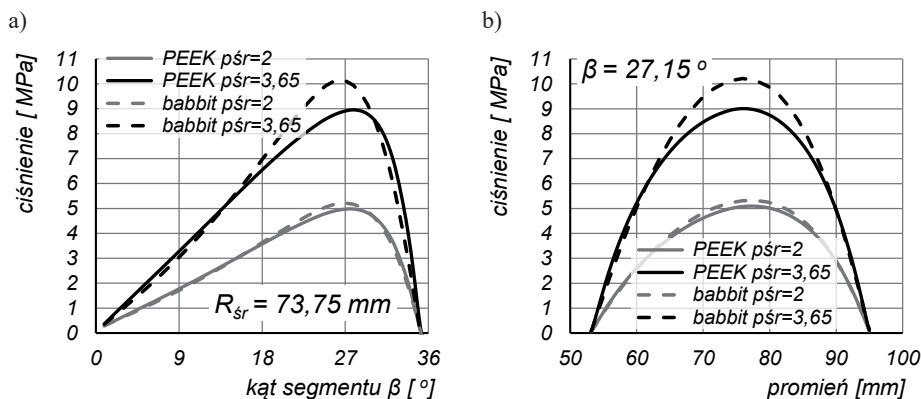


Rys. 3.50. Ciśnienie oleju w filmie smarnym [MPa] dla różnych wartości nacisków średnich łożyska oraz materiałów pokrycia ($n = 3000$ obr/min)

Rozkład ciśnienia w kierunku obwodowym (dla promienia średniego R_{sr} , 50% L) oraz promieniowym ($\beta = 27,15^\circ$, 75% β_z) porównano dla analizowanych przypadków pokryć łożysk wzdłużnych na rys. 3.52.



Rys. 3.51. Maksymalne ciśnienie filmu p_{max} [MPa] ($n = 3000$ obr/min)

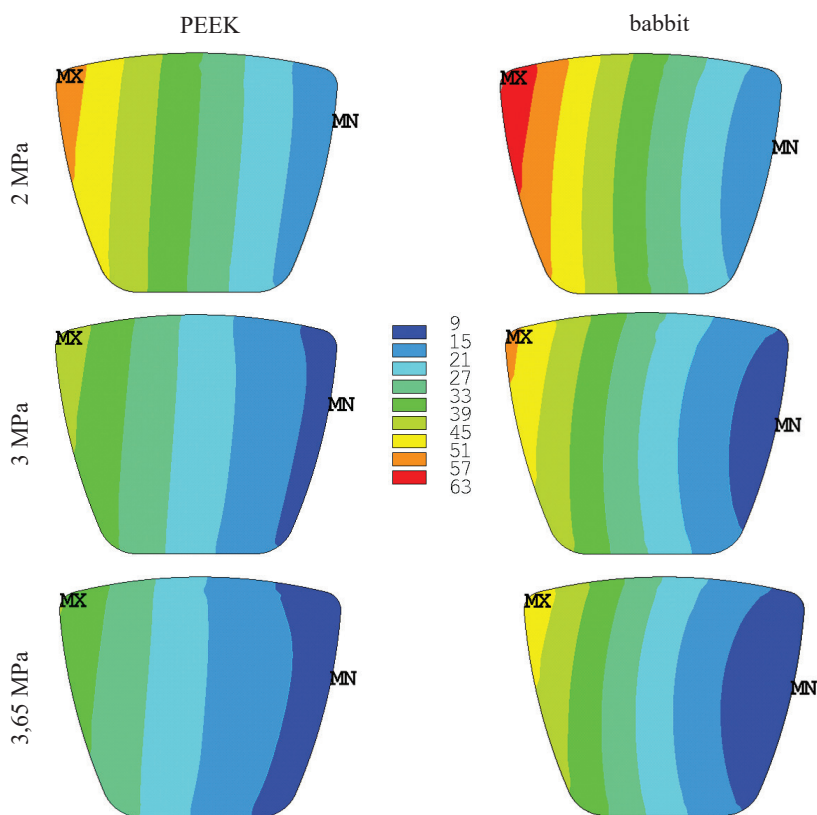


Rys. 3.52. Rozkład ciśnienia oleju w filmie [MPa] ($n = 3000$ obr/min): a) w kierunku obwodowym, $R_{sr} = 73,75$ mm (50% L); b) w kierunku promieniowym, $\beta = 27,15^\circ$ (75% β_z)

Dla mniejszej wartości nacisków średnich w łożysku różnice w wyznaczonych ciśnieniach filmu pomiędzy oboma materiałami były stosunkowo małe w porównaniu z wynikami uzyskanymi dla $p_{sr} = 3,65$ MPa. Podobnie jak w przypadku analizy wpływu prędkości, tak i przy zmianach obciążenia maksymalne ciśnienie filmu w kierunku obwodowym dla segmentu z PEEK w porównaniu z segmentem z pokryciem babbitem było przesunięte w stronę wylotu ze szczeliny. Lokalna wartość ciśnienia w kierunku obwodowym dla segmentu PEEK była wyższa niż dla segmentu z babbitem w obszarze wlotowym ($\beta < 14^\circ$) i wylotowym ($\beta > 30^\circ$). Podobny rozkład zaobserwowano także w wynikach uzyskanych podczas analizy wpływu prędkości tarczy (p. 3.3.1).

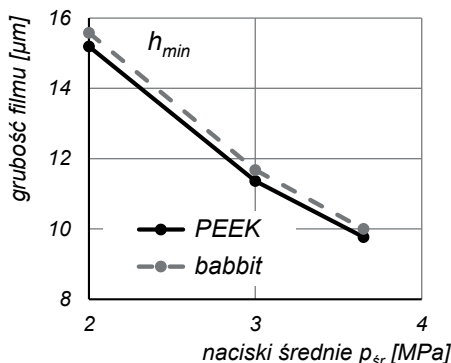
Rozkład geometrii filmu w funkcji nacisków średnich dla segmentu z pokryciem PEEK (lewa strona) oraz białym metalem (prawa strona) pokazano na rys. 3.53. Wraz ze wzrostem

obciążenia zmniejsza się grubość filmu w obszarze wlotowym i wylotowym obu analizowanych segmentów. Z porównania wyników dla segmentu z PEEK i z babbitem można wywnioskować, że segment z pokryciem polimerowym pracuje w warunkach mniejszej grubości filmu na wlocie. Wartość maksymalna grubości filmu znajduje się na krawędzi wlotowej w pobliżu zewnętrznego promienia łożyska (symbole MX). Wraz ze wzrostem obciążenia punkt minimalnej grubości filmu zmienia swoje położenie (symbole MN) wzdłuż krawędzi wylotowej segmentu. Dla nacisku średniego $p_{sr} = 2$ MPa znajduje się bliżej promienia zewnętrznego łożyska, podczas gdy dla największych nacisków przesuwa się w kierunku średniej średnicy. Jednocześnie wraz ze wzrostem obciążenia zmienia się kształt warstwic wysokości szczeliny segmentu z pokryciem PEEK. Dla małych wartości nacisków linie warstwic są w przybliżeniu proste, natomiast dla większych obciążeń – wyraźnie zakrzywione, w sposób świadczący o wklęsłości powierzchni ślizgowej. Wskazuje to na jakościową zmianę geometrii szczeliny smarnej segmentu z PEEK wraz ze wzrostem obciążenia. W przypadku segmentu z pokryciem babbitem kształt warstwic grubości filmu smarnego nie zmienia się jakościowo wraz ze zmianą obciążenia. Zwiększa się ich krzywizna bez zmiany kierunku zakrzywienia, co świadczy o wzrastającej wypukłości.



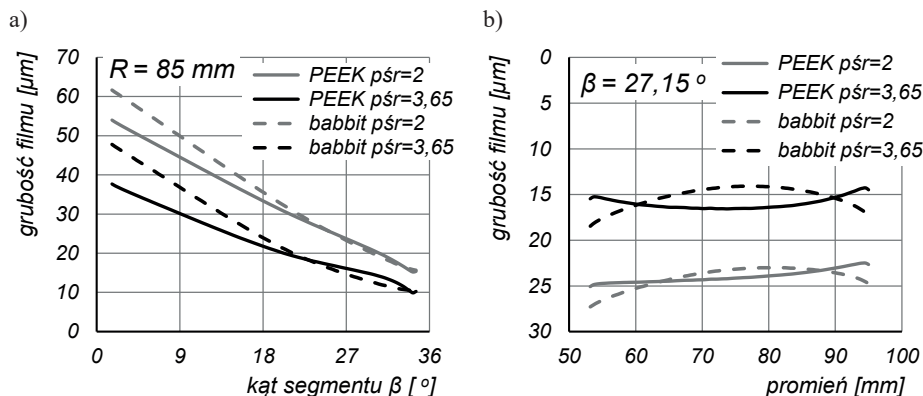
Rys. 3.53. Rozkład geometrii filmu [μm] dla różnych nacisków średnich oraz materiałów pokrycia segmentu ($n = 3000$ obr/min)

Minimalną wysokość szczeliny smarnej h_{\min} w zależności od obciążenia przedstawiono na rys. 3.54. Dla obu badanych materiałów pokryć segmentów wraz ze wzrostem nacisków h_{\min} znacząco maleje. Nieznacznie mniejsze wartości otrzymano dla segmentu z pokryciem PEEK. Maksymalnie różnica h_{\min} dla obu analizowanych łożysk wyniosła $0,4 \mu\text{m}$ ($p_s = 2 \text{ MPa}$). Mieści się ona w zakresie chropowatości powierzchni ślizgowej i można ją uznać za mało istotną.



Rys. 3.54. Minimalna grubość filmu h_{\min} [μm] ($n = 3000 \text{ obr/min}$)

Porównanie zmienności grubości filmu w kierunku obwodowym i promieniowym w zależności od obciążenia ujawnia znaczne różnice pomiędzy badanymi materiałami pokrycia. Na rys. 3.55a przedstawiono grubość filmu w kierunku obwodowym na promieniu $R = 85 \text{ mm}$ łożyska (75% L), natomiast na rys. 3.55b – grubość filmu w kierunku promieniowym dla kąta $\beta = 27,15^\circ$ segmentu (75% β_z).

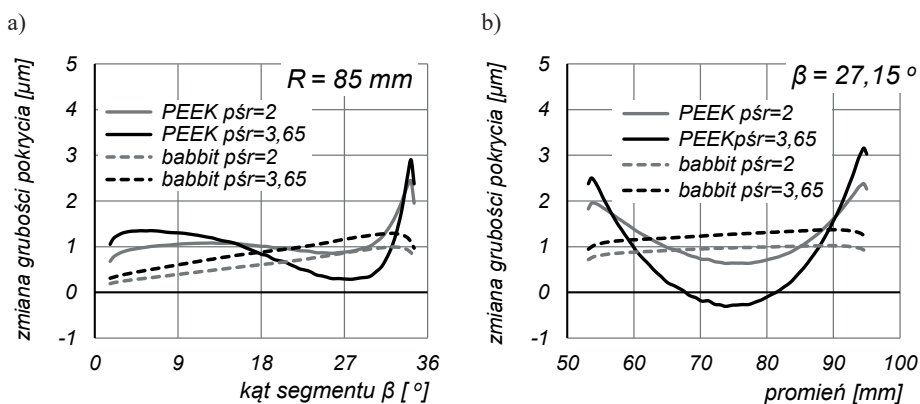


Rys. 3.55. Grubość filmu [μm] ($n = 3000 \text{ obr/min}$): a) w kierunku obwodowym, $R = 85 \text{ mm}$ (75% L); b) w kierunku promieniowym, $\beta = 27,15^\circ$ (75% β_z)

Dla dużych wartości nacisku średniego profil filmu w kierunku obwodowym dla segmentu z pokryciem PEEK wykazuje wyraźnie lokalne zagłębienie (kieszek) w obszarze wy-

lotowym ($\beta > \text{około } 22^\circ$). W przypadku mniejszych wartości obciążeń wielkość zagłębienia szczeliny była znacznie mniejsza. Wyraźnie widoczne jest to także dla profilu filmu w kierunku promieniowym, który dla wartości $p_{sr} = 2 \text{ MPa}$ jest tylko nieznacznie zakrzywiony (wklęsły), podczas gdy dla $p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$ zagłębienie (wklęsłość) jest wyraźnie większa (o około $3 \mu\text{m}$). Segment z pokryciem babbitem wykazuje podobny kształt profilu promieniowego filmu dla obu analizowanych obciążeń. W przypadku profilu w kierunku obwodowym dla $p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$ widoczne jest nieco większe zakrzywienie powierzchni ślizgowej segmentu niż w przypadku mniejszych nacisków. Pochylenie w kierunku obwodowym segmentu z pokryciem PEEK jest mniejsze niż segmentu z babbitem. Wlotowa grubość filmu segmentu z polimerem jest mniejsza od grubości wlotowej filmu segmentu z babbitem od $7,7 \mu\text{m}$ dla $p_{sr} = 2 \text{ MPa}$ do $10,1 \mu\text{m}$ dla $p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$.

Zmianę grubości warstwy pokrycia segmentu w odniesieniu do grubości początkowej w zależności od nacisków średnich dla przekroju obwodowego ($75\% L$) oraz promieniowego ($75\% \beta_z$) zilustrowano na rys. 3.56. Charakter zmian grubości warstwy ślizgowej jest dla obu materiałów różny. Większe zmiany zaobserwowano w przypadku segmentu z pokryciem PEEK, dla którego w kierunku obwodowym widoczny jest obszar zagłębienia (wklęsłości, o wartości maksymalnej $2,5 \mu\text{m}$), powstały wskutek działania ciśnienia oleju w filmie. Wraz ze wzrostem nacisków wysokość zagłębienia (kieszeni) rośnie. Pokrycie segmentu z babbitem nie zmienia widocznie swojej grubości wskutek działania ciśnienia w filmie. W tym przypadku zmiana grubości pokrycia wynika głównie z ekspansji termicznej materiału.



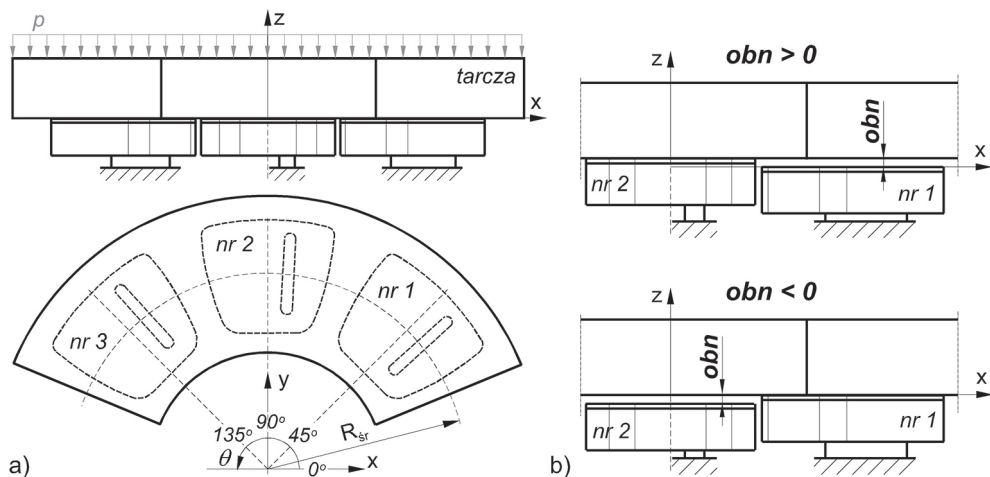
Rys. 3.56. Zmiana grubości warstwy pokrycia [μm] ($n = 3000 \text{ obr/min}$): a) w kierunku obwodowym, $R = 85 \text{ mm}$ ($75\% L$); b) w kierunku promieniowym, $\beta = 27,15^\circ$ ($75\% \beta_z$)

3.4. Rozkład nacisków na powierzchni ślizgowej łożyska

Zgodnie z przeprowadzonym przeglądem literatury jedną z zalet stosowania łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową stanowi możliwość kompensacji błędów wykonania segmentów (płaskości powierzchni i wysokości) dzięki ich zmniejszonej sztywności. Efekt ten nie został jednak dotąd zbadany i nie jest znana skala, w jakiej pokrycie polimerowe może wpłynąć na możliwość wyrównania obciążeń przenoszonych przez segmenty

łożyska. W tej części rozdziału dokonano analizy wpływu materiału pokrycia segmentu na rozkład nacisków na powierzchni ślizgowej oraz możliwości kompensacji błędu wykonania wysokości segmentu na wartość obciążenia przenieszonego przez segmenty łożyska.

W tym celu opracowano model obliczeniowy MES, który zawierał wycinek tarczy łożyska (3/8 obwodu) oraz trzy segmenty (rys. 3.57a). Wymiary segmentu przyjęto takie same jak w p. 3.1, z grubością pokrycia warstwy ślizgowej równą 1,2 mm.



Rys. 3.57. Schemat modelu obliczeniowego do analizy rozkładu nacisków na powierzchni ślizgowej segmentów łożyska: a) widok ogólny ze schematycznym zaznaczeniem warunków brzegowych oraz walcowym układem współrzędnych; b) warianty położenia osiowego segmentu nr 2

Segmenty łożyska utwierdzono na spodniej powierzchni podpory. Obciążenie modelu realizowano poprzez przyłożenie do górnej części tarczy ciśnienia o wartości zapewniającej średnie naciski w łożysku równe 3,65 MPa. Tarcza wału miała swobodę ruchu w kierunku pionowym (oś z). Obciążenie z tarczy było przenoszone na segmenty za pośrednictwem elementów kontaktowych rozmieszczonych na powierzchni ślizgowej segmentów. Uwzględniono występowanie sił tarcia na powierzchni styku elementów. Obliczenia przeprowadzono dla różnych wartości położenia osiowego powierzchni ślizgowej segmentu nr 2 (segment środkowy), opisywanego wartością parametru **obn**, tak jak pokazano to na rys. 3.57b. Parametr ten określa przesunięcie osiowe powierzchni segmentu nr 2 względem pozostałych segmentów. Przypadek **obn** > 0 oznacza, że segmenty zewnętrzne są obniżone o wartość **obn** poniżej powierzchni ślizgowej segmentu środkowego (nr 2). W przypadku, gdy **obn** < 0 , segment środkowy jest obniżony o wartość **obn** względem segmentów nr 1 i 3. Gdy powierzchnie ślizgowe wszystkich segmentów są na jednakowym poziomie, parametr **obn** przyjmuje wartość 0.

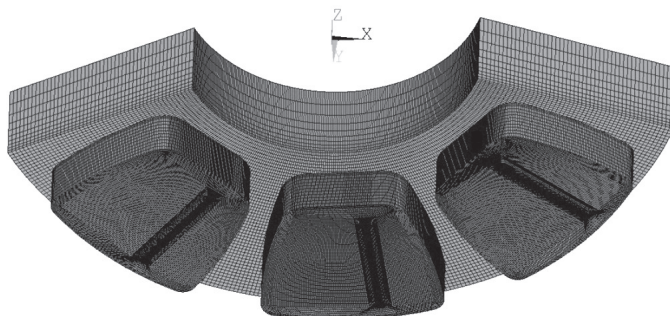
Analizę przeprowadzono dla trzech rodzajów materiału pokrycia: babbitt, PTFE oraz PEEK. Parametry materiałowe tarczy wału oraz segmentów założono takie jak dla stali. Założono, że materiały są izotropowe i spełniają prawo Hooke'a. Takie uproszczenie jest zasadne w przypadku materiałów polimerowych tylko w zakresie niewielkich odkształceń

[229]. Rezultaty wskazują jednak, że odkształcenie względne polimeru jest nieznaczne (nie większe niż 1,6%), co potwierdza zasadność zastosowanego uproszczenia. Dodatkowo, obliczenia przeprowadzono dla przypadku segmentu wykonanego w całości z kompozytu PEEK (z wyjątkiem podpory, której parametry materiałowe przyjęto jak dla stali). Współczynniki tarcia materiałów pokrycia założono jak dla pary ciernej ze stałą w warunkach tarcia suchego. Przyjęte dane materiałowe zestawiono w tabelicy 3.3. Na rys. 3.58 pokazano siatkę MES wykorzystaną w analizach obliczeniowych. Szczególną uwagę zwrócono na podział powierzchni ślizgowych segmentów oraz tarczy wału. Do obliczeń wykorzystano ośmiowęzłowe elementy skończone.

Tablica 3.3

Parametry materiałowe przyjęte w obliczeniach rozkładu obciążeń na segmenty łożyska oraz nacisków na powierzchniach ślizgowych

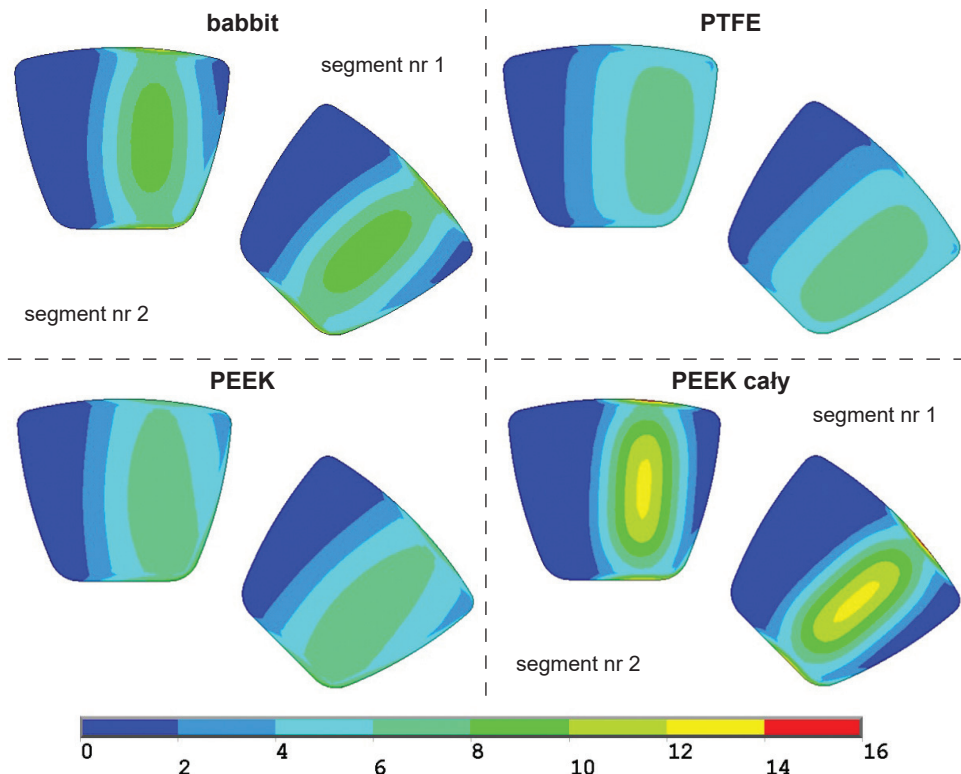
Wielkość	Jednostka	Stal	Babbitt	PEEK	PTFE
moduł sprężystości wzdłużnej E	MPa	210 000	53 000	2550 (p. 3.2.1)	500
liczba Poissona ν	–	0,33	0,33	0,40	0,46
współczynnik tarcia μ	–	–	0,30	0,20	0,14



Rys. 3.58. Siatka MES modelu opracowanego w celu analizy wpływu materiału pokrycia segmentu na rozkład obciążeń przypadających na segmenty łożyska

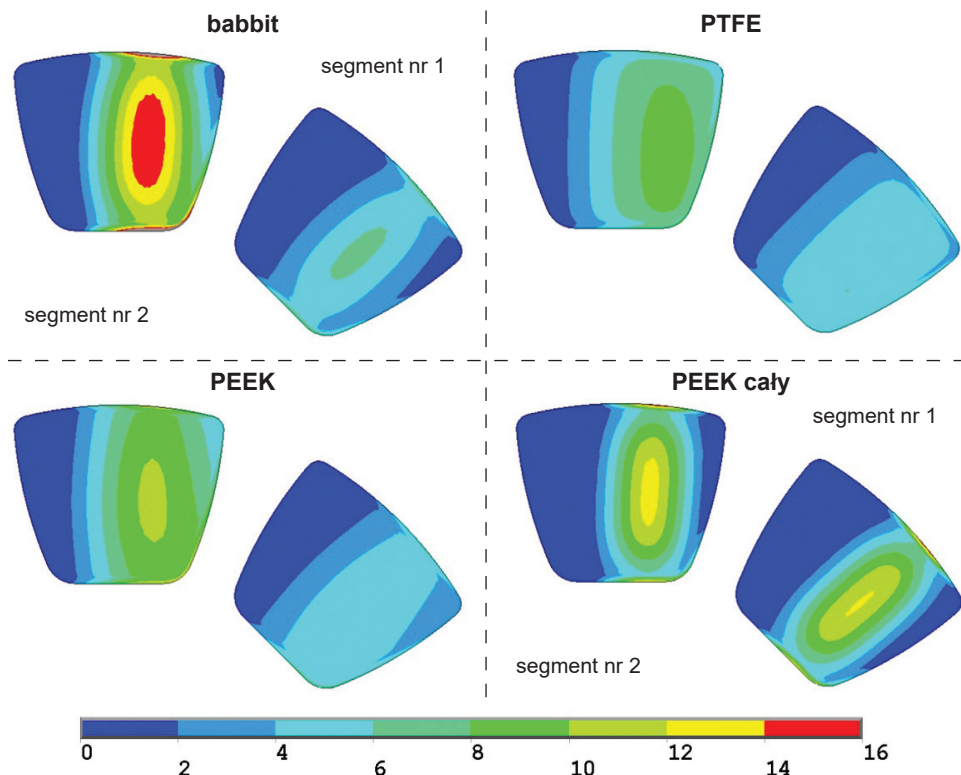
Na rys. 3.59 przedstawiono obliczone pola nacisków dla analizowanych wariantów kombinacji materiałowych segmentu i pokrycia oraz przypadku równej wysokości wszystkich segmentów ($obn = 0$). Na rys. 3.60 pokazano wyznaczone pola nacisków dla przypadku, gdy segment środkowy był podniesiony względem pozostałych o $obn = 2 \mu\text{m}$. Ze względu na to, że wyniki obliczeń dla skrajnych segmentów modelu są bardzo zbliżone, na wymienionych rysunkach nie zilustrowano pól nacisków dla segmentu nr 3. Jak wynika z porównania wyników obliczeń dla przypadku równej wysokości segmentów, największą wartość nacisków $p_{c \max} \approx 13 \text{ MPa}$ wyznaczono dla segmentu wykonanego w całości z PEEK (rys. 3.59). Najmniejsze wartości nacisków zostały wyliczone dla przypadku pokrycia z PTFE. Pod-

niesienie segmentu środkowego o $2 \mu\text{m}$ skutkuje zwiększeniem obciążenia przeniesionego przez ten segment w porównaniu z segmentami sąsiednimi. Znaczne zmiany w rozkładzie nacisków segmentów nr 1 i 2 dla takiego przypadku można zaobserwować w rezultatach uzyskanych dla pokrycia babbitem. Maksymalne naciski kontaktowe wynoszą nieco więcej niż 15 MPa .



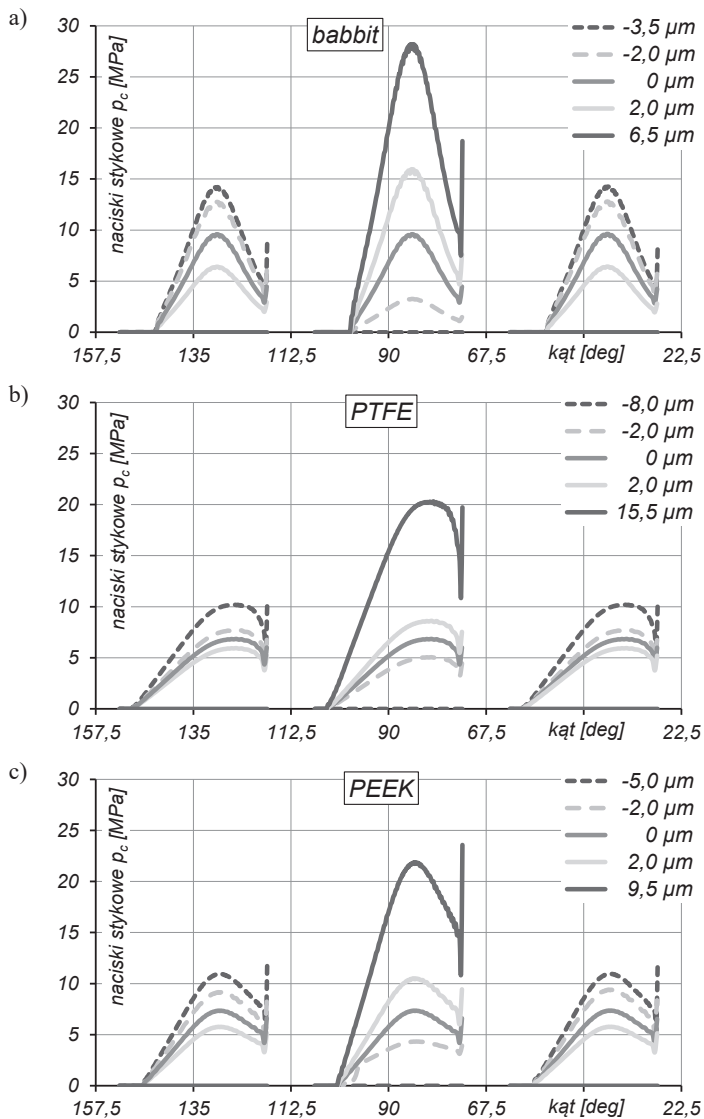
Rys. 3.59. Rozkład nacisków stykowych p_c [MPa] na powierzchni ślizgowej łożyska, przypadek równego obciążenia segmentów, $obn = 0$

Mniejsze różnice są widoczne w wynikach dla segmentów pokrytych PEEK oraz PTFE. Natomiast w przypadku segmentu łożyskowego wykonanego w całości z PEEK obraz nacisków kontaktowych prawie w ogóle się nie zmienił (rys. 3.60). Warto zauważyć, że błąd wysokości segmentu równy $2 \mu\text{m}$ jest – ze względu na możliwości technologiczne – wielkością bardzo małą. W wielu przypadkach praktycznych zakłada się maksymalny błąd wykonania wysokości segmentów równy $10 \mu\text{m}$, a w przypadku łożysk większych rozmiarów – nawet $20 \mu\text{m}$.



Rys. 3.60. Rozkład nacisków stykowych p_c [MPa] na powierzchni ślizgowej łożyska, przypadek zwiększonego obciążenia segmentu nr 2, $obn = 2 \mu m$

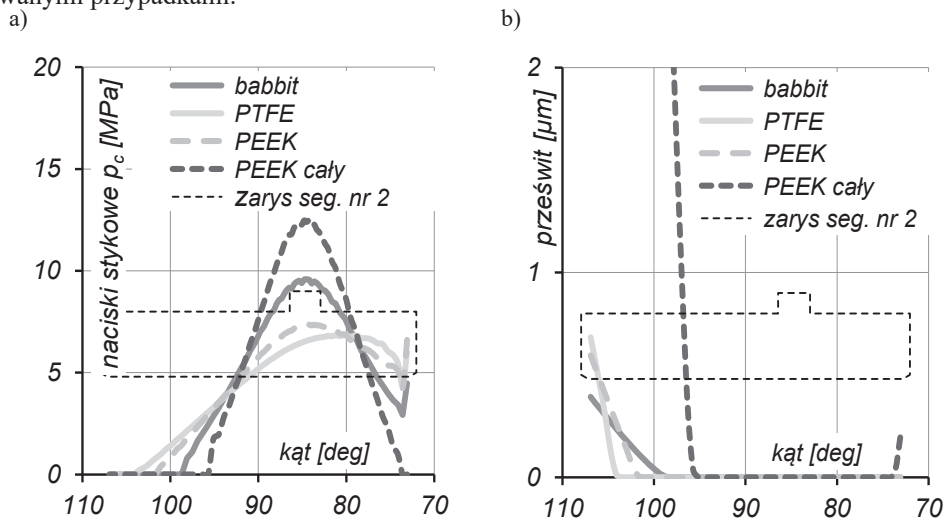
Na rys. 3.61 zaprezentowano obwodowe profile nacisków na średniej średnicy łożyska dla różnych wartości parametru obn . Dla każdego z materiałów pokrycia poszukiwano takich wartości parametru obn , przy którym obciążenie było przenoszone w całości przez segment środkowy (gdy $obn > 0$) lub przez segmenty skrajne nr 1 i 3 (gdy $obn < 0$). Profile uzyskane dla segmentu pokrytego babbitem mają najbardziej spiczasty kształt, z maksimum wartości występującym nad podporą segmentu. Pełne obciążenie było przenoszone przez segment środkowy z babbitem, jeżeli wartość parametru $obn \approx 6,5 \mu m$. Dla tego przypadku maksymalne naciski były równe $p_{c, \max} \approx 28$ MPa. Mniejsze wartości nacisków maksymalnych ($p_{c, \max} \approx 20$ MPa) wyznaczono dla pokrycia segmentu z PTFE. Segment ten przenosił pełne obciążenie w wyniku podniesienia jego powierzchni ślizgowej aż o $obn = 15,5 \mu m$. Jest to ponad dwa razy więcej niż w przypadku łożyska z warstwą ślizgową z babbitem. W przypadku łożyska z pokryciem PEEK maksymalne naciski zostały wyznaczone na krawędzi segmentu (wylotowej ze szczeliny) i wyniosły $p_{c, \max} \approx 24$ MPa. Podniesienie powierzchni ślizgowej, przy którym segment środkowy z pokryciem PEEK przenosił pełne obciążenie przyłożone do tarczy, wyniosło $obn = 9,5 \mu m$.



Rys. 3.61. Rozkład nacisków p_c dla analizowanych segmentów (na średniej średnicy) w funkcji wartości parametru obn: a) łożysko z babbitem; b) łożysko z pokryciem PTFE; c) łożysko z pokryciem PEEK

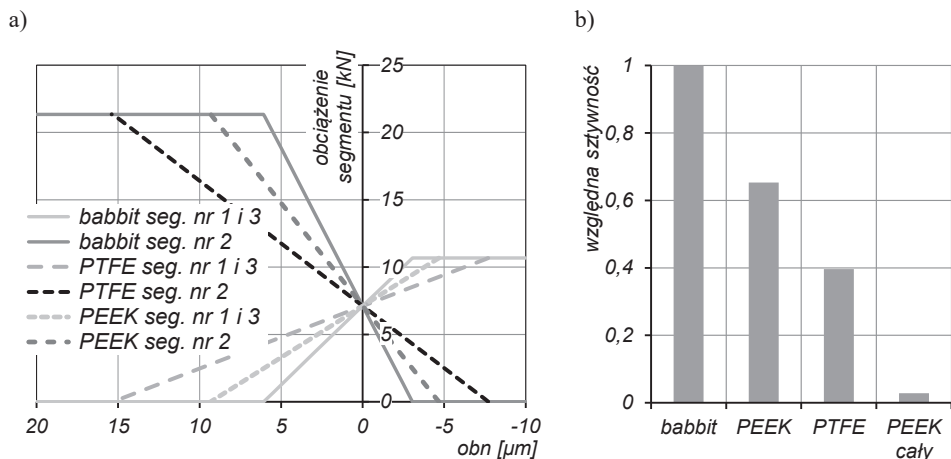
Na rys. 3.62a porównano wyniki obliczeń obwodowych profili nacisków uzyskanych dla przypadku równego obciążenia segmentów modelu. Można zauważyć, że najmniejsze wartości maksymalne wyznaczono dla pokrycia PTFE i PEEK. Co ciekawe, maksimum wartości nacisków w przypadku PTFE nie wystąpiło nad podporą segmentu. Wyraźnie widoczne jest również to, że zakres kątowy niezerowych wartości nacisków jest największy dla pokrycia PTFE (około 32°), a najmniejszy dla przypadku segmentu wykonanego w całości z PEEK

(około 22°). Na rys. 3.62b porównano profile obwodowe odległości powierzchni ślizgowej segmentu i tarczy (tzw. prześwit). Zerowa wartość prześwitu oznacza, że tarcza i segment pozostają w styku. Uzyskane wyniki prześwitu dla segmentów z pokryciem polimerem i białym metalem wykazują dość zbliżony charakter. W przypadku segmentu wykonanego w całości z PEEK uwidacznia się wyraźnie wpływ zginania segmentu w kierunku obwodowym, co skutkuje brakiem styku powierzchni ślizgowej w stosunkowo bliskiej odległości od podparcia. Oznacza to, że obciążenie jest przenoszone z tarczy wału na obudowę łożyska przez najmniejszą powierzchnię (najwyższe naciski maksymalne) w porównaniu z innymi analizowanymi przypadkami.



Rys. 3.62. Porównanie obwodowych profili nacisków (a) oraz prześwitu (b) na średniej średnicy łożyska dla segmentu nr 2 i różnych materiałów pokrycia i segmentu. Przypadek równego obciążenia segmentów ($obn = 0$ [μm])

Obliczone wartości siły (reakcji pionowej w podporze) przenoszone przez segmenty z różnymi pokryciami warstwy ślizgowej w zależności od wartości parametru obn ilustruje rys. 3.63a. Siła obciążająca segmenty jest liniowo zmienna wraz z wartością przemieszczenia powierzchni ślizgowej segmentu środkowego. Wynika stąd, że po przyjęciu opisanych wcześniej założeń (np. o liniowej sprężystości polimerów, a nie lepkosprężystości) segmenty łożyska mogą być traktowane jak sprężyny połączone równolegle. Największą sztywnością (proporcja siły do ugięcia) charakteryzuje się segment z pokryciem białym metalem. Wynosi ona około $3,5 \times 10^6$ N/m. Na rys. 3.63b porównano rezultaty obliczeń wartości sztywności segmentów odniesionej do sztywności segmentu pokrytego babbitem (sztywność względna). Sztywność względna segmentów z pokryciem polimerem PEEK i PTFE wynosi, odpowiednio, około 0,65 i 0,40. Znacznie mniejszą sztywność wyznaczono dla segmentu w całości wykonanego z PEEK. Sztywność takiego segmentu stanowi jedynie około 0,028 sztywności segmentu pokrytego babbitem.



Rys. 3.63. Wyniki obliczeń MES: a) siły przenoszone przez segmenty łożyska w zależności od wartości parametru obn dla różnych materiałów pokrycia; b) sztywność względna segmentów

Opisana analiza jest uproszczona do sytuacji, kiedy powierzchnie ślizgowe łożyska i tarczy pozostają w styku bez obecności oleju. Taki stan jest charakterystyczny dla warunków rozruchu maszyn z pionowymi wałami, szczególnie kiedy jest on poprzedzony długim okresem zatrzymania.

3.5. Podsumowanie wyników badań teoretycznych

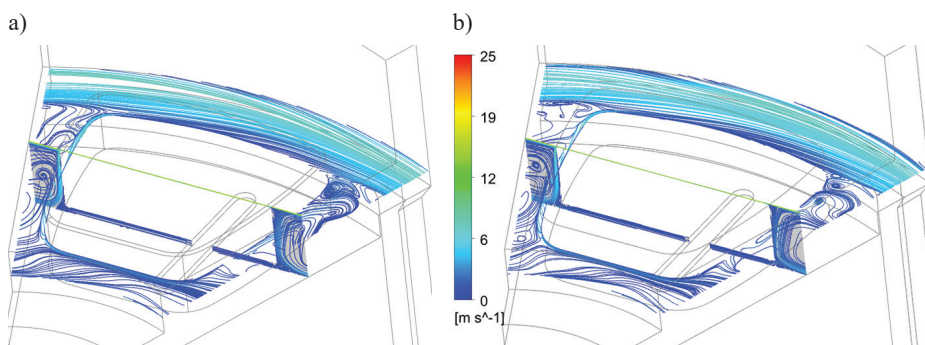
Badania teoretyczne łożyska wzdłużnego z polimerową warstwą ślizgową przeprowadzono dla dwóch aspektów jego działania. Pierwszy dotyczył analiz TEHD dla stanów stacjonarnych. Drugi obejmował ocenę skuteczności kompensacji błędów wykonania i montażu segmentów w wyniku zastosowania na warstwą ślizgową materiału polimerowego.

Wyniki obliczeń wartości oraz zmienności parametrów działania łożyska zostały szczegółowo opisane we wcześniejszej części pracy. Poniżej podjęto próbę ich uogólnienia i wskazania różnic w przebiegu zjawisk i procesów towarzyszących działaniu łożyska z warstwą ślizgową wykonaną z PEEK i babbitu.

Analizę dla stanów stacjonarnych działania łożyska przeprowadzono, wykorzystując do ilustracji wyniki obliczeń uzyskane dla prędkości 3000 obr/min i nacisku średniego $p_{sr} = 3,65$ MPa. Przebieg zjawisk i procesów dla innych punktów pracy łożyska jest analogiczny, a zaobserwowane różnice dotyczą jedynie ich skali.

Przepływ oleju w korpusie łożyska w kierunku obwodowym jest powodowany przez ruch obrotowy tarczy wału. Z kolei przepływ w kierunku promieniowym – w opisywanym przykładzie od wewnętrznego do zewnętrznego promienia łożyska – wynika z działania siły odśrodkowej, a także z rozmieszczenia obszarów wlotu i wylotu oleju. W rezultacie działania obu wymuszeń przepływ oleju wokół łożyska jest silnie zróżnicowany, z występowaniem przestrzennych struktur wirowych. Na rys. 3.64 pokazano linie prądu w przestrzeni między-

segmentowej obliczone dla przypadku analiz segmentu z pokryciem PEEK oraz babbitem. Uwidacznia on, że przepływający przez łożysko olej omywa ściany segmentu, wirując w kanale, jaki tworzą ściany sąsiednich segmentów oraz tarcza wału i podstawa łożyska. Dla obu łożysk zauważalne są drobne różnice w przebiegu linii prądu, jednak opisywany charakter przepływu oleju zasadniczo się nie zmienia.

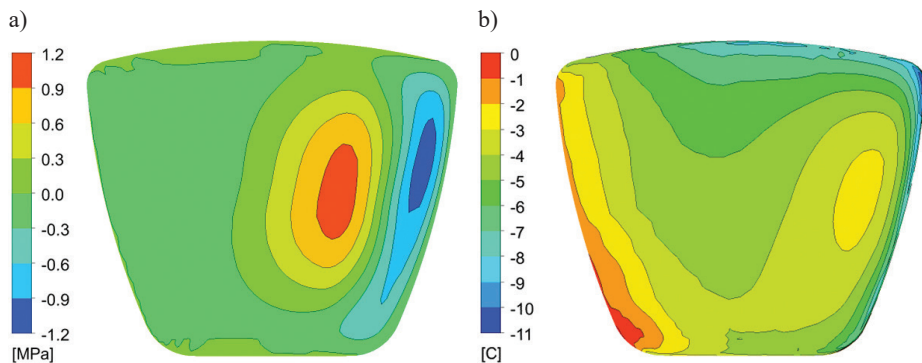


Rys. 3.64. Linie prądu przepływu oleju w przestrzeni międzysegmentowej (dla dwóch przekrojów):
a) segment z pokryciem PEEK; b) segment z pokryciem babbitem

W obu łożyskach temperatura oleju w przestrzeni międzysegmentowej ma podobny rozkład. Maksymalne różnice wynoszą lokalnie jedynie od 2 do 3°C, z wyjątkiem warstwy przyściennej, w której wartość temperatury jest znacznie wyższa dla łożyska z pokryciem babbitem (nawet o ponad 20°C).

Inaczej jest w przypadku przepływu oleju w szczelinie smarnej obu łożysk. Odbyna się on w filmie o różnej geometrii, co skutkuje różnicami w profilach ciśnienia hydrodynamicznego i temperatury powierzchni ślizgowej segmentu. Różnice w kształcie szczeliny smarnej wynikają z zastosowania na warstwę ślizgową materiałów różniących się parametrami materiałowymi: modułem sztywności wzdłużnej, przewodnością i rozszerzalnością cieplną.

Mała wartość modułu sztywności PEEK, w porównaniu z babbitem, sprzyja utworzeniu lokalnej wklęsłości powierzchni ślizgowej w obszarze wysokich ciśnień w filmie wskutek pojawienia się deformacji sprężystych pokrycia (z maksimum w około 0,8 B). Pojawienie się – korzystnej ze względu na nośność – wklęsłości powierzchni ślizgowej zależy od obciążenia łożyska. Wartość wysokości zagłębienia zwiększa się ze wzrostem obciążenia. Efekt ten jest praktycznie niezauważalny w łożysku z pokryciem babbitem. Wpływa to na rozkład ciśnienia hydrodynamicznego w filmie. Różnicę w obliczonych wartościach ciśnień w filmie olejowym obu łożysk ilustruje rys. 3.65a. Ujemna wartość różnicy ciśnień wskazuje na obszar, w którym ciśnienie w łożysku z pokryciem PEEK było większe niż w łożysku z pokryciem babbitem. Jest tak w obszarze wlotowym i wylotowym szczeliny, przy czym większe różnice są widoczne w obszarze wylotowym. Taki rozkład ciśnienia sprzyja uformowaniu szczeliny smarnej o mniejszym pochyleniu obwodowym oraz z mniejszą grubością wlotową filmu, jakimi charakteryzuje się działanie łożyska z pokryciem PEEK w porównaniu z łożyskiem z pokryciem babbitem.



Rys. 3.65. Porównanie parametrów w szczelinie smarnej pomiędzy łożyskiem z pokryciem babbitem i PEEK: a) różnice ciśnienia w szczelinie; b) różnice temperatury powierzchni ślizgowej

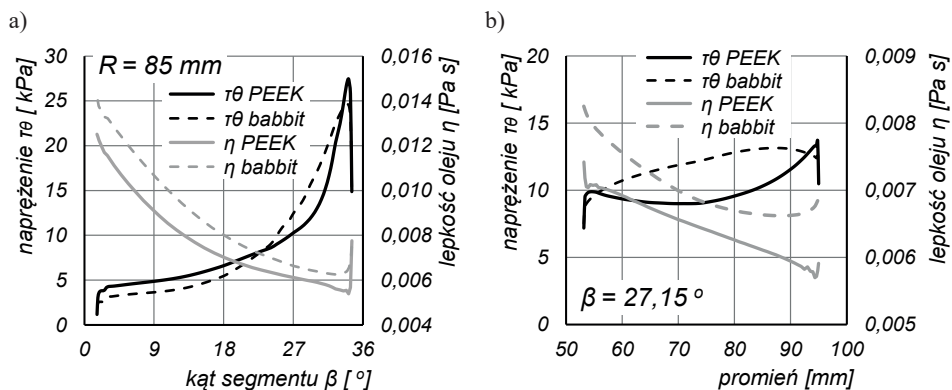
Mała wartość przewodności cieplnej wpływa na znacznie większy spadek temperatury na grubości takiego pokrycia segmentu. Ponieważ pokrycie PEEK charakteryzuje się większą wartością współczynnika rozszerzalności liniowej w porównaniu z babbitem, w konsekwencji wywołuje to większe pogrubienie warstwy ślizgowej w wyniku zjawiska rozszerzalności cieplnej. Wpływ tego efektu na działanie łożyska wzdłużnego wydaje się mniejszy niż np. w przypadku łożysk poprzecznych, w których w wyniku zmniejszenia się luzu łożyskowego może dojść do zatarcia łożyska. Niemniej jednak oddziałuje on na geometrię szczeliny smarowej, a tym samym na zjawiska w filmie, np. przepływowe czy cieplne.

Mała wartość przewodności cieplnej polimeru w porównaniu z babbitem skutkuje także słabym zróżnicowaniem temperatury w podstawie segmentu. Wpływa to na zmniejszenie odkształceń termicznych i wypukłości. Dodatkowo, powoduje, że temperatura powierzchni ślizgowej oraz filmu w łożysku z pokryciem PEEK jest wyższa niż w łożysku z babbitem. Na rys. 3.65b pokazano różnicę w obliczonych wartościach temperatury powierzchni ślizgowej obu łożysk. Wartości ujemne (występujące na całej powierzchni) wskazują, że temperatura jest wyższa w łożysku z pokryciem PEEK. Różnice w obszarze wlotowym i centralnym szczeliny są niewielkie (kilkę stopni). Największe różnice temperatury występują natomiast w pobliżu wylotu oraz zewnętrznego promienia łożyska.

Wyższa temperatura oleju w filmie łożyska z pokryciem PEEK oznacza, że charakteryzował się on mniejszą lepkością dynamiczną w porównaniu z łożyskiem z babbitem. Jest to korzystne ze względu na mniejsze straty ścinania oleju w szczelinie smarowej. Zgodnie z równaniem Newtona dla płynu lepkiego straty te zależą również od gradientu prędkości oleju w kierunku grubości szczeliny. Ten składnik jest większy dla łożyska z pokryciem PEEK, ponieważ przy takiej samej prędkości względnej powierzchni ślizgowych działało ono przy mniejszej średniej grubości filmu niż łożysko z babbitem (mniejsze pochylenie szczeliny).

Obliczone straty (momenty tarcia) były nieco wyższe (od 1,5% do 5%) dla łożyska z pokryciem babbitem niż z pokryciem PEEK. Szczegółowa analiza wyników obliczeń CFD wykazuje, że składnik momentu tarcia związany z występowaniem naprężeń stycznych na powierzchni ścianek bocznych i spodniej segmentu jest – dla danego punktu pracy – po-

równywalny dla obu łożysk. Stąd wniosek, że różnice w wyznaczonych wartościach M_T dla analizowanych segmentów wynikają głównie z różnic strat związanych z przepływem oleju przez szczelinę. Na rys. 3.66 pokazano profile wartości naprężeń stycznych w kierunku obwodowym płynu na powierzchni ślizgowej segmentu oraz lepkości dynamicznej oleju (w kierunku obwodowym i promieniowym).



Rys. 3.66. Rozkład naprężeń stycznych w kierunku obwodowym τ_0 [kPa] oraz lepkości dynamicznej η [Pa s] przy powierzchni ślizgowej segmentów: a) profil obwodowy; b) profil promieniowy

Obliczone rozkłady naprężeń stycznych w szczelinie różnią się dla analizowanych łożysk. Wartość naprężeń ścinających jest wyższa w szczelinie łożyska z pokryciem polimerowym w obszarze wlotowym, gdzie wysokość szczeliny jest mniejsza, a gradient prędkości ścinania oleju większy niż w łożysku z pokryciem babbitem. W centralnej części segmentu, w której w wyniku utworzenia się lokalnej deformacji pokrycia polimerowego grubość filmu jest większa niż w łożysku z babbitem, naprężenia styczne są mniejsze w łożysku z PEEK. Ogólnie, obniżenie strat tarcia w szczelinie łożyska z pokryciem PEEK w stosunku do łożyska z babbitem wynika ze zmniejszenia lepkości oleju w filmie o wartość proporcjonalnie większą niż wzrost gradientu prędkości ścinania oleju. Różnice strat w szczelinie w analizowanych łożyskach zwiększają się razem ze wzrostem obciążenia, czyli wraz z lokalnym odkształceniem powierzchni polimerowej segmentu.

Największa część ciepła wytworzonego w wyniku ścinania oleju w szczelinie dla obu analizowanych łożysk jest unoszona z olejem poza film. Pozostała część jest przewodzona przez tarczę wału oraz segment. W przypadku obu analizowanych łożysk do tarczy wału wpływa podobny strumień ciepła. Znaczne różnice dotyczą natomiast strumieni ciepła wprowadzanych do segmentu. Więcej ciepła (maksymalnie około 4 razy) jest przewodzone przez segment z pokryciem babbitem w porównaniu z segmentem z pokryciem PEEK. Jest to wynikiem izolacyjnego działania warstwy polimeru na powierzchni ślizgowej, która obniża zastępczą przewodność cieplną segmentu do wartości około 6 W/mK (wyliczoną jak dla ściany wielowarstwowej, ułożonej szeregowo w kierunku ruchu ciepła dla wymiarów segmentu z analiz). Ze względu na podobieństwo opływu obu segmentów ciepło jest przyjmowane przez olej w podobny sposób, tj. największy strumień wymieniany jest przez ścianę spodnią

i wylotową. Duży strumień ciepła na spodzie segmentu stanowi konsekwencję dużej powierzchni przejmowania ciepła. Inaczej wygląda sytuacja na ścianie wylotowej segmentu, dla której wyliczono największą gęstość przejmowanego przez olej strumienia ciepła (proporcja strumienia ciepła do powierzchni ściany). Ściana wylotowa jest intensywnie omywana przez olej w wyniku jego przepływu wirowego w przestrzeni międzysegmentowej (rys. 3.64), a także ma wysoką temperaturę, ponieważ leży w pobliżu wylotu ze szczeliny smarowej (czyli obszaru o najwyższej temperaturze). Oba czynniki wpływają korzystnie na intensyfikację zjawiska przejmowania ciepła.

Obliczona wartość współczynnika przejmowania ciepła zależy od warunków działania oraz materiału pokrycia. Większe wartości otrzymano dla segmentu z pokryciem babbitem, przy czym wpływ obciążenia na zmianę h_c jest mniejszy niż wpływ prędkości. Dla mniejszej prędkości działania łożyska obliczone wartości współczynnika przewodzenia ciepła były ogólnie większe niż dla prędkości 4000 obr/min, pomimo zwiększonego przejmowania ciepła przez analizowane ściany ($q_{4000} > q_{2000}$). Oznacza to, zgodnie z definicją h_c (3.20), że po zwiększeniu prędkości obrotowej tarczy reprezentatywna średnia temperatura ściany segmentu $T_{seg4000}$ jest wyższa niż iloczyn proporcji strumieni ciepła przejmowanych ze ściany (q_{4000}/q_{2000}) i reprezentatywnej średniej temperatury ściany $T_{seg2000}$ przy 2000 obr/min (3.21):

$$(T_{seg4000} - T_a) > \frac{q_{4000}}{q_{2000}} (T_{seg2000} - T_a) \quad (3.21)$$

W większości prac teoretycznych znanych autorowi niniejszej monografii autorzy przyjmowali wartość współczynnika przejmowania ciepła jako stałą i niezależną od warunków działania. Jednak – jak wskazują wyniki obliczeń – tak nie jest. Dodatkowo, wartość współczynnika przejmowania ciepła zależy od materiału warstwy ślizgowej.

Obliczony rozkład temperatury w tarczy oporowej jest bardzo zbliżony dla obu analizowanych łożysk. Większe różnice zaobserwowano jedynie dla małych prędkości ślizgania, maksymalnie około 3°C (wyższa temperatura tarczy występowała w analizach łożyska z pokryciem PEEK). Wskazuje to na niewielki wpływ materiału pokrycia segmentu na przebieg zjawisk i procesów w tarczy.

W tabelicy 3.4 syntetycznie podsumowano wyniki wpływu prędkości n i nacisków p_{sr} na zmianę wybranych parametrów pracy łożyska. Strzałkami oznaczono zwiększenie (\nearrow) lub zmniejszenie (\searrow) wartości parametru wskutek zmiany analizowanego wymuszenia. Dla obu segmentów zwiększenie wartości prędkości i nacisków powoduje zwiększenie wartości maksymalnej temperatury segmentu i tarczy ($T_{max\ seg.}$ i $T_{max\ tarczy}$), wlotowej i wylotowej temperatury filmu (T_{in} i T_{out}), momentu tarcia w łożysku (M_T) oraz strumieni ciepła wpływających do segmentu i tarczy wału (Q_{seg} i Q_{tarczy}). Wyraźnie wyższe temperatury $T_{max\ seg.}$, T_{in} oraz T_{max} wyznaczono dla segmentu z pokryciem PEEK, natomiast temperatura maksymalna tarczy była jedynie nieznacznie wyższa, a w niektórych przypadkach porównywalna dla obu łożysk. Obliczony moment tarcia w łożysku z pokryciem PEEK był mniejszy niż w łożysku z babbitem. Różnice nie były jednak duże – w przypadku małej wartości nacisków średnich nie przekraczały 1%. Wpływający do tarczy wału strumień ciepła Q_{tarczy} był porównywalny w badaniach obu łożysk. Strumień ciepła dostarczany do segmentu Q_{seg} był znacznie większy w łożysku z pokryciem babbitem.

Tablica 3.4

Podsumowanie wpływu zmian badanych wymuszeń na parametry pracy łożyska;
lewa strona tabeli: zwiększenie prędkości n , prawa strona tabeli: zwiększenie nacisków p_{sr}

$n \nearrow$	PEEK	Porównanie PEEK/babbit	Babbit	$p_{sr} \nearrow$	PEEK	Porównanie PEEK/babbit	Babbit
$T_{max} \text{ seg.}$	\nearrow	$>$	\nearrow	$T_{max} \text{ seg.}$	\nearrow	$>$	\nearrow
T_{in}	\nearrow	$>$	\nearrow	T_{in}	\nearrow	$>$	\nearrow
T_{out}	\nearrow	$>$	\nearrow	T_{out}	\nearrow	$>$	\nearrow
p_{max}	\searrow	$<$	\nearrow	p_{max}	\nearrow	$<$	\nearrow
h_{min}	\nearrow	$<$	\nearrow	h_{min}	\searrow	$<$	\searrow
M_T	\nearrow	$<$	\nearrow	M_T	\nearrow	\leq	\nearrow
Q_{seg}	\nearrow	\ll	\nearrow	Q_{seg}	\nearrow	\ll	\nearrow
Q_{tarczy}	\nearrow	\geq	\nearrow	Q_{tarczy}	\nearrow	\approx	\nearrow
$T_{max} \text{ tarczy}$	\nearrow	\geq	\nearrow	$T_{max} \text{ tarczy}$	\nearrow	\geq	\nearrow

Zwiększenie prędkości i nacisków wywiera odmienny wpływ na zmianę minimalnej grubości filmu h_{min} . Zmniejsza się ona ze zwiększeniem nacisków, rośnie natomiast ze zwiększeniem prędkości. W każdym z analizowanych przypadków h_{min} jest mniejsze dla łożyska z pokryciem PEEK w porównaniu z łożyskiem z babbitem, tak jak wartość ciśnienia maksymalnego w filmie p_{max} . W tym jednak przypadku zwiększenie obciążenia skutkuje w obu łożyskach wzrostem ciśnienia maksymalnego oleju. Zwiększenie prędkości wywołuje natomiast zwiększenie p_{max} oleju w filmie łożyska z pokryciem babbitem oraz nieznaczne (o maksymalnie 0,08 MPa) zmniejszenie p_{max} w filmie łożyska z pokryciem PEEK. Zwiększenie ciśnienia maksymalnego filmu ze zwiększeniem prędkości w łożysku z pokryciem babbitem wynika z większej wypukłości segmentu (związanej z rozszerzalnością termiczną). Natomiast w przypadku segmentu z pokryciem PEEK zmniejszenie p_{max} ze wzrostem prędkości wynika z powiększenia obszaru wklęsłości powierzchni ślizgowej. Zwiększenie prędkości skutkuje wyższą temperaturą filmu oraz większą różnicą temperatury na grubości polimerowego pokrycia. W konsekwencji odkształcenia warstwy ślizgowej zmieniają się (nieznacznie powiększona wklęsłość powierzchni) z powodu większej ekspansji termicznej oraz lokalnej zmiany modułu sztywności wzdłużnej polimeru ze zwiększeniem temperatury.

Wyniki analiz skuteczności kompensacji błędów kształtu oraz wysokości segmentów wskazują, że w rezultacie zastosowania na powierzchnię ślizgową materiału polimerowego dopuszczalne są znacznie większe błędy wykonania segmentów. Segmenty z pokryciem polimerowym charakteryzują się mniejszą sztywnością w porównaniu z segmentem z pokryciem babbitem (0,65 dla pokrycia PEEK i 0,4 dla pokrycia PTFE), a zatem mają większą zdolność do kompensacji niedokładności kształtu powierzchni i wysokości. Najmniejszą sztywność względną wykazał jednak segment w całości wykonany z PEEK. Jest on około 35-krotnie mniej sztywny niż segment z babbitem. W tym jednak przypadku obliczona wartość maksymalnych nacisków była największa spośród analizowanych łożysk, najmniejszą natomiast odnotowano dla segmentu z pokryciem PTFE. Oznacza to, że segment z pokryciem PTFE

przenosi obciążenie z udziałem największej powierzchni ślizgowej, a segment wykonany w całości z PEEK – z najmniejszym jej udziałem. Segment PEEK pod działaniem obciążenia wykazuje znaczne ugięcie wzdłuż przyzmy podparcia. Rozwiązanie to wymaga odpowiedniej postaci konstrukcyjnej podparcia, które zapewni zmniejszenie niekorzystnego efektu „obwisania”. W ten sposób zwiększy się prawdopodobnie udział powierzchni segmentu przenoszącego obciążenie, a tym samym zmniejszą się maksymalne naciski w styku powierzchni.

Rozdział 4

BADANIA DOŚWIADCZALNE

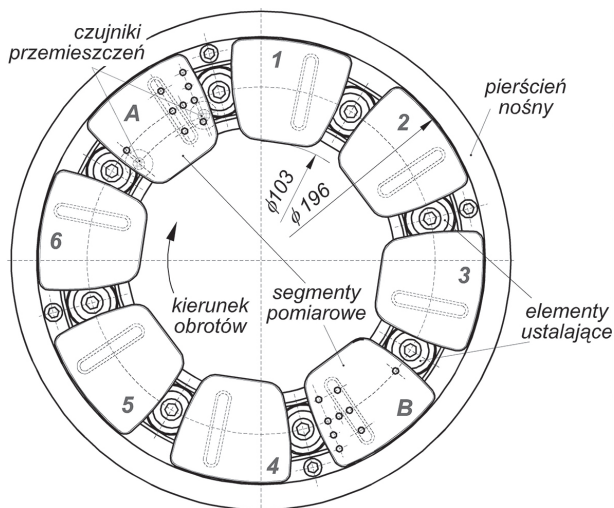
Bardzo ważnym źródłem wiedzy o przebiegu procesów i zjawisk towarzyszących działaniu łożysk są badania doświadczalne. Są one zwykle bardziej kosztowne oraz pracochłonne w porównaniu z badaniami teoretycznymi. Wymagają specjalnych stanowisk badawczych i aparatury umożliwiającej pomiar oraz akwizycję mierzonych parametrów pracy łożyska. Dodatkowo, ze względu na specyfikę obiektu badań, tj. niewielkie grubości filmu, wysoką temperaturę, ograniczoną przestrzeń, obecność oleju czy złożone zjawiska cieplne, mechaniczne i przepływowe, w celu uzyskania wiarygodnych wyników wymagają stosowania specjalnych technik oraz bogatego doświadczenia badawczego. Badania doświadczalne stanowią często jedyną metodę uzyskania wiarygodnej wiedzy na temat działania łożyska w obszarach zastosowań, w których badania teoretyczne są bardzo trudne. W przypadku łożysk wzdłużnych dotyczy to szczególnie badań w stanach przejściowych (np. rozruchy i wybiegi), w których w łożysku oprócz tarcia płynnego ma miejsce także tarcie mieszane.

Opisane w niniejszej monografii wyniki badań doświadczalnych uzyskano dla dwóch łożysk wzdłużnych o takich samych parametrach geometrycznych, które różniły się materiałem pokrycia powierzchni ślizgowej (PEEK oraz babbitt). Łożyska badano w stanach działania hydrodynamicznego, w obszarze punktu przejścia pomiędzy tarciem płynnym i mieszanym oraz w stanach przejściowych obejmujących zatrzymanie łożyska pod obciążeniem.

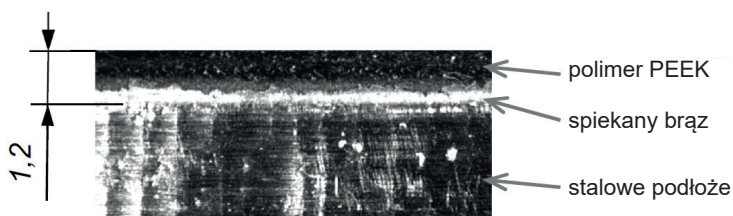
4.1. Obiekt badań

Do badań doświadczalnych wykorzystano dwa handlowo dostępne łożyska wzdłużne produkcji Waukesha Bearings (symbol producenta M8174 [227]), różniące się między sobą jedynie materiałem pokrycia. Wybór ten wynikał z ograniczeń wymiarowych obiektów możliwych do badań na stanowisku SON, a także dostępności łożysk z dwoma materiałami warstwy ślizgowej. Łożysko badane było typowym łożyskiem wzdłużnym z wahliwymi segmentami o jednym kierunku obrotów. Na spodzie segmentów ukształtowano pryzmy podpierające, dzięki którym zrealizowano podparcie liniowe na krawędzi (rys. 3.1). Łożysko składało się z ośmiu segmentów rozdzielonych elementami ustalającymi, wkręconymi w pierścień nośny (rys. 4.1).

Podstawowe wymiary segmentu pokazano na rys. 3.1. Warstwa ślizgowa obu łożysk miała jednakową grubość, równą 1,2 mm. Do połączenia warstwy ślizgowej PEEK ze stalowym podłożem segmentu wykorzystano warstwę pośrednią ze spiekane go brązu (rys. 4.2). Segmenty łożyska do badań porównawczych pokryto babbitem SnSb8Cu4. Łożyska smarowano olejem ISO-VG 32, dla którego wykonano pomiar zmienności lepkości z temperaturą (rys. 3.3).



Rys. 4.1. Główne elementy łożyska badanego



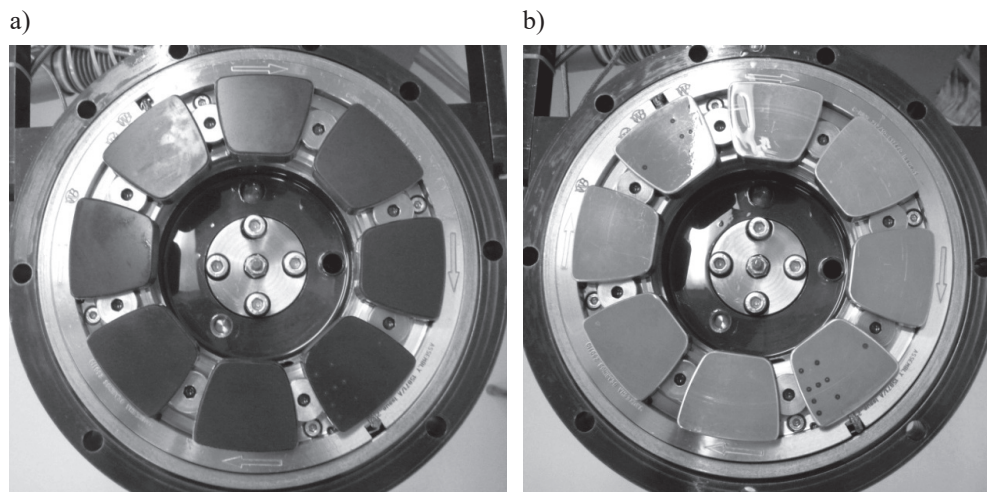
Rys. 4.2. Widok na warstwę ślizgową segmentu z pokryciem PEEK

Tablica 4.1

Podstawowe dane eksploatacyjne łożyska badanego

Wielkość	Jednostka	Wartość
maksymalne obciążenie osiowe	N	56 575
powierzchnia segmentów łożyska	mm ²	15 500
naciski średnie p_{sr} (przy obciążeniu maks.)	MPa	3,65

Podstawowe dane eksploatacyjne łożyska badanego z pokryciem stopem łożyskowym, zaczerpnięte z katalogu producenta, zestawiono w tablicy 4.1. Na rys. 4.3 pokazano łożyska w trakcie przygotowań do badań stanowiskowych.



Rys. 4.3. Łożyska badawcze umieszczone w pokrywie stanowiska SON:
a) łożysko z pokryciem PEEK; b) łożysko z pokryciem babbitem

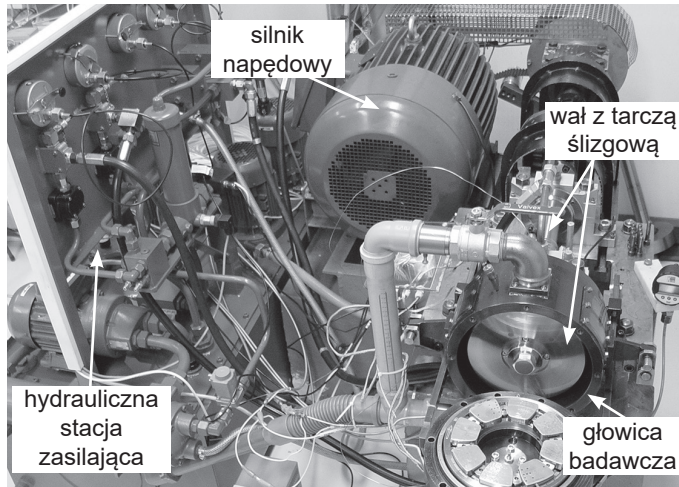
4.2. Stanowisko badawcze łożysk wzdłużnych SON

Stanowisko badawcze SON do badań hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych zostało zbudowane w latach 90. XX wieku. Zrealizowano na nim liczne badania łożysk wzdłużnych różnych odmian konstrukcyjnych (np. [181, 223]). Jego postać konstrukcyjna jest rozwijana z udziałem autora niniejszej monografii w wyniku doświadczeń badawczych do dnia dzisiejszego. Główne elementy stanowiska to (rys. 4.4):

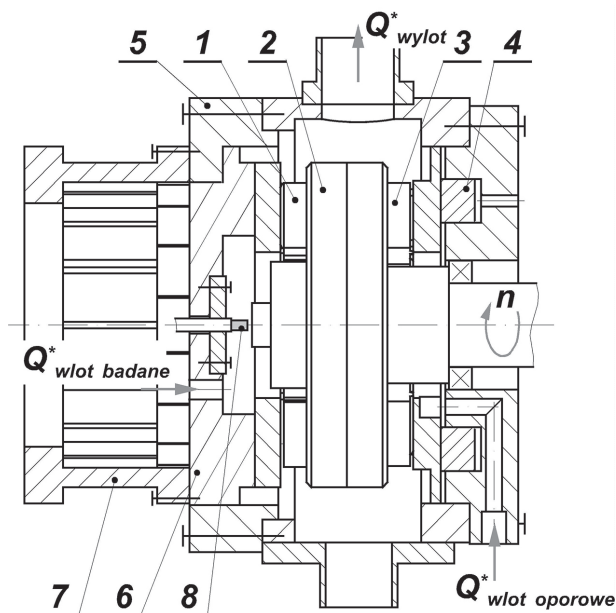
- głowica badawcza, w której znajduje się łożysko badane, łożysko oporowe, a także tłok siłownika hydraulicznego;
- wał stanowiska z tarczą oporową – wał jest łożyskowany z wykorzystaniem dwóch hydrodynamicznych łożysk poprzecznych;
- silnik napędowy o mocy 30 kW z przekładnią pasową przyspieszającą o przełożeniu 42/70 do napędu wału stanowiska badawczego;
- stacja hydrauliczna do zasilania olejem smarującym łożyska badawcze, oporowe, poprzeczne oraz siłownik obciążenia.

Ogólny schemat głowicy stanowiska badawczego SON przedstawiono na rys. 4.5. Badane hydrodynamiczne łożysko wzdłużne (1) umieszcza się w głowicy badawczej stanowiska (5). Obciążenie łożyska jest wywoływane za pomocą siłownika hydraulicznego (4), na którego tłoku (w kształcie pierścienia) osadza się wzdłużne łożysko oporowe (3) obciążające tarczę oporową (2) i w konsekwencji także łożysko badane (1). Oba łożyska wzdłużne działają, obciążając się wzajemnie poprzez tarczę oporową. Korpus głowicy badawczej jest zamknięty pokrywą (6) wyposażoną w specjalnej konstrukcji momentomierz (7). Wał stanowiska badawczego, na którym jest osadzona tarcza oporowa (2), jest łożyskowany za pomocą dwóch hydrodynamicznych łożysk poprzecznych i napędzany przez silnik elektryczny i przekładnię pasową. Olej do głowicy dostarcza się dwoma oddzielnymi strumieniami

w obszarze wewnętrznego promienia obu łożysk ($Q^*_{wlot\ badane}$, $Q^*_{wlot\ oporowe}$). Prędkość obrotową silnika można płynnie nastawiać za pomocą falownika, w który wyposażono stanowisko badawcze.



Rys. 4.4. Stanowisko badawcze łożysk wzdłużnych SON z zaznaczeniem najważniejszych układów



Rys. 4.5. Przekrój przez głowicę badawczą stanowiska SON (opis w tekście)

W tabelicy 4.2 zestawiono podstawowe dane techniczne stanowiska SON w odniesieniu do innych stanowisk badawczych łożysk wzdłużnych wykorzystywanych w ośrodkach akademickich. Jak wynika z przedstawionych danych, możliwości badawcze stanowiska SON

nie odbiegają od przyjętych standardów. Maksymalna średnica łożyska badanego wynosi do 200 mm. Badania łożysk mogą być prowadzone w warunkach stosunkowo dużych prędkości i obciążeń. Maksymalne obciążenie osiowe łożysk w stanowisku SON (90 kN) wynika głównie z wytrzymałości momentomierza. Znane są przypadki prowadzenia badań łożysk wzdłużnych ze zmniejszoną liczbą segmentów, co przy zachowaniu siły osiowej prowadzi do zwiększenia nominalnej wartości nacisków średnich [86, 143, 223]. Jednak – jak wskazują uzyskane wyniki pomiarów – wpływa to na zjawiska w łożysku (głównie cieplne). Ich przebieg różni się w porównaniu z działaniem łożyska z pełną liczbą segmentów, przez co uzyskane rezultaty nie są reprezentatywne dla takiego przypadku.

Tablica 4.2

Porównanie podstawowych danych technicznych stanowiska SON do innych stanowisk badawczych łożysk wzdłużnych wykorzystywanych w ośrodkach akademickich

Parametr		Jednostka	SON	Uniwersytet w Poitiers [94]	Uniwersytet w Lulea [75]
moc silnika napędowego		kW	30	15	143
prędkość obrotowa wału		obr/min	30–4500	0–10 000	maks. 3000 ^a
siła wzdłużna obciążająca łożyska (maks.)		kN	90	8	200 ^b
natężenie przepływu oleju smarującego (maks.)		l/min	45	20	bd.
temperatura oleju na dopływie do łożysk		°C	30÷50	30÷80	50
rodzaj smarowania			zanurzeniowe	kierowane	zanurzeniowe
dokładność filtrowania oleju smarującego		µm	3	bd.	3
wymiary łożyska badanego	średnica zewnętrzna	mm	maks. 200	50	228,6
	średnica wewnętrzna		min. 80	90	114,3

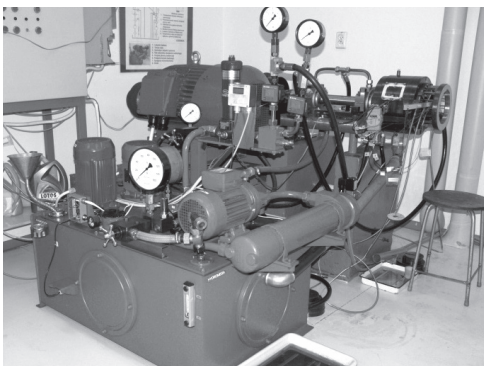
^a Prędkość maksymalna działania w opublikowanych pracach.

^b W opublikowanych opracowaniach obciążenie łożyska nie było większe niż około 53 kN.

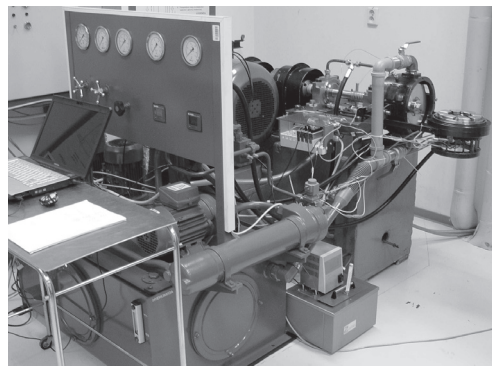
Przed przystąpieniem do badań doświadczalnych przeanalizowano możliwości stanowiska SON pod względem badania łożysk z polimerową warstwą ślizgową. W rezultacie tej analizy, a także w wyniku zaobserwowanych wcześniej problemów eksploatacji oraz niewielkiej zmiany rozmiarów obiektu badań zdecydowano o wprowadzeniu modyfikacji stanowiska SON. Zastosowane usprawnienia i zmiany dotyczyły głównie:

- stacji hydraulicznej stanowiska: uporządkowano układ połączeń hydraulicznych, rozdzielono zasilanie olejem łożysk podporowych wału stanowiska i obciążenia łożyska badanego (które były zasilane w dotychczasowym rozwiązaniu pompą dwusekcyjną). Silnik pompy obciążenia wyposażono w układ z zasilaniem falownikiem, co pozwoliło na elastyczne sterowanie obciążeniem łożyska;
- spływu oleju z głowicy badawczej: przekonstruowano istniejący układ. W nowym rozwiązaniu olej był wyprowadzany z górnej części obudowy z możliwością dławienia przez zawór hydrauliczny. Pozwoliło to zadawać w czasie badań naciśnienie oleju w głowicy i w ten sposób eliminować zjawisko powstawania mieszaniny oleju z powietrzem smarującej łożysko (szczególnie uciążliwe dla wyższych prędkości działania $n > 3000$ obr/min). Przybliżyło to warunki badań do tych, które uwzględniono w badaniach teoretycznych (przepływ jednofazowy, smarowanie zanurzeniowe);
- tarczy ślizgowej z wałem: specjalnie na potrzeby badań skonstruowano i wykonano dzieloną tarczę ślizgową osadzoną na drążonym wale w celu zabudowania w niej czujników temperatury i wyprowadzenia sygnału pomiarowego. Sygnał z czujników przesyłano do układu akwizycji danych przy wykorzystaniu pierścieni ślizgowych umieszczonych na wale;
- przekładni pasowej: po zmianie rozwiązania konstrukcyjnego spływu oleju z głowicy zaobserwowano większe zapotrzebowanie momentu przez układ napędowy, a w przypadku badań dla 4000 obr/min wymagany moment na wale stanowiska był większy niż możliwy do uzyskania w istniejącym układzie. Problem rozwiązano, zmieniając przełożenie przekładni pasowej (z 25/70 do 42/70);
- modyfikacji konstrukcji i wykonania innych elementów, np. łożyska oporowego, uszczelnienia ruchowego głowicy, obróbki elementów wymaganej do planowanej zabudowy czujników pomiarowych, napinacza przekładni pasowej itp.

a)



b)



Rys. 4.6. Stanowisko SON: a) przed modernizacją; b) po modernizacji przeprowadzonej w celu realizacji badań łożyska z polimerową warstwą ślizgową

Na rys. 4.6 porównano stanowiska do badania łożysk wzdłużnych SON przed i po modernizacji wykonanej na potrzeby prowadzenia badań łożyska z polimerową warstwą ślizgową.

4.3. Monitorowane parametry pracy łożyska

Do rejestracji wyników i akwizycji danych pomiarowych wykorzystano przetworniki sygnałów produkcji National Instruments oraz oprogramowanie LabView. Sygnały z przetworników były wprowadzane do komputera poprzez gniazda USB. W czasie badań istniała możliwość obserwowania przebiegu zmian mierzonych wielkości w czasie rzeczywistym. Dane dla 32 torów pomiarowych mierzonych wielkości były zapisywane w pamięci komputera w pliku tekstowym. Pomiarów mierzonych wielkości dokonywano z częstotliwością 1000 Hz, przy czym mierzone wielkości uśredniano do jednej wartości zapisywanej w pliku wyników co 0,2 s (jedna wartość w pliku pomiarów była wynikiem uśrednienia z 200 chwilowych wartości). Dzięki takiemu zabiegowi, mimo występowania zakłóceń sygnałów generowanych głównie przez falowniki sterujące silnikami elektrycznymi stanowiska, uzyskiwane przebiegi mierzonych parametrów pracy łożyska były stosunkowo mało zakłócone. Poniżej scharakteryzowano wykorzystane w badaniach czujniki oraz metody pomiarowe.

4.3.1. Obciążenie łożyska i prędkość obrotowa tarczy wału

Obciążenie osiowe łożysk jest realizowane w stanowisku SON z wykorzystaniem siłownika hydraulicznego umieszczonego w tylnej pokrywie głowicy badawczej (rys. 4.5). Pomiar obciążenia łożysk jest pomiarem pośrednim. Do określenia wartości siły wykorzystuje się pomiar ciśnienia w linii zasilającej siłownik oraz znajomość rozmiarów tłoka. Do pomiaru ciśnienia oleju wykorzystano czujnik piezoelektryczny CCA-300 o zakresie pomiarowym do 10 MPa i błędzie pomiaru maksymalnym równym 0,5% (0,05 MPa). Błąd pomiaru wartości siły obciążającej łożysko po uwzględnieniu błędu pomiaru ciśnienia wynosi $\pm 0,66$ kN. Przy uwzględnieniu dodatkowo błędów związanych z działaniem sił tarcia na uszczelnieniach tłoka całkowity błąd pomiarowy wartości siły był nie większy niż $\pm 0,9$ kN. Maksymalny błąd zadawanej wartości nacisku średniego nie przekraczał zatem $\pm 0,06$ MPa.

Prędkość obrotowa wału była wprowadzana do układu diagnostycznego z wykorzystaniem sygnału dostępnego z falownika silnika napędowego. Sprawdzenie wartości prędkości, którego dokonywano przy użyciu optycznego tachometru ręcznego, wskazuje, że maksymalny błąd prędkości był nie większy niż ± 10 obr/min (największe różnice zaobserwowano dla największych prędkości i obciążeń).

4.3.2. Parametry oleju smarującego

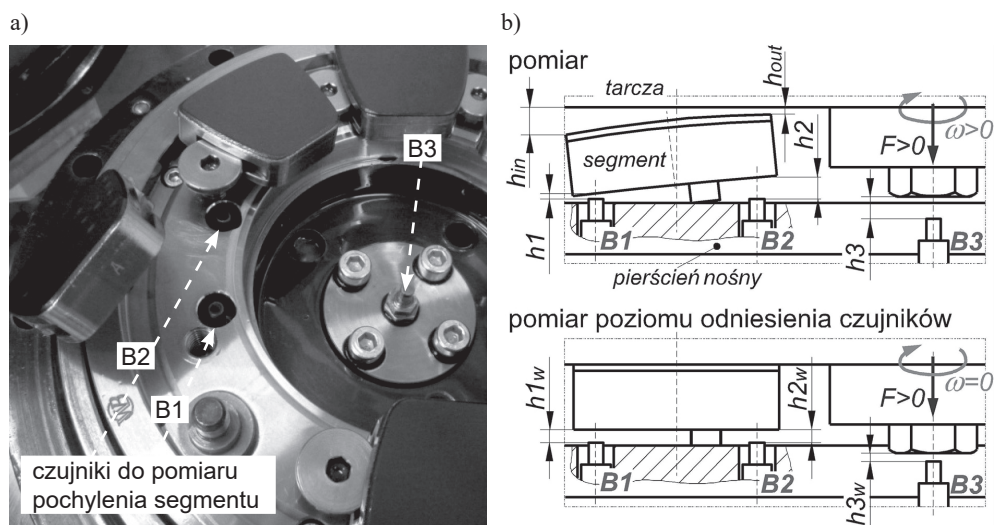
Natężenie przepływu oleju zasilającego łożysko badawcze oraz oporowe nastawiano za pomocą dwóch regulatorów przepływu (po jednym dla każdego z łożysk), umieszczonych przed wlotem oleju do głowicy badawczej. Do pomiaru objętości przepływającego oleju w gałęziach zasilających wykorzystano dwa przepływomierze typ K-400 produkcji PIUSI. Oszacowany błąd pomiaru natężenia przepływu oleju wynosił $\pm 0,2$ l/min. Kontrolę ciśnienia oleju zasilającego zrealizowano za pomocą dwóch manometrów zainstalowanych bezpośrednio przed głowicą badawczą na odpowiednich przewodach doprowadzających olej do łożyska badanego i oporowego.

Bardzo ważnym parametrem pracy łożyska, który kontrolowano w czasie badań, była temperatura oleju zasilającego (smarującego) łożysko. Był to parametr, który dla zachowania jednakowych warunków działania musiał pozostać niezmienny we wszystkich badaniach. Było to możliwe dzięki chłodnicy wodnej, w którą wyposażono stanowisko. Temperaturę oleju na wlocie do głowicy utrzymywano w zakresie $T_s = 40 \pm 0,2^\circ\text{C}$. Pomiaru temperatury oleju na wlocie (T_s) oraz na wylocie z głowicy (T_{splyw}) dokonywano z wykorzystaniem termopar płaszczykowych typu J o średnicy 1 mm, których końcówki pomiarowe zostały wsunięte w przewód zasilający w olej badane łożysko oraz kanał spływowy oleju z głowicy. Sprawdzenie pomiaru termopar względem termometru wzorcowego wykazało, że różnice ich wskazań nie były większe niż $\pm 1^\circ\text{C}$.

4.3.3. Czujniki przemieszczeń – pochylenie segmentu

Pomiar wysokości szczeliny smarnej w łożyskach hydrodynamicznych należy do najtrudniejszych. Minimalne grubości filmu smarnego (a te są ze względu na bezpieczeństwo działania łożyska najbardziej interesujące i pożądane) nie przekraczają kilku lub kilkunastu mikrometrów, a dodatkowo pomiar musi być zrealizowany w obecności oleju (intensywnie mieszanego), w podwyższonej temperaturze oraz ciśnieniu. Wszystkie te czynniki powodują, że notowane wartości są obciążone stosunkowo dużym błędem i niepewnością pomiarową. Dodatkowo, na przebiegi mierzonych sygnałów wpływają liczne zakłócenia, np. działanie falowników (silnika napędowego oraz pompy obciążenia), które – jak zanotowano w czasie badań – zakłócało pomiar, szczególnie czujników przemieszczeń.

Do badań zdecydowano się wykorzystać trzy wiroprowadowe czujniki przemieszczeń produkcji Bentley Nevada (zakres pomiarowy 2 mm, dokładność pomiaru $\pm 5 \mu\text{m}$). Jeden czujnik umieszczono centralnie w osi wału stanowiska (czujnik B3 na rys. 4.7a oraz nr 8 na rys. 4.5).



Rys. 4.7. Czujniki przemieszczeń stanowiska SON:

a) rozmieszczenie czujników w głowicy; b) schemat interpretacji wyników pomiarów

Wskazanie czujnika centralnego było miarą osiowego oddalenia tarczy wału od łożyska, a jego osiowe umieszczenie minimalizowało wpływ niejednorodności magnetycznej tarczy na wyniki pomiaru. Kolejne dwa czujniki przemieszczeń umieszczono pod segmentem pomiarowym A, po jednym w pobliżu krawędzi wlotowej (B1) oraz wylotowej (B2) na promieniu 67,5 mm (rys. 4.11a). W ten sposób możliwa była ocena pochylenia segmentu oraz – w połączeniu z pomiarem przemieszczenia czujnikiem B3 – nawet ocena grubości filmu olejowego na wlocie i wylocie do łożyska (h_{in} oraz h_{out} na rys. 4.7b), zgodnie z zależnościami:

$$h_{in} = \sim (h3 - h3_w) + (h1_w - h1) = \sim \Delta h3 + \Delta h1 \quad (4.1)$$

$$h_{out} = \sim (h3 - h3_w) - (h2 - h2_w) = \sim \Delta h3 - \Delta h2 \quad (4.2)$$

Niezbędne było również przeprowadzenie pomiarów poziomu odniesienia dla czujników ($h1_w$, $h2_w$ oraz $h3_w$) przy zatrzymanej tarczy wału dla zadanych wartości obciążenia osiowego układu (rys. 4.7b). Dokonywano tego każdorazowo po zakończonej serii badań dla określonej pozycji kątowej wału. Czujniki wkręcono w płytę pokrywy stanowiska badawczego. Po montażu przeprowadzono wzorcowanie czujników, a uzyskane charakterystyki wprowadzono do układu diagnostycznego.

Zależności (4.1) oraz (4.2) wykorzystują wyniki pomiarów do określenia w sposób pośredni grubości szczeliny olejowej h_{in} nad czujnikiem B1 przy wlocie do szczeliny oraz h_{out} nad czujnikiem B2 przy wylocie ze szczeliny. Wyznaczone wartości h_{in} oraz h_{out} były obarczone znacznym błędem, ponieważ nie uwzględniały wpływu np. deformacji segmentu, rozszerzalności termicznej segmentu i głowicy (w której osadzone są czujniki) czy odkształceń tarczy oporowej. Wartościowe były natomiast jakościowe trendy zmian mierzonych wielkości zależnie od warunków pracy łożyska oraz trendy zmian pochylenia segmentu.

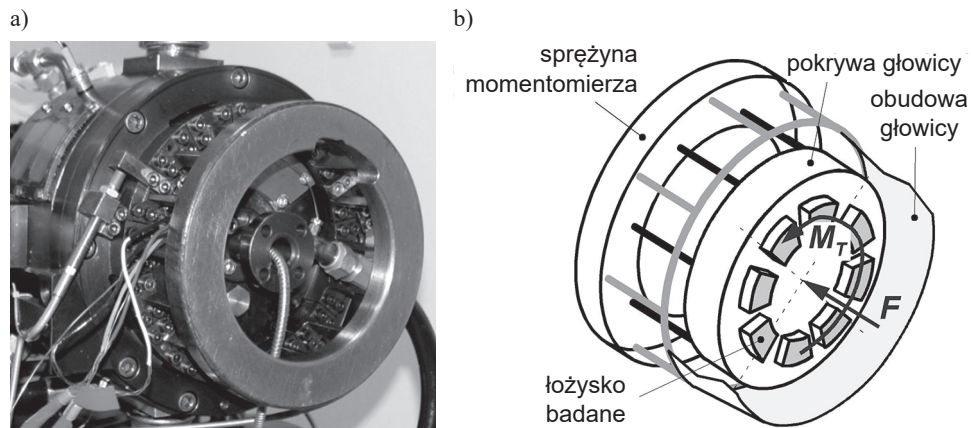
4.3.4. Moment tarcia w łożysku

Moment tarcia w badanym łożysku mierzono z wykorzystaniem oryginalnego momentomierza, którego opis można znaleźć w pracach [33, 37] (rys. 4.8a). Łożysko badane było zamocowane do płyty pokrywy głowicy. Miarę momentu tarcia w łożysku stanowił kąt obrotu płyty pokrywy głowicy względem obudowy (rys. 4.8b). Płyta oraz obudowa były ze sobą połączone przy użyciu specjalnej sprężyny, złożonej z belek połączonych z jednej strony sztywnym pierścieniem. Co druga belka sprężyny była połączona z płytą pokrywy, pozostałe zaś – z obudową głowicy. W ten sposób możliwe było względne obracanie się obu elementów.

Pomiar kąta obrotu sprężyny momentomierza był realizowany przy wykorzystaniu pomiaru przemieszczeń specjalnych wskaźników (markerów) dwoma czujnikami wiroprowadowymi. W prowadzonych badaniach do pomiaru kąta skręcenia sprężyny momentomierza wykorzystano dwa czujniki MDT10 (zakres pomiarowy 2 mm).

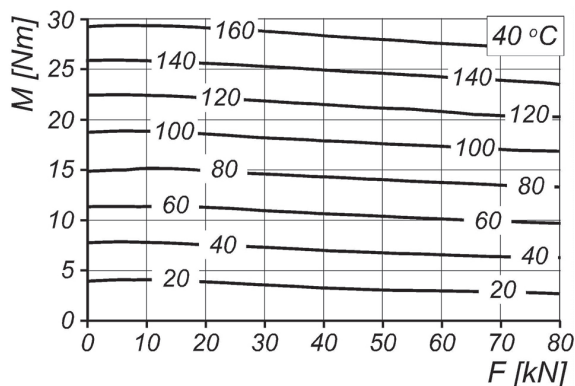
Przed przystąpieniem do badań momentomierz wzorcowano w warunkach zbliżonych do panujących w czasie pracy stanowiska. Celem wzorcowania było ujawnienie wpływu obciążenia osiowego i temperatury oleju w głowicy na wskazania czujników przemieszczeń mierzących obrót względny płyty pokrywy w warunkach zadanej wartości momentu działającego na momentomierz. Ostatecznie uzyskane charakterystyki (rys. 4.9) wykorzystano do określenia wartości momentu w łożysku z uwzględnieniem ujawnionych wpływów siły osio-

wej i temperatury na wskazania przyrządu. Określona na tej podstawie dokładność pomiaru momentomierza, przy uwzględnieniu dokładności pomiarowej czujników przemieszczeń, wyniosła $\pm 0,3$ Nm.



Rys. 4.8. Momentomierz stanowiska SON:

a) w czasie działania (widoczny jeden z czujników przemieszczeń); b) schemat ideowy

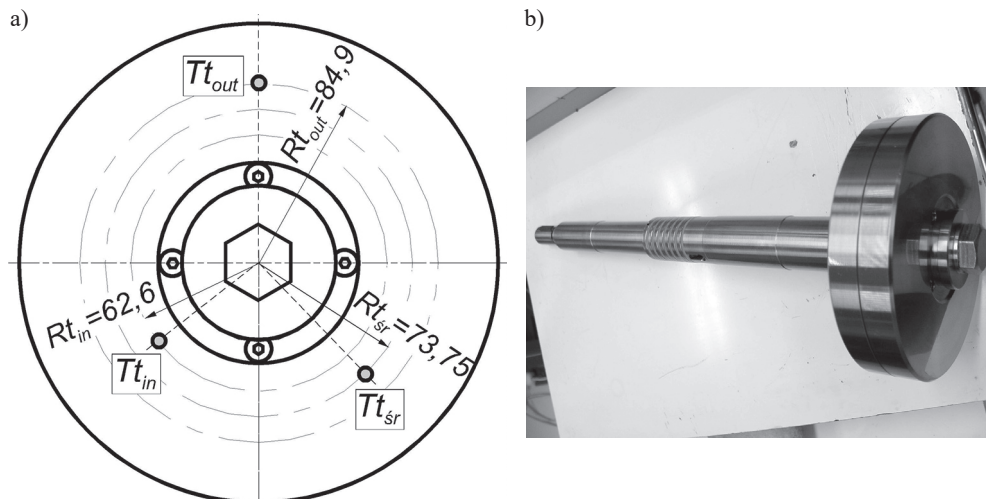


Rys. 4.9. Przykładowe wyniki wzorcowania momentomierza w temperaturze 40°C , różnica wskazań czujników przemieszczeń [μm]

4.3.5. Temperatura tarczy oporowej

W zespole dzielonej tarczy z wałem, wykonanej na potrzeby badań doświadczalnych, 2 mm pod powierzchnią ślizgową (od strony łożyska badanego) umieszczono trzy czujniki temperatury. Wykorzystano czujniki LM35CA o zakresie pomiarowym do 110°C i maksymalnym błędzie pomiaru $\pm 1^\circ\text{C}$. Czujniki rozmieszczono w taki sposób, by uzyskać wartości temperatury na trzech promieniach tarczy, które odpowiadają względnym wymiarom promieniowym segmentu: $0,25 L$ ($T_{t_{in}}$), $0,5 L$ ($T_{t_{sr}}$) oraz $0,75 L$ ($T_{t_{out}}$). Sygnały z czujników odbierano za pomocą pierścieni ślizgowych umieszczonych pomiędzy łożyskami podpo-

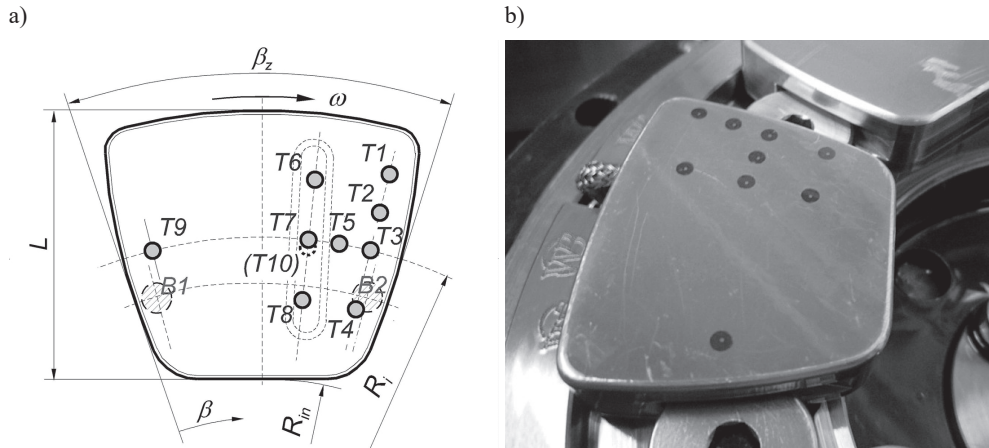
rowymi wału. Pierścienie połączone z czujnikami przewodami umieszczonymi wewnątrz drążonego wału. Rozmieszczenie czujników oraz tarczę ślizgową z wałem przygotowaną do badań pokazano na rys. 4.10.



Rys. 4.10. Zespół tarczy ślizgowej z wałem: a) rozmieszczenie czujników temperatury; b) stan po montażu, widoczne pierścienie ślizgowe osadzone na wale

4.3.6. Temperatura powierzchni ślizgowej i segmentów

Dwa segmenty łożysk badanych z pokryciem PEEK oraz stopem łożyskowym (tzw. segmenty pomiarowe, oznaczone na rys. 4.1 jako A i B) zostały wyposażone w 10 termopar typu K (średnica 0,5 mm). Rozmieszczenie termopar pokazano na rys. 4.11, natomiast w tabelicy 4.3 zestawiono współrzędne ich położenia. Czujniki oznaczone symbolami od T1 do T9 umieszczono w segmentach pomiarowych w taki sposób, by ich końcówki pomiarowe miały kontakt z olejem znajdującym się w szczelinie smarnej. Termopary umieszczono w otworach wykonanych na powierzchni ślizgowej segmentów (średnica 2 mm), które następnie wypełniono żywicą (współczynnik rozszerzalności liniowej zastosowanej żywicy $6 \times 10^{-5} 1/^{\circ}\text{C}$). Położenie końcówek pomiarowych termopar po ich montażu w segmentach zostało sprawdzone przy użyciu profilografu. Różnica poziomu powierzchni i końcówek pomiarowych nie przekraczała $3 \mu\text{m}$. Takie umieszczenie końcówek termopar pozwoliło na pomierzenie co najwyżej temperatury powierzchni ślizgowej segmentu (wynika to z teorii pomiaru temperatury cieczy [137]). Ostatni czujnik T10 został umieszczony w objętości segmentu. Poprawność pomiaru temperatury sprawdzono, kontrolując wskazania czujników dla warunków zadanej temperatury otoczenia obiektu. W tym celu segmenty zanurzono w oleju o temperaturze 90°C , którą utrzymywano na stałym poziomie z wykorzystaniem ultratermostatu. W takich warunkach maksymalna różnica wskazania pojedynczego czujnika względem wartości zadanej nie przekraczała $\pm 1^{\circ}\text{C}$.



Rys. 4.11. Termopary w segmentach pomiarowych: a) rozmieszczenie i oznaczenie; b) widok na powierzchnię ślizgową segmentu z pokryciem stopem łożyskowym

Tablica 4.3

Położenie czujników termoparowych w segmentach pomiarowych

Czujnik	$(R_{ii} - R_{in}) / L$ [-]	β / β_z [-]	z [mm]
T1	0,820	0,884	0
T2	0,669	0,884	0
T3	0,528	0,884	0
T4	0,297	0,884	0
T5	0,528	0,773	0
T6	0,753	0,663	0
T7	0,528	0,663	0
T8	0,297	0,663	0
T9	0,528	0,110	0
T10	0,485	0,663	-10,7

Dla celów kontroli działania łożyska oporowego w czasie badań (łożysko z pokryciem stopem łożyskowym) mierzono temperaturę w objętości jednego z jego segmentów. Wykorzystano termoparę typu J umieszczoną w punkcie o położeniu względnym 75/75 na głębokości 5 mm od powierzchni ślizgowej (wysokość segmentu 15 mm).

4.4. Problemy pomiaru temperatury powierzchni ślizgowej

Pomiar temperatury filmu smarnego z wykorzystaniem czujników temperatury (najczęściej termopar) jest stosowany dość powszechnie do monitorowania działania łożysk z po-

kryciem polimerowym. Realizacja pomiaru poprzez umieszczenie czujników w otworach wykonanych w powierzchni ślizgowej może wpływać na notowane wartości. Na ten problem zwrócono uwagę np. w [59], a potwierdzają go również wyniki porównania temperatury zmierzonej i obliczonej, zaprezentowane w pracy [155], której autorzy odnotowali, że wartości zmierzone są do 15°C niższe niż obliczone z wykorzystaniem modelu TEHD.

Podobny problem napotkał autor w przeprowadzonych badaniach łożysk. Już pierwsze pomiary temperatury zrealizowane w sposób opisany w p. 4.3.6 ujawniły niedoskonałość tej metody. Wybrane termopary umieszczone w obszarze wylotowym ze szczeliny (termopary T1–T5) (rys. 4.11a) dla segmentu z pokryciem babbitem, szczególnie w warunkach dużych prędkości i obciążeń, wskazywały na temperatury powierzchni znacznie wyższe niż w łożysku PEEK (nawet powyżej 10°C). Dodatkowo, przebieg zmian temperatury po zmianie wymuszeń działających na łożysko był gwałtowny, co mogło sugerować przycieranie się powierzchni ślizgowej segmentu. Oględziny wizualne powierzchni po badaniach nie wykazały jednak żadnych niepokojących zmian powierzchni stopu łożyskowego.

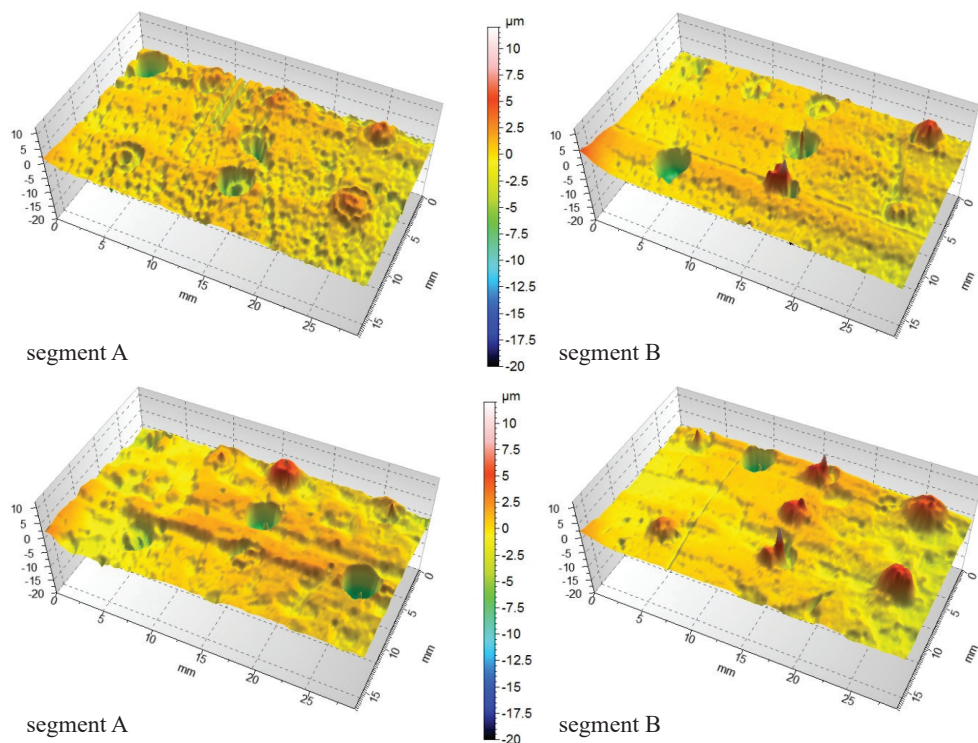
Możliwe przyczyny zaobserwowanych przebiegów w pomiarach temperatury zostały poddane szczegółowym analizom. Mogły one wynikać np. z przeciążenia segmentów pomiarowych ze stopem białego metalu oraz z odciążenia segmentów z PEEK w wyniku błędów wykonania i montażu łożyska czy też problemów związanych z realizacją samego pomiaru.

Nierównomierność obciążenia przeniesionego przez poszczególne segmenty badanych łożysk została zweryfikowana poprzez szczegółowe pomiary geometrii segmentów (wysokości nad podporą) oraz dodatkowe badania na stanowisku SON. W zrealizowanych dodatkowo testach pod podporami segmentów umieszczono cienkie wkładki z elastycznego materiału (polimer o grubości 1 mm), które pozwoliły wyrównać ewentualne nierówności obciążenia przypadające na segmenty. Uzyskane rezultaty pomiarów wysokości segmentów wykazały bardzo mały rozrzut wartości mierzonej. Wyniki badań łożysk z wkładkami i bez nich, które przeprowadzono na stanowisku SON, nie różniły się istotnie od siebie. Stąd wnioskowano, że przyczyną zaobserwowanych nieoczywistych wyników pomiaru temperatury nie jest nierównomierne obciążenie segmentów pomiarowych łożysk.

W celu weryfikacji, czy sposób realizacji pomiaru może mieć wpływ na rejestrowane wartości temperatury, zdecydowano się przeprowadzić ponowne pomiary profili powierzchni ślizgowej segmentów pomiarowych po badaniach łożysk w stanach stacjonarnych. Otrzymane rezultaty ujawniły (rys. 4.12), że końcówki pomiarowe termopar zmieniły swoje początkowe położenie względem powierzchni ślizgowej segmentów.

Niektóre z termopar razem z otaczającą je żywicą zostały wciśnięte poniżej powierzchni (nawet o 20 μm), podczas gdy inne zostały wysunięte ponad powierzchnię ślizgową (od kilku do 10 μm). Dotyczyło to zarówno łożyska z pokryciem powierzchni ślizgowej polimerem PEEK, jak i białym metalem. Zmiana położenia termopar, ale także żywicy wykorzystanej do ich montażu, może być wywołana działaniem podwyższonej temperatury oraz ciśnieniem oleju w filmie. Podwyższona temperatura może powodować wysunięcie termopar z otworów w wyniku rozszerzalności termicznej żywicy. Zjawisko to może być szczególnie intensywne w przypadku segmentów z pokryciem białym metalem, ponieważ współczynnik rozszerzalności cieplnej użytej żywicy jest prawie 3-krotnie większy niż babbitu. Dla PEEK ta proporcja jest dużo mniejsza i wynosi niespełna 1,3. Ciśnienie oleju w filmie, szczególnie wysokie

w strefie wylotowej ze szczeliny, może wpłynąć na przemieszczenie termopary i żywicy, w przypadku gdy dojdzie do zerwania połączenia pomiędzy żywicą i materiałem w segmencie lub termoparą i otaczającą ją żywicą. Wydaje się to możliwe szczególnie w przypadku segmentów pokrytych PEEK, ponieważ – jak wiadomo – polimery wykazują ograniczoną adhezję, a ich połączenie (klejenie) z innymi materiałami wymaga nierzadko dodatkowych zabiegów.



Rys. 4.12. Profil powierzchni ślizgowej segmentów po badaniach łożysk, obszar wylotu ze szczeliny, widoczne pozycje termopar od T1 (lewy górny róg obszaru) do T8 (prawy dolny róg obszaru):
a) segmenty pomiarowe PEEK; b) segmenty pomiarowe z babbitem

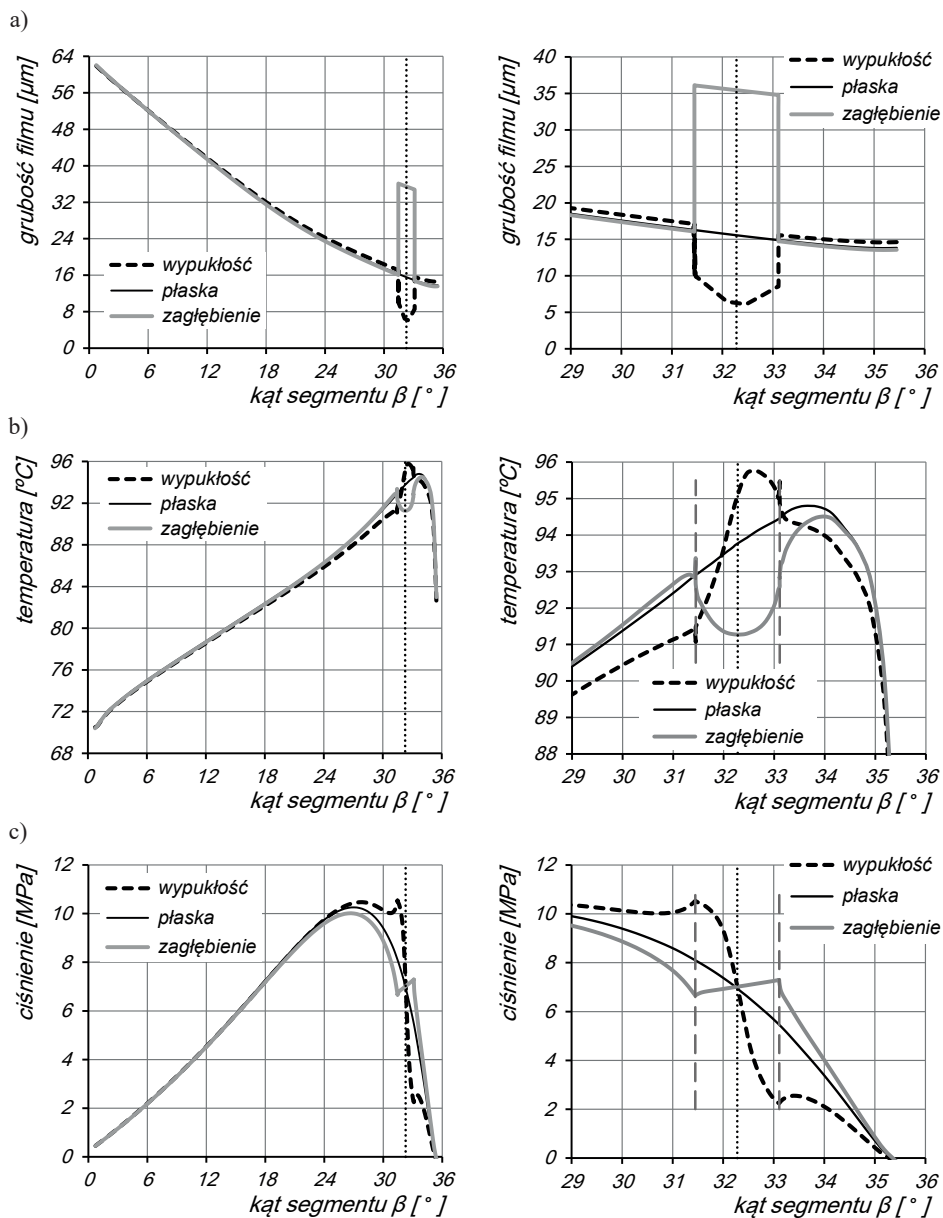
Wobec tego można przypuszczać, że zastosowany sposób zamocowania termopar w otworach sprzyja wysunięciu żywicy oraz termopary ponad powierzchnię ślizgową, szczególnie w segmentach z pokryciem babbitem, oraz wciśnięciu żywicy i termopary poniżej powierzchnię ślizgową, zwłaszcza w segmentach z pokryciem PEEK. Dodatkowo, należy przypuszczać, że położenie czujników (poziom względem powierzchni ślizgowej) przedstawione w wynikach pomiarów (rys. 4.12) może się zmieniać podczas badań, ponieważ w filmie w zależności od wymuszeń panują różne ciśnienia i temperatury. Z tego powodu nie można jednoznacznie stwierdzić, jaka była pozycja termopary w trakcie badań stanowiskowych.

Wykorzystując metodę FSI, sprawdzono, w jaki sposób na przebieg zjawisk i procesów w filmie (szczególnie rozkład temperatury) wpływa lokalna zmiana geometrii szcze-

liny. Analizy przeprowadzono z wykorzystaniem modelu wycinka obwodowego segmentu (o szerokości 6 mm i długości 48 mm), w którym w obszarze wylotowym (kąt $\beta = 32,3^\circ$) możliwe było uwzględnienie lokalnej zmiany geometrii szczeliny smarnej oraz powierzchni ślizgowej. Obliczenia wykonano dla trzech przypadków: szczeliny bez zmian geometrii (płaska), szczeliny z otworem o średnicy 2 mm i głębokości 20 μm (zagłębienie) oraz szczeliny z wypukłością w kształcie ściętego na górze walca o średnicy 2 mm i wysokości 10 μm (wypukłość). Przyjęta do analiz średnica otworu i wypukłości jest równa średnicy otworów wykonanych do montażu termopar w segmentach. Z kolei głębokość i wysokość przyjęto w przybliżeniu równe zmierzonym wartościom maksymalnym położenia termopar po badaniach (rys. 4.12). Obliczenia metodą FSI przeprowadzono dla prędkości ślizgania odpowiadającej wartości prędkości obrotowej 4000 obr/min na średnim promieniu łożyska ($R_{\text{sr}} = 73,75 \text{ mm}$). Uwzględniono warstwę ślizgową wykonaną z białego metalu. Obciążenie modelu (1630 N) przyjęto w taki sposób, by uzyskać w rezultacie wartości temperatury maksymalnej filmu zbliżone do przypadku obliczeń FSI segmentu łożyska z pokryciem babbitem bez otworów (rys. 3.19a).

Na rys. 4.13 porównano wyniki analiz FSI (profile w kierunku obwodowym w połowie szerokości modelu) dla trzech opisywanych przypadków geometrii szczeliny. Na rys. 4.13a pokazano obliczone kształty szczeliny smarnej, które różnią się szczególnie w obszarze wprowadzonej lokalnie nieregularności geometrii filmu. Wartości grubości wlotowej oraz wylotowej ze szczeliny dla wszystkich analizowanych przypadków są bardzo zbliżone. W zawężonym zakresie obwodowym (prawa część rysunku) widoczne są szczegóły przyjętych do obliczeń kształtów otworu oraz wypukłości powierzchni. Na rys. 4.13b porównano obliczone profile temperatur w kierunku obwodowym. W miejscu lokalnej zmiany grubości filmu widoczne są znaczne różnice w kształcie rozkładu oraz wartości temperatury powierzchni ślizgowej. Dla przypadku otworu obliczone temperatury są najmniejsze, natomiast dla przypadku wypukłości temperatury – największe (różnica temperatury powierzchni w miejscu montażu termopary wynosi około $4,5^\circ\text{C}$). Dowodzi to, że lokalna zmiana kształtu filmu smarnego w postaci zbliżonej do zaobserwowanej w pomiarach profili segmentów może mieć wpływ na wartości zmierzonej temperatury oraz przebieg zjawisk i procesów w filmie smarnym. Potwierdzają to także wyniki obliczeń profili ciśnienia w filmie, pokazane na rys. 4.13c. Kształty profili dla przypadków z lokalnymi nieregularnościami powierzchni ślizgowych różnią się w miejscu termopary w porównaniu z rezultatem dla powierzchni płaskiej.

Podsumowując, wyniki obliczeń wskazują, że termopary, których pozycja obniżyła się względem powierzchni segmentu, będą wskazywały temperaturę niższą niż te, które np. w wyniku rozszerzalności termicznej żywicy wysunęły się ponad powierzchnię ślizgową. Może to tłumaczyć wyższe wartości temperatury odnotowane przez autora w badaniach dla łożyska z pokryciem babbitem (większa skłonność do wysunięcia termopar ponad powierzchnię w wyniku rozszerzalności termicznej żywicy) niż w przypadku segmentu z pokryciem PEEK. Zaobserwowane nagłe zmiany (przyrosty) temperatury w strefie wylotowej segmentu z pokryciem stopem łożyskowym mogą być wytłumaczone możliwym kontaktem termopar z wirującą tarczą oporową. W tym obszarze grubości filmu wynoszą 10–15 μm , co jest wartością porównywalną do wysunięcia poszczególnych termopar ponad powierzchnię ślizgową.



Rys. 4.13. Wyniki obliczeń FSI wpływu lokalnej geometrii szczeliny smarowej na wyniki analiz, profile w kierunku obwodowym: a) grubość filmu; b) temperatura powierzchni ślizgowej; c) ciśnienie filmu (na rysunkach kropkowaną linią pionową zaznaczono środek otworu, a przerywanymi liniami pionowymi – zarys obwodowy otworu)

Ze względu na opisywany powyżej wpływ lokalnej geometrii szczeliny na wartości pomierzonych temperatur w dalszej części monografii zaprezentowano jedynie wybrane wyniki pomiaru temperatury powierzchni ślizgowej.

4.5. Wyniki badań doświadczalnych

Badania doświadczalne łożysk, zarówno w stanach stacjonarnych, jak i niestacjonarnych, prowadzono w warunkach zasilania olejem przy jego stałym wydatku $Q_{\text{wlot}}^* = 15$ l/min w temperaturze $40 \pm 0,2^\circ\text{C}$ (całkowity wydatek oleju dostarczanego do głowicy dla łożyska badanego i oporowego wynosił 30 l/min). Procedura prowadzenia badań w każdym z przypadków była inna, z uwagi na różne warunki działania łożyska oraz poszukiwane parametry pracy. Badania zrealizowano, zaczynając od prób w stanach stacjonarnych. Następnie przeprowadzono badania punktu przejścia między tarcieniem płynnym i mieszanym. Na końcu wykonano próby zatrzymania pod obciążeniem, które ze względu na bezpieczeństwo działania łożyska były najbardziej wymagające.

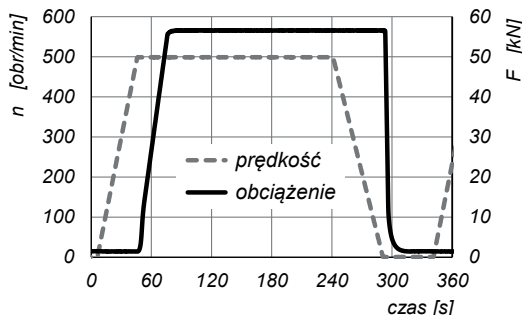
Badania doświadczalne w stanach stacjonarnych przeprowadzono dla trzech poziomów prędkości (2000, 3000 oraz 4000 obr/min) i trzech poziomów nacisków średnich (2,0; 3,0 oraz 3,65 MPa). Serię pomiarową każdorazowo rozpoczynano od rozpędzenia wału stanowiska do prędkości 2000 obr/min oraz zadania obciążenia łożysk wywołującego naciski średnie $p_{\text{sr}} = 2$ MPa. Po ustaleniu warunków równowagi termicznej stanowiska (zajmowało to zwykle od około 15 do 20 min) rozpoczynano pomiar monitorowanych wielkości. Łożysko pracowało na każdym poziomie zadanych wymuszeń przez około 7–10 min, po czym zwiększono obciążenie do kolejnego poziomu. Po zmianie warunków pracy łożyska konieczna była regulacja wydajności układu chłodzenia oleju w celu zapewnienia założonej wartości temperatury wlotowej do głowicy. Następnie w warunkach równowagi termicznej rozpoczęto kolejny pomiar. Po wykonaniu pomiaru dla obciążenia maksymalnego (3,65 MPa) dla danego poziomu prędkości obniżano naciski średnie w łożysku do 2 MPa oraz zwiększano prędkość do kolejnej zaplanowanej wartości. Na zakończenie serii pomiarów dla warunków $n = 4000$ obr/min i $p_{\text{sr}} = 3,65$ MPa realizowano wybieg polegający na stopniowym zmniejszaniu obciążenia oraz prędkości. Po zatrzymaniu wału stanowiska bez obciążenia wykonywano każdorazowo pomiar poziomu odniesienia dla czujników przemieszczeń, wywołując w łożysku naciski średnie $p_{\text{sr}} = 2; 3$ oraz 3,65 MPa (rys. 4.7b).

Badania punktu przejścia pomiędzy tarcieniem płynnym i mieszanym dla łożysk z różnym materiałem warstwy ślizgowej oraz w stanach niestacjonarnych (zatrzymania łożyska pod obciążeniem) wymagały uzyskania stosunkowo dużej wartości momentu na wale stanowiska przy małych prędkościach obrotowych. Zrealizowano to po zmianie przełożenia przekładni pasowej z multiplikującego na redukcyjne. W takich warunkach możliwe było stosunkowo łatwe utrzymanie niewielkiej prędkości obrotowej wału w warunkach zwiększonych oporów tarcia w łożysku.

Krzywe Stribeck-Herseya wyznaczono przy naciskach średnich w łożysku równych 3,65 MPa, obniżając stopniowo prędkość obrotową wału. Pomiarów parametrów pracy łożyska rozpoczęto od prędkości 1000 obr/min, aż do osiągnięcia minimalnej możliwej prędkości stanowiska, tj. około 30 obr/min. Dla każdego z poziomów prędkości stanowisko działało maksymalnie 5 min.

Wybiegi łożyska pod obciążeniem zrealizowano dla przebiegu zmienności prędkości oraz obciążenia łożyska pokazanego na rys. 4.14. Zrealizowano go, sterując za pomocą komputera falownikami odpowiednich silników napędzających pompy obciążenia oraz wał sta-

nowiska. Cykl rozpoczynało rozprędkenie wału do prędkości 500 obr/min w czasie około 40 s bez obciążenia. Po osiągnięciu pełnej prędkości zadawano obciążenie łożyska o wartości zapewniającej naciski średnie $p_{sr} = 3,65$ MPa (odpowiada to sile $F = 56,6$ kN) w czasie 35 s. Łożysko działało w takich warunkach przez 3 min, po czym w czasie 50 s zmniejszano płynnie prędkość do zatrzymania wału. Po zatrzymaniu wału obniżano obciążenie łożyska do zera. Po kolejnych 30 s rozpoczynano kolejny cykl pomiarowy. W sumie dla każdego z badanych łożysk przeprowadzono 100 cykli zatrzymania pod obciążeniem, a każdy z cykli trwał około 335 s.



Rys. 4.14. Przebieg zmienności prędkości oraz obciążenia w czasie prób wybiegu łożyska pod obciążeniem

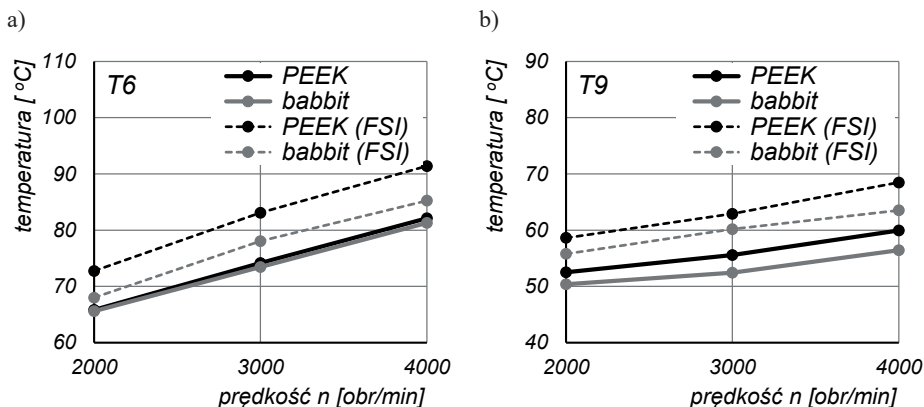
4.5.1. Badania w stanach ustalonych – wpływ prędkości

Badania w stanach stacjonarnych (dziewięć punktów pracy – trzy poziomy prędkości i obciążenia) przeprowadzono trzykrotnie w celu sprawdzenia powtarzalności uzyskanych wyników pomiarów. Dla każdego z punktów pracy jako reprezentatywną wartość wyznaczono średnią danej wielkości z badań dla przedziału czasu równego 5 min. Zaobserwowano dobrą powtarzalność uzyskanych wyników w kolejnych powtórzeniach. Rozrzut zmierzonej temperatury nie przekraczał $\pm 1^\circ\text{C}$, grubości filmu $\pm 2,5$ μm , a wartości momentu tarcia w łożysku $\pm 0,3$ Nm. Z tego powodu na potrzeby dalszej prezentacji wyników badań wykorzystano wartości średnie parametrów wyznaczone z trzech serii pomiarowych.

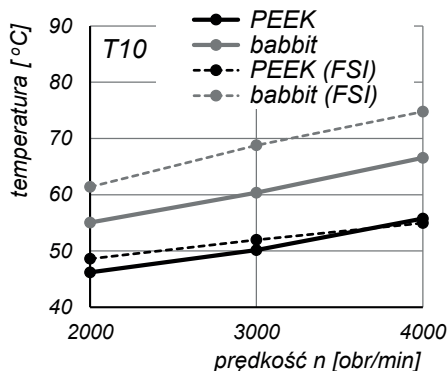
Celem przeprowadzonych badań doświadczalnych łożysk w stanach stacjonarnych było uzyskanie wyników, które posłużą do weryfikacji poprawności opracowanego modelu teoretycznego. Z tego powodu rezultaty eksperymentalne zostaną dalej zaprezentowane jedynie w zakresie wymuszeń, dla których przeprowadzono badania teoretyczne (opisane w p. 3.3). Pełne wyniki, dla całego zrealizowanego zakresu obciążeń oraz prędkości, przedstawiono w pracy [233].

Na rys. 4.15 pokazano wyniki pomiarów temperatury w punktach T6 (rys. 4.15a) oraz T9 (rys. 4.15b) dla obu pokryć segmentów. Zostały one porównane z wynikami obliczeń uzyskanymi dla różnych prędkości obrotowych wału. W obu przypadkach wartości zmierzone były niższe od wartości obliczonych, przy czym mniejsze różnice odnotowano dla temperatury powierzchni ślizgowej na wlocie do szczeliny (punkt T9, różnica maksymalna $8,5^\circ\text{C}$ dla segmentu z pokryciem PEEK i $n = 4000$ obr/min). W przypadku temperatury w punkcie T6

nad podporą wartości zmierzone dla segmentu z pokryciem PEEK były nieznacznie wyższe niż dla segmentu z pokryciem babbitem (maksymalna różnica 0,8°C). Nieco większe różnice zaobserwowano dla termopary T9 (maksymalna różnica wartości zmierzonych wyniosła 3,5°C dla 4000 obr/min). Warto zauważyć, że w przypadku obu opisywanych punktów pomiarowych wyniki wartości zmierzonych i obliczonych są wyższe dla segmentu z pokryciem polimerowym w porównaniu z segmentem z pokryciem babbitem.



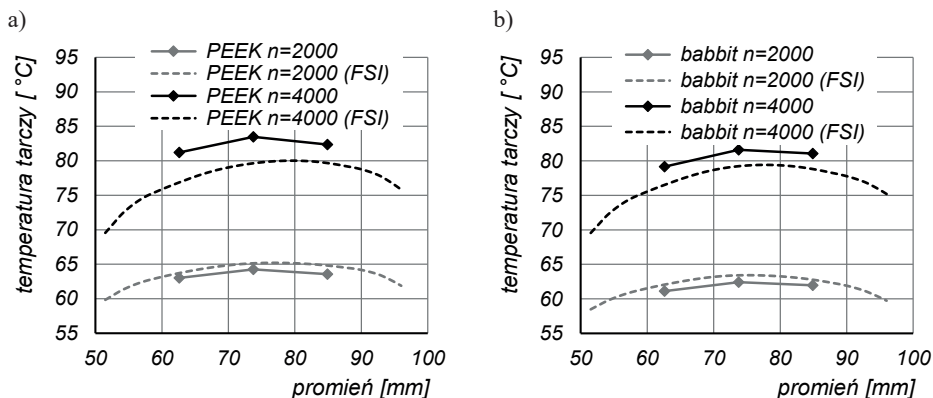
Rys. 4.15. Porównanie wyników pomiarów oraz obliczeń metodą FSI temperatury filmu olejowego [°C] ($p_{sr} = 3,65$ MPa): a) punkt T6 (nad podporą); b) punkt T9 (wlot) (rys. 4.11a)



Rys. 4.16. Porównanie wyników pomiarów oraz obliczeń temperatury segmentu T10 [°C] (rys. 4.11a), $p_{sr} = 3,65$ MPa

Na rys. 4.16 przedstawiono porównanie wyników pomiarów temperatury w objętości segmentu T10 (rys. 4.11a) i wyników otrzymanych metodą FSI. Wartości zmierzone w segmencie z pokryciem PEEK były niższe o maksymalnie 10,8°C (4000 obr/min) niż w segmencie ze stopem łożyskowym. Dla tego przypadku uzyskano także dobrą zgodność z wartościami obliczonymi. Wartości obliczone i zmierzone różniły się natomiast znacznie dla przypadku segmentu z babbitem (maksymalna różnica 8,4°C dla 3000 obr/min).

Profile temperatury tarczy w kierunku promieniowym w funkcji prędkości wału, uzyskane z pomiarów oraz obliczeń dla płaszczyzny oddalonej o 2 mm od jej powierzchni ślizgowej (pozycja czujników w tarczy), zostały pokazane na rys. 4.17. Porównano rezultaty badań łożysk z pokryciem polimerowym (rys. 4.17a) i ze stopem łożyskowym (rys. 4.17b). W obu przypadkach można zaobserwować stosunkowo dobrą zgodność przebiegów oraz wartości z pomiarów i obliczeń dla prędkości $n = 2000$ obr/min (różnica maksymalna wyniosła $1,2^{\circ}\text{C}$). Większe różnice są widoczne dla przypadku prędkości 4000 obr/min (różnica wartości do maksymalnie $4,4^{\circ}\text{C}$ dla wewnętrznego promienia w badaniach łożyska PEEK). Warto zauważyć, że nieco wyższe wartości temperatury zostały odnotowane w badaniach łożyska z pokryciem polimerowym (o maksymalnie około 2°C).

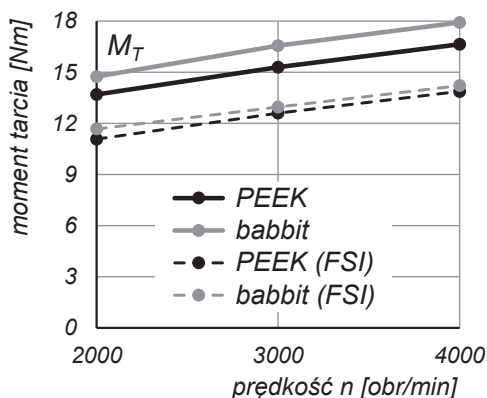


Rys. 4.17. Porównanie wyników pomiaru oraz obliczeń temperatury tarczy $[\text{^}\circ\text{C}]$, profile promieniowe ($p_{sr} = 3,65$ MPa): a) badania segmentu z pokryciem PEEK; b) badania segmentu z pokryciem babbitem

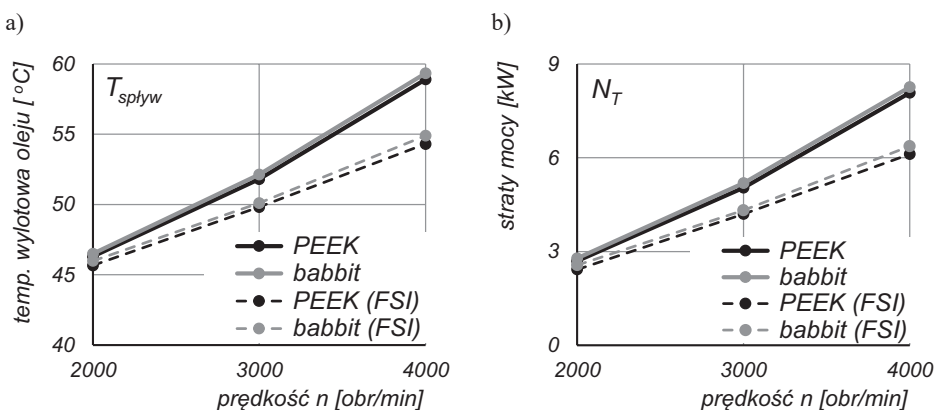
Zmierzone wartości momentu tarcia M_T w łożysku badanym pokazano na rys. 4.18. Większą wartość otrzymano w badaniach łożyska z pokryciem babbitem. Maksymalna różnica wartości względem wyników uzyskanych dla łożyska z PEEK wyniosła około $1,3$ Nm (4000 obr/min). Wartości zmierzone były większe niż obliczone, a maksymalna różnica wyniosła około $3,7$ Nm w badaniach łożyska ze stopem łożyskowym (4000 obr/min). Podobnie jak w przypadku wartości uzyskanych w badaniach doświadczalnych, obliczone momenty tarcia były mniejsze dla łożyska z pokryciem PEEK w porównaniu z łożyskiem z babbitem. Przyrosty wartości momentu spowodowane wzrostem prędkości obrotowej były w badaniach doświadczalnych oraz teoretycznych bardzo zbliżone.

Na rys. 4.19 porównano zmierzone wartości temperatury oleju na wylocie z głowicy badawczej (rys. 4.19a) oraz straty mocy wyznaczone metodą kalorymetryczną, według zależności (3.18). W badaniach łożyska z pokryciem babbitem na wylocie z głowicy odnotowano nieco wyższą temperaturę oleju (różnica maksymalna względem łożyska z PEEK wyniosła około $0,4^{\circ}\text{C}$ dla 4000 obr/min). Dużą zgodność wartości obliczonych i zmierzonych uzyskano dla prędkości 2000 obr/min. Wraz ze wzrostem prędkości zwiększały się różnice wyników badań teoretycznych i doświadczalnych. Przy 4000 obr/min maksymalna różnica wyników temperatury oleju na wylocie z głowicy wyniosła około $4,6^{\circ}\text{C}$ dla łożyska z pokryciem

PEEK i około $4,4^{\circ}\text{C}$ dla łożyska z pokryciem babbitem. Straty mocy N_T są proporcjonalne do temperatury T_{splyw} , stąd analogiczne trendy zmian wartości obu parametrów.



Rys. 4.18. Porównanie wyników pomiarów oraz obliczeń momentu tarcia M_T [Nm] ($p_{\text{sr}} = 3,65$ MPa)

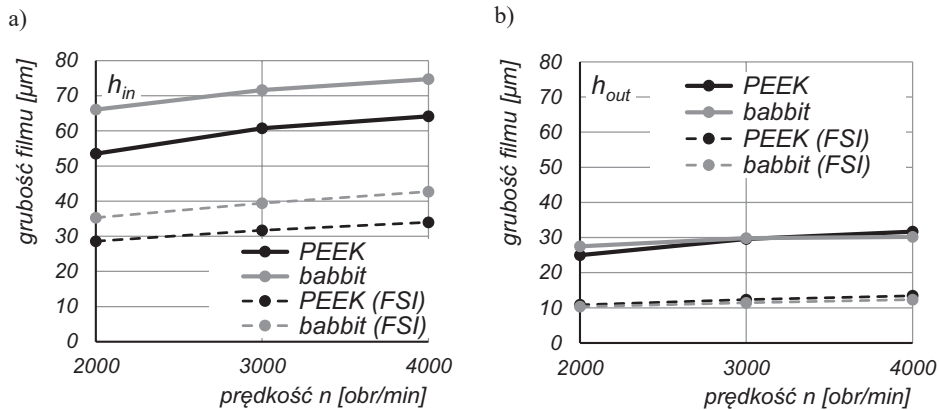


Rys. 4.19. Porównanie wyników pomiarów oraz obliczeń ($p_{\text{sr}} = 3,65$ MPa):

a) temperatury oleju na wylocie z głowicy stanowiska T_{splyw} [°C]; b) mocy tarcia N_T [kW]

Wyniki obliczonych grubości filmu na wlocie h_{in} i wylocie h_{out} ze szczeliny nad czujnikami B1 i B2, według zależności (4.1) i (4.2), z wykorzystaniem wartości zmierzonych czujnikami przemieszczeń pokazano na rys. 4.20. Obie wielkości wyznaczone w pomiarach są znacznie większe niż wartości obliczone. Różnica wartości zmierzonych oraz obliczonych wynosi maksymalnie nawet około $30\ \mu\text{m}$ na wlocie łożyska z pokryciem babbitem. Zmierzona grubość filmu na wlocie (rys. 4.20a) jest większa dla łożyska z białym metalem niż dla łożyska z pokryciem polimerowym. W przypadku grubości wylotowej filmu (rys. 4.20b) wartości uzyskane z pomiarów są bardzo zbliżone dla obu badanych łożysk (tak samo jak wartości obliczone). Warto podkreślić, że trend zmian analizowanych grubości filmu jest taki sam w wynikach badań teoretycznych i doświadczalnych, tj. wzrost prędkości tarczy powo-

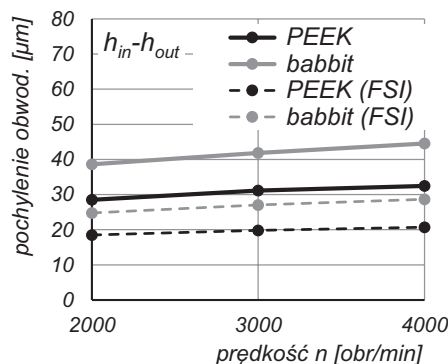
duje wzrost grubości filmu na wlocie (o około $10 \mu\text{m}$), a także stosunkowo niewielki wzrost grubości filmu na wylocie filmu.



Rys. 4.20. Wyniki pomiarów oraz obliczeń grubości filmu [μm] ($p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$):

a) grubość wlotowa h_{in} ; b) grubość wylotowa h_{out}

Korzystając z wyników pomiarów grubości filmu na wlocie i wylocie ze szczeliny, obliczono pochylenie obwodowe segmentu w badaniach doświadczalnych łożyska, wyrażone jako różnica pomiędzy h_{in} i h_{out} . Uzyskane w ten sposób wyniki, porównane z wartościami uzyskanymi w badaniach teoretycznych łożysk, przedstawiono na rys. 4.21. Pomierzone pochylenia obwodowe segmentu były większe od wartości obliczonych. Maksymalna różnica pochylenia obwodowego między wynikami badań doświadczalnych i teoretycznych wyniosła około $16 \mu\text{m}$ (segment z pokryciem babbitem, 4000 obr/min). Większe pochylenie zaobserwowano w rezultatach uzyskanych dla segmentu z białym metalem.



Rys. 4.21. Wyniki pomiarów oraz obliczeń pochylenia obwodowego segmentu $h_{in} - h_{out}$ [μm]

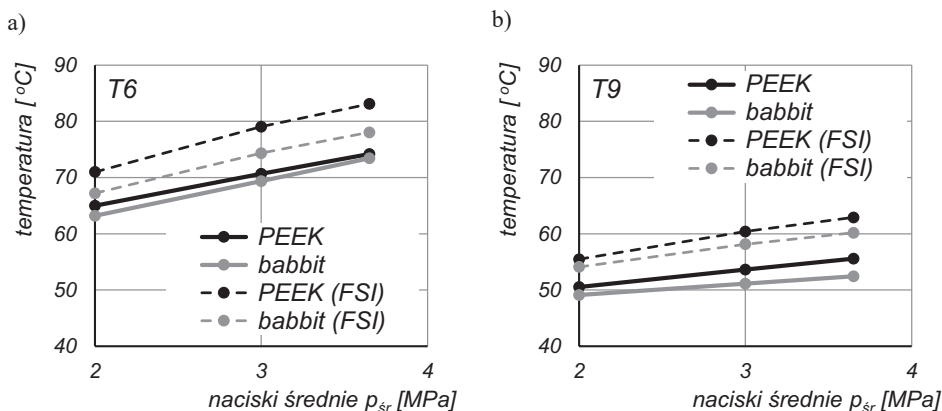
($p_{sr} = 3,65 \text{ MPa}$)

Podobnie jak w przypadku wartości grubości filmu, trendy zmian uzyskane w pomiarach są zgodne z trendami otrzymanymi z obliczeń TEHD, tj. wraz ze wzrostem prędkości

obrotowej różnie pochylenie obwodowe segmentów, przy czym wzrost ten jest nieco większy dla łożyska z pokryciem białym metalem niż dla łożyska z PEEK.

4.5.2. Badania w stanach ustalonych – wpływ nacisków średnich

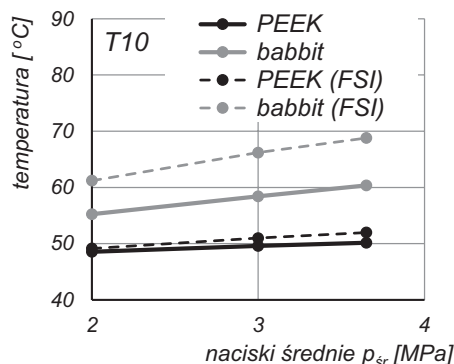
Zmierzone wartości temperatury powierzchni ślizgowej w punktach T6 (nad podporą segmentu) oraz T9 (w obszarze wlotowym do szczeliny) pokazano na rys. 4.22.



Rys. 4.22. Porównanie wyników pomiarów oraz obliczeń temperatury filmu [°C] ($n = 3000$ obr/min): a) punkt T6 (nad podporą); b) punkt T9 (wlot) (rys. 4.11a)

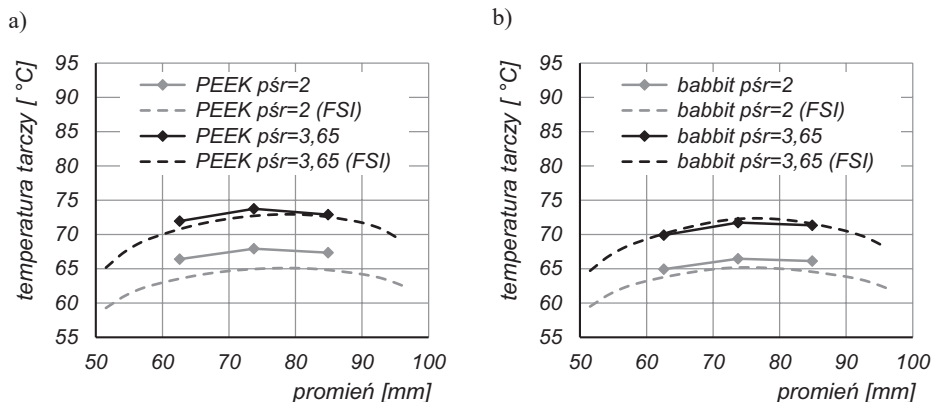
W obu przypadkach uzyskana temperatura była wyższa dla łożyska z pokryciem PEEK niż dla łożyska z pokryciem babbitem. Zaobserwowane różnice nie były jednak duże i wynosiły maksymalnie $1,8^{\circ}\text{C}$ ($p_{sr} = 2$ MPa) dla termopary T6 oraz $3,1^{\circ}\text{C}$ ($p_{sr} = 3,65$ MPa) dla termopary T9. Wartości temperatury obliczonej metodą FSI były wyższe w przypadku obu analizowanych łożysk. Dla punktu pomiaru temperatury powierzchni ślizgowej nad podporą (T6) większe różnice pomiędzy wartościami zmierzonymi i obliczonymi można zaobserwować dla łożyska z pokryciem polimerowym powierzchni ślizgowej (maksymalnie $8,9^{\circ}\text{C}$, a dla białego metalu 5°C). Dla termopary umieszczonej w obszarze wlotowym do szczeliny (T9) różnice pomiędzy wartościami obliczonymi i zmierzonymi były porównywalne dla obu testowanych łożysk (maksymalnie około $7,8^{\circ}\text{C}$ dla $p_{sr} = 3,65$ MPa). Zaobserwowane trendy zmian zmierzonej temperatury powierzchni wraz ze wzrostem obciążenia były podobne dla obu łożysk i pokrywały się z trendami zaobserwowanymi w wynikach teoretycznych.

Wartość temperatury segmentu zmierzona czujnikiem T10 w funkcji obciążenia została pokazana na rys. 4.23. Dla łożyska z pokryciem PEEK zmierzone wartości były mniejsze o $6,7^{\circ}\text{C}$ ($p_{sr} = 2$ MPa) do $10,2^{\circ}\text{C}$ ($p_{sr} = 3,65$ MPa) w porównaniu z wynikami badań łożyska z pokryciem babbitem. W przypadku łożyska z pokryciem PEEK uzyskano dobrą zgodność wartości temperatury segmentu otrzymanych w badaniach doświadczalnych i teoretycznych – maksymalne różnice nie przekraczały $1,8^{\circ}\text{C}$. W przypadku segmentu z pokryciem stopem łożyskowym zgodność wyników była gorsza, a maksymalna różnica temperatury wyniosła $8,4^{\circ}\text{C}$ ($p_{sr} = 3,65$ MPa).

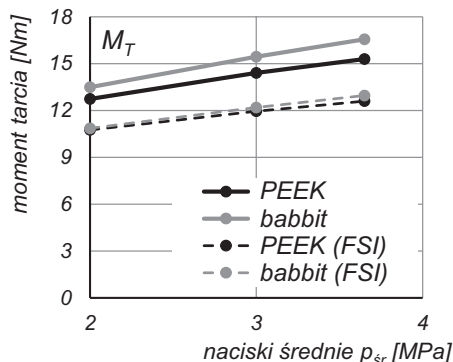


Rys. 4.23. Porównanie wyników pomiarów oraz obliczeń temperatury segmentu T10 [°C] (rys. 4.11a), $n = 3000$ obr/min

Na rys. 4.24 przedstawiono wyniki temperatury tarczy wału w płaszczyźnie 2 mm ponad powierzchnią ślizgową (płaszczyzna czujników temperatury w tarczy) uzyskane w pomiarach oraz obliczeniach FSI. Wartości temperatury odnotowane w tarczy w czasie badań łożyska z polimerem były nieco wyższe niż w czasie badań łożyska z babbitem. Różnica mieściła się w zakresie od 1,2 do 2,0°C. W przypadku łożyska z pokryciem polimerowym zmierzona temperatura tarczy była nieco wyższa niż obliczona. Dobrą zgodność wyników pomiarów i obliczeń uzyskano dla nacisków średnich w łożysku 3,65 MPa (maksymalna różnica wartości wyniosła 1,2°C), podczas gdy dla nacisków równych 2 MPa różnice były nieco większe (do 2,9°C). Wyniki obliczeń i pomiarów temperatury tarczy łożyska z pokryciem babbitem wykazują podobne trendy jak w badaniach łożyska z PEEK, z tym wyjątkiem, że temperatury obliczone dla największych nacisków średnich są większe od zmierzonych. Różnice wartości temperatury tarczy (zmienionych i obliczonych) są jednak nieco mniejsze niż dla badań łożyska z PEEK i wynoszą maksymalnie 1,5°C dla $p_{sr} = 2$ MPa i $-0,4$ °C dla $p_{sr} = 3,65$ MPa.

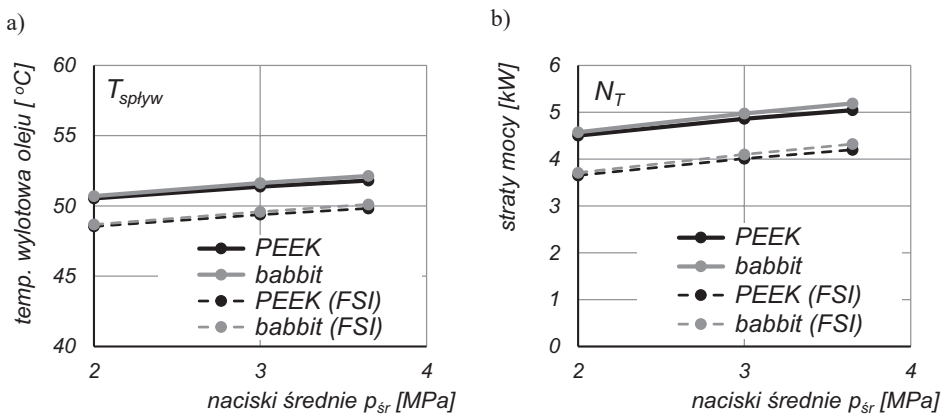


Rys. 4.24. Wyniki pomiarów oraz obliczeń temperatury tarczy [°C], rozkłady w kierunku promieniowym ($n = 3000$ obr/min): a) badania segmentu z pokryciem PEEK; b) badania segmentu z pokryciem babbitem



Rys. 4.25. Wyniki pomiarów oraz obliczeń momentu tarcia M_T [Nm] ($n = 3000$ obr/min)

Uzyskane momenty tarcia w łożyskach badanych z różnymi materiałami powierzchni ślizgowej zilustrowano na rys. 4.25. Wartości zmierzone dla łożyska z pokryciem stopem łożyskowym są większe niż dla łożyska z PEEK, maksymalnie o około 1,3 Nm (3,65 MPa). Różnica momentu tarcia między badanymi łożyskami rośnie nieznacznie wraz ze wzrostem obciążenia łożyska. Wartości doświadczalne M_T są większe w porównaniu z wartościami obliczonymi, maksymalnie o 3,6 Nm w przypadku badań łożyska z białym metalem w warunkach nacisków średnich 3,65 MPa. Dla łożyska z pokryciem PEEK różnica ta jest mniejsza i wynosi maksymalnie 2,7 Nm. Warto odnotować, że zarówno w badaniach teoretycznych, jak i doświadczalnych moment tarcia w łożysku z pokryciem PEEK był mniejszy niż w łożysku z pokryciem babbitem.



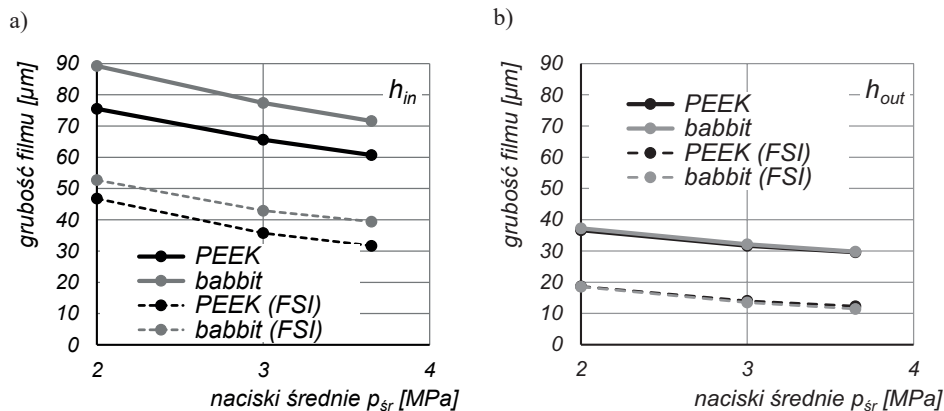
Rys. 4.26. Porównanie wyników pomiarów oraz obliczeń $n = 3000$ obr/min):

a) temperatury oleju na wylocie z głowicy stanowiska T_{splyw} [°C]; b) mocy tarcia N_T [kW]

Wartości temperatury oleju na wylocie z głowicy T_{splyw} oraz strat mocy N_T w funkcji obciążenia łożyska pokazano na rys. 4.26. Wartości temperatury oleju na wylocie z głowicy T_{splyw} były nieco większe (od 0,2°C do 0,3°C) w przypadku badań łożyska z pokryciem

babbitem. Podobnie było w przypadku strat mocy, które wyznaczono metodą kalorymetryczną przy wykorzystaniu zmierzonej wartości temperatury wylotowej oleju z głowicy. Straty mocy były o maksymalnie 0,14 kW większe w łożysku z białym metalem w porównaniu z wynikami badań łożyska z pokryciem PEEK. Porównując pomierzone i obliczone temperatury T_{splyw} oraz N_T , należy zauważyć, że wartości obliczone były mniejsze niż zmierzone. Bez względu na zadaną wartość obciążenia łożyska różnica temperatury była w przybliżeniu stała i wynosiła około 2,0°C. Podobnie było w przypadku różnicy strat mocy, która wyniosła około 0,86 kW.

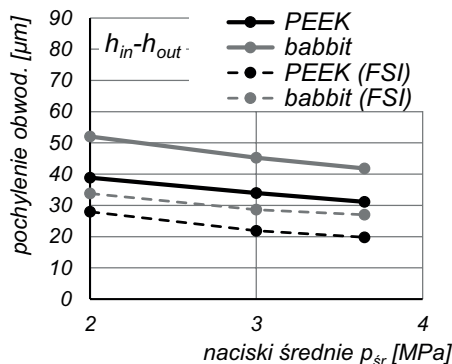
Na rys. 4.27 pokazano grubości filmu na wlocie i wylocie ze szczeliny w miejscu położenia czujnika przemieszczeń B1 oraz B2 (zgodnie z opisem w p. 4.3.3). Największe grubości wlotowe h_{in} filmu (rys. 4.27a) odnotowano dla najmniejszego nacisku w łożysku. Wraz ze wzrostem obciążenia grubości wlotowe zmniejszają się o około 20 μm dla segmentu łożyska z pokryciem babbitem i około 15 μm dla segmentu łożyska z pokryciem PEEK. Różnica pomiędzy wartościami h_{in} zmierzonymi i obliczonymi jest dość znaczna: wynosi około 30–36 μm dla segmentu z pokryciem babbitem oraz około 30 μm dla segmentu z pokryciem polimerowym. Nieco inaczej wygląda przebieg zmian grubości wylotowej filmu h_{out} w funkcji obciążenia. Zmierzona wartość jest bardzo zbliżona dla obu badanych łożysk i wynosi od około 37 (2 MPa) do około 30 μm (3,65 MPa), przy czym nieznacznie mniejsze (o maksymalnie 0,6 μm) grubości filmu odnotowano dla segmentu z pokryciem PEEK. Wartości obliczonej grubości filmu na wylocie są mniejsze od zmierzonych o około 18 μm , bez względu na wartość obciążenia łożyska.



Rys. 4.27. Wyniki pomiarów oraz obliczeń grubości filmu [μm] ($n = 3000$ obr/min):
a) grubość wlotowa h_{in} ; b) grubość wylotowa h_{out}

Pochylenie obwodowe segmentów łożyska w funkcji obciążenia pokazano na rys. 4.28. Wyniki badań doświadczalnych potwierdzają, podobnie jak rezultaty badań teoretycznych, że pochylenie obwodowe segmentu z pokryciem babbitem jest większe niż segmentu z pokryciem PEEK. Zmierzone wartości pochylenia dla łożyska z pokryciem babbitem są o 11–13 μm większe niż dla łożyska z pokryciem PEEK. Wraz ze wzrostem obciążenia pochylenie obwodowe segmentów się zmniejsza, co jest widoczne w wynikach badań teoretycznych i do-

świadczalnych. Wzrost nacisków średnich w łożysku z 2 do 3,65 MPa powoduje zmniejszenie pochylenia obwodowego segmentów o 8 do 10 μm na podstawie wyników badań doświadczalnych oraz o 6,8 do 8,2 μm na podstawie wyników badań teoretycznych.



Rys. 4.28. Wyniki pomiarów oraz obliczeń pochylenia obwodowego segmentu $h_{in} - h_{out}$ [μm] ($n = 3000$ obr/min)

4.5.3. Krzywe Stribeck-Herseya

Zgodnie z teorią wraz ze zmniejszaniem się prędkości w łożysku obciążonym zadaną wartością siły zmniejszają się grubość filmu oraz współczynnik tarcia. Współczynnik tarcia po osiągnięciu minimum (dzieje się tak na granicy tarcia płynnego i mieszanego) zaczyna rosnąć, ponieważ wraz ze zmniejszaniem się grubości filmu dochodzi do lokalnego kontaktu współpracujących powierzchni i tarcia mieszanego. Opisane zjawisko ilustruje tzw. krzywa Stribeck-Herseya, która przedstawia zależność pomiędzy współczynnikiem tarcia oraz bezwymiarowym parametrem H_s (zależnym od prędkości oraz obciążenia), tzw. liczbą Herseya:

$$H_s = \frac{\eta \cdot n}{p_{sr}} \quad (4.3)$$

gdzie: η – lepkość dynamiczna oleju [Pa s], n – prędkość [1/s], p_{sr} – nacisk średni [Pa].

Wartość parametru H_s , dla którego występuje minimum współczynnika tarcia, określa się mianem punktu przejścia pomiędzy tarcieniem płynnym oraz mieszanym lub granicą smarowania hydrodynamicznego. Po przekroczeniu tej granicy, w wyniku zmniejszenia prędkości obrotowej lub zwiększenia obciążenia, punkt pracy łożyska przemieszcza się poza obszar jego bezpiecznej eksploatacji (rys. 1.2). Minimalna grubość filmu jest zbyt mała, aby zapewnić rozdzielenie współpracujących powierzchni. Określenie punktu przejścia pomiędzy tarcieniem płynnym i mieszanym dla obu badanych łożysk umożliwi porównanie ich działania w pobliżu granicy bezpiecznej eksploatacji związanej z minimalną grubością filmu smarnego.

Uzyskane wyniki pomiarów wykorzystano do wyznaczenia wielkości niezbędnych do sporządzenia krzywych Stribeck-Herseya dla badanych łożysk wzdłużnych. Zmierzone wartości momentu tarcia w łożysku M_T przeliczono na wartości współczynnika tarcia μ , zgodnie z zależnością:

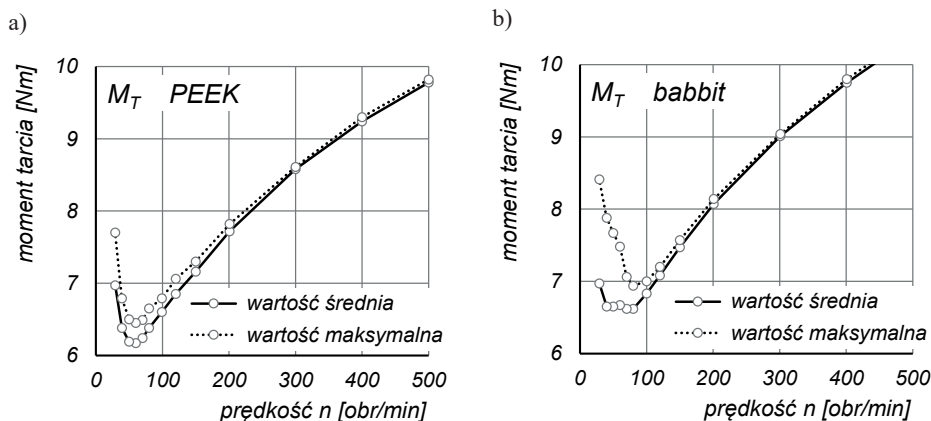
$$\mu = \frac{M_T}{F \cdot R_{sr}} \quad (4.4)$$

gdzie: F – siła obciążenia łożyska [N], R_{sr} – średni promień łożyska = 73,75 [mm].

Oszacowana w ten sposób wartość współczynnika tarcia jest obarczona błędem pomiaru wartości momentu tarcia i obciążenia łożyska. W warunkach badań (tj. $p_{sr} = 3,65$ MPa, min. $M_T =$ około 7 Nm) błąd wyniku współczynnika tarcia wynosił $\Delta\mu = \pm 7,5 \times 10^{-5}$ [-].

Do wyznaczenia lepkości dynamicznej oleju (na danym poziomie prędkości) niezbędnej do określenia liczby Herseya H_s wykorzystano pomiary temperatury powierzchni ślizgowej segmentów. Poszukiwaną lepkość obliczano, korzystając z zależności (3.12) dla zmierzonej wartości średniej temperatury powierzchni ślizgowej (średnia z czujników T1–T9 dla obu segmentów pomiarowych A i B).

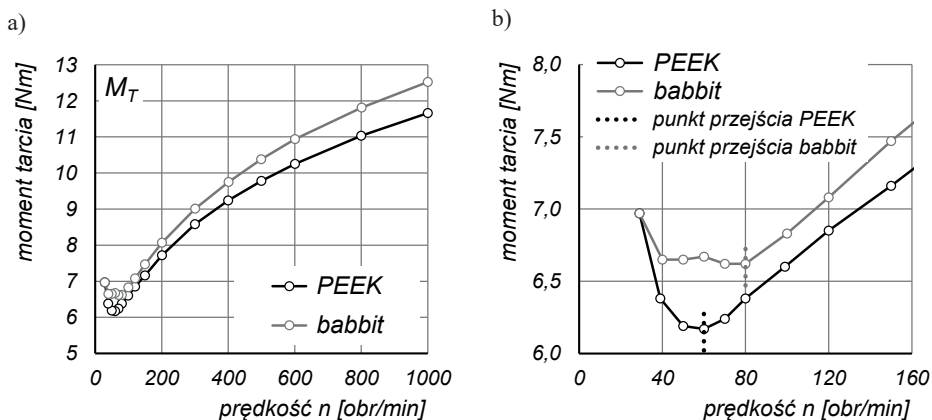
Pomiar wielkości wymaganych do utworzenia krzywych Stribeck-Herseya łożysk realizowano dla stałego nacisku średniego w łożysku 3,65 MPa i obniżanej stopniowo prędkości obrotowej. Zmiany prędkości pomiędzy punktami pomiarowymi wynosiły od 200 obr/min (początek analizowanego zakresu, największe prędkości) do 10 obr/min (najmniejsze prędkości badań). W badaniach łożyska z babbitem dla prędkości poniżej 100 obr/min zaobserwowano, że bezpośrednio po zmniejszeniu poziomu prędkości mierzona wartość momentu jest stosunkowo duża (linia momentu maksymalnego na rys. 4.29b). Następnie wartość M_T malała, by ustabilizować się po czasie 10–20 s. Podobny przebieg docierania powierzchni ślizgowej (prawdopodobnie w wyniku bicia osiowego tarczy wału) zaobserwowano podczas badań łożyska z pokryciem PEEK, ale różnica wartości pomiędzy wartością średnią i maksymalną momentu była w tym przypadku dużo mniejsza (rys. 4.29a). W dalszych wynikach badań zaprezentowano wartości średnie momentu tarcia (zwykle dla czasu około 5 min) obliczone z pominięciem początkowego odcinka czasu, w którym wartość momentu nie była ustabilizowana.



Rys. 4.29. Wyniki pomiarów wartości momentu maksymalnego oraz średniego:

a) łożysko z pokryciem PEEK; b) łożysko z pokryciem białym metalem

Na rys. 4.30 porównano wyniki zmierzonych średnich wartości momentu tarcia w zależności od prędkości dla obu testowanych łożysk. Podobnie jak w przypadku badań w stanach stacjonarnych, wartości momentu tarcia były większe dla łożyska z pokryciem babbitem.

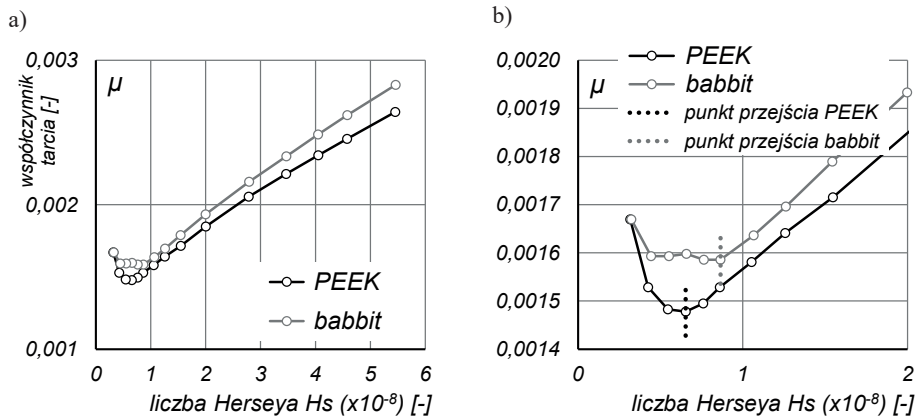


Rys. 4.30. Wyniki pomiarów średniej wartości momentu tarcia w łożyskach z pokryciem PEEK i babbitem w funkcji prędkości obrotowej

W zakresie małych prędkości obrotowych dla obu łożysk zidentyfikowano prędkość, przy której wartość M_T osiąga minimum. W przypadku łożyska z pokryciem PEEK minimalną wartość momentu tarcia równą 6,2 Nm odnotowano przy prędkości 60 obr/min (odpowiada to prędkości ślizgania na średniej średnicy łożyska 0,46 m/s). Natomiast dla łożyska z pokryciem babbitem minimalną wartość momentu zaobserwowano przy nieco większej prędkości obrotowej (80 obr/min, 0,62 m/s) i wynosiła ona 6,6 Nm. W tym przypadku przejście pomiędzy tarcieniem płynnym i mieszanym było rozmyte, tzn. kolejne wartości M_T były niewiele wyższe od wartości zmierzonej dla 80 obr/min.

Wyniki pomiaru (rys. 4.30) przeliczono na wartość współczynnika tarcia w łożysku μ według zależności (4.3) oraz liczby Herseya H_s (4.4). Rezultaty przedstawiono na rys. 4.31 w postaci krzywych Stribeck-Hersey. Odpowiadają one jakościowo wynikom zmierzonej wartości momentu w funkcji prędkości.

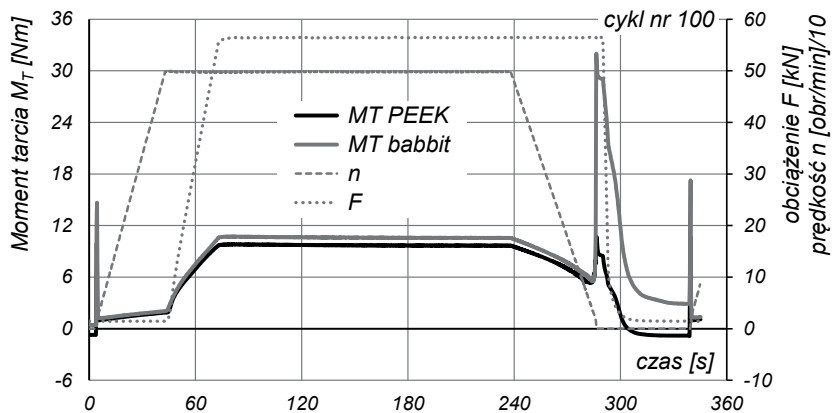
Minimalna wartość współczynnika tarcia, przy którym nastąpiło przejście pomiędzy tarcieniem płynnym i mieszanym, w łożysku z pokryciem PEEK była równa 0,00148 ($H_s = 6,53 \times 10^{-9}$). Minimalna wyznaczona wartość współczynnika tarcia w łożysku z pokryciem białym metalem wyniosła 0,00159 ($H_s = 8,64 \times 10^{-9}$). Oznacza to, że współczynnik tarcia w łożysku z pokryciem polimerowym jest o około 7,3% mniejszy niż w łożysku z pokryciem babbitem.



Rys. 4.31. Krzywe Stribeck-Herseya dla badanych łożysk

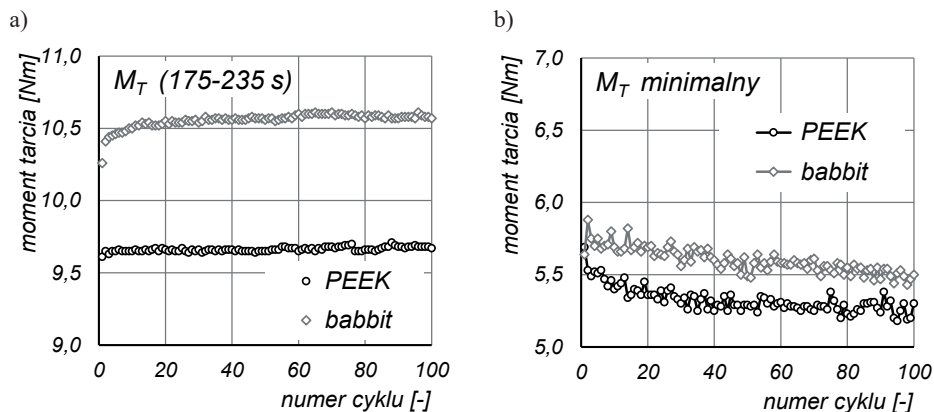
4.5.4. Wybiegi łożyska pod obciążeniem

Badania łożysk w warunkach zatrzymań wału pod obciążeniem przeprowadzono, wyposażając układ pomiarowy stanowiska badawczego w tachoprądnicę pozwalającą dokonać pomiaru rzeczywistej prędkości obrotowej tarczy. Umożliwiło to identyfikację chwili zatrzymania wału przy wybiegu w wyniku powiększających się oporów ruchu. Ponieważ rezultaty uzyskane dla poszczególnych powtórzeń były bardzo zbliżone do siebie, w dalszej części porównano dokładnie zmiany parametrów pracy łożysk zaobserwowane w ostatnim cyklu badań (nr 100), który wybrano jako reprezentatywny do dalszych analiz.

Rys. 4.32. Wyniki pomiarów momentu tarcia M_T w łożyskach z pokryciem PEEK i babbitem dla cyklu nr 100 wybiegu łożyska pod obciążeniem

Na rys. 4.32 porównano przebiegi wartości momentu tarcia M_T dla łożysk z pokryciem powierzchni ślizgowej PEEK i babbitem. Dla ułatwienia analizy wyników na rysunku umieszczono przebiegi zadawanych wartości obciążenia łożyska F oraz prędkości n (podzielonej przez 10 w celu dopasowania do skali osi pomocniczej – po prawej stronie wykresu).

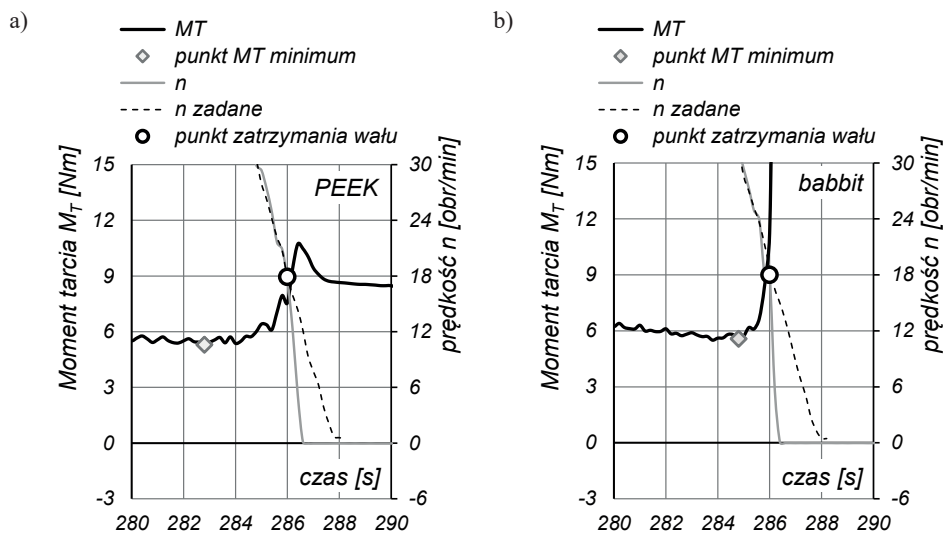
W obu przypadkach badanych łożysk przebieg zmienności momentu w czasie trwania cyklu był zbliżony. W czasie rozpędzania wału wartość M_T nieznacznie rosła, do momentu osiągnięcia około 2 Nm przy pełnej wartości prędkości 500 obr/min. Następnie, po przyłożeniu wartości maksymalnej obciążenia (56,6 kN), zmierzona wartość M_T była mniejsza dla łożyska z pokryciem PEEK (9,8 Nm) niż dla łożyska z pokryciem babbitem (10,8 Nm). W czasie pracy łożyska ze stałą prędkością 500 obr/min i obciążeniem 56,6 kN wartość momentu malała nieznacznie w wyniku nagrzewania się szczeliny smarnej i powierzchni segmentów (zmniejszenie lepkości oleju). Na rys. 4.33a porównano średnie wartości M_T wyznaczone dla przedziału czasowego od 175. do 235. sekundy (warunków ustalonej prędkości i obciążenia) we wszystkich cyklach pomiarowych. Można zauważyć, że w kolejnych cyklach pomiarowych średnia wartość M_T jest porównywalna dla każdego z łożysk. Dodatkowo, wartości odnotowane dla łożyska z pokryciem PEEK są o około 0,9 Nm mniejsze niż dla łożyska z babbitem. Wraz z rozpoczęciem zmniejszania prędkości obrotowej wału moment tarcia w łożysku malał. Minimalną wartość momentu tarcia w czasie wybiegu pod obciążeniem w kolejnych cyklach badań porównano dla obu łożysk na rys. 4.33b.



Rys. 4.33. Zmierzone wartości momentu tarcia M_T w kolejnych cyklach pomiarowych dla obu badanych łożysk: a) wartość średnia dla czasu cyklu od 175. do 235. s; b) minimalna wartość momentu tarcia

W wynikach pomiarów widoczny jest trend zmniejszania się minimalnej wartości momentu tarcia w łożysku wraz z kolejnym cyklem pomiarowym, charakterystyczny dla docierania powierzchni. Mniejsze wartości momentu tarcia minimalnego, który występuje podczas pracy łożyska w obszarze przejścia między tarciem płynnym i mieszanym (o 0,2 do 0,3 Nm), odnotowano dla łożyska z pokryciem polimerowym. Po osiągnięciu minimum moment tarcia zaczyna rosnąć. Początkowo powoli, kiedy wał stanowiska jeszcze się obraca, a następnie, po zatrzymaniu wału, gwałtownie wzrasta. Wartość momentu po zatrzymaniu wału nie jest wprost związana jedynie ze zjawiskami tribologicznymi w łożysku. Stanowi ona sumę oporów wynikających z tarcia oraz dodatkowych obciążeń dynamicznych momentomierza związanych z wyhamowaniem wirujących mas układu do ich zatrzymania. Ma to miejsce w warunkach tarcia mieszanego w łożysku. Oszacowana wartość dodatkowych

obciążeń dynamicznych momentomierza jest niewielka i wynosi około 1,75 Nm (przy przyjęciu wartości opóźnienia równej -3 rad/s^2 na podstawie wyniku pomiaru z rys. 4.34). Warto zauważyć, że w badaniach obu łożysk występuje podobieństwo dynamiki zatrzymania wału, jednak zmierzone wartości M_T w tej fazie cyklu są różne w zależności od rodzaju materiału pokrycia (rys. 4.32). Dowodzi to znacznie większej wartości współczynnika tarcia statycznego w łożysku z pokryciem babbitem w porównaniu z łożyskiem z pokryciem PEEK, co jest zgodne z prezentowanymi wcześniej innymi wynikami badań (p. 1.5.2).

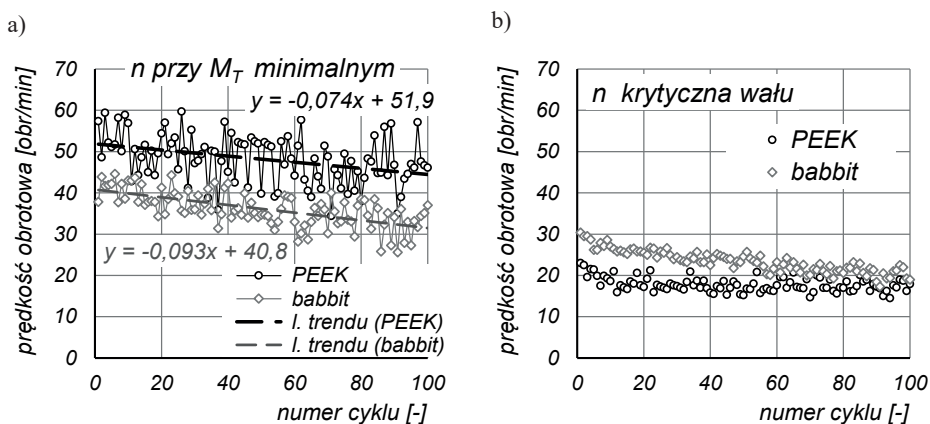


Rys. 4.34. Zmierzony przebieg momentu tarcia przy zatrzymaniu wału w cyklu nr 100 badań:
a) łożyska z pokryciem PEEK; b) łożyska z pokryciem babbitem

Zmiany momentu tarcia w czasie zatrzymania wału dla obu łożysk porównano na rys. 4.34. Zaznaczono na nim przebieg zmierzonej prędkości obrotowej wału oraz wartość zadaną prędkości (cienką czarną linią przerywaną). Punkt oznaczony symbolem okręgu wskazuje chwilę czasową, w której doszło do zatrzymania wału stanowiska podczas wybiegu. Po wskazanej chwili czasowej prędkości zadana oraz zmierzona przestają być sobie równe. Punkt oznaczony symbolem rombu wskazuje minimalną zmierzoną wartość momentu tarcia dla analizowanego cyklu. Minimalna wartość momentu tarcia w czasie wybiegu w łożysku z pokryciem PEEK występuje przy wyższych prędkościach obrotowych wału niż w łożysku z babbitem. Natomiast chwila czasowa, w której dochodzi do zatrzymania wału dla cyklu nr 100, jest porównywalna dla obu łożysk. Porównanie prędkości dla minimum momentu tarcia oraz wartości prędkości krytycznej dla chwili czasowej, po której następuje zatrzymanie wału, przedstawiono dla wszystkich cykli wybiegów pod obciążeniem na rys. 4.35.

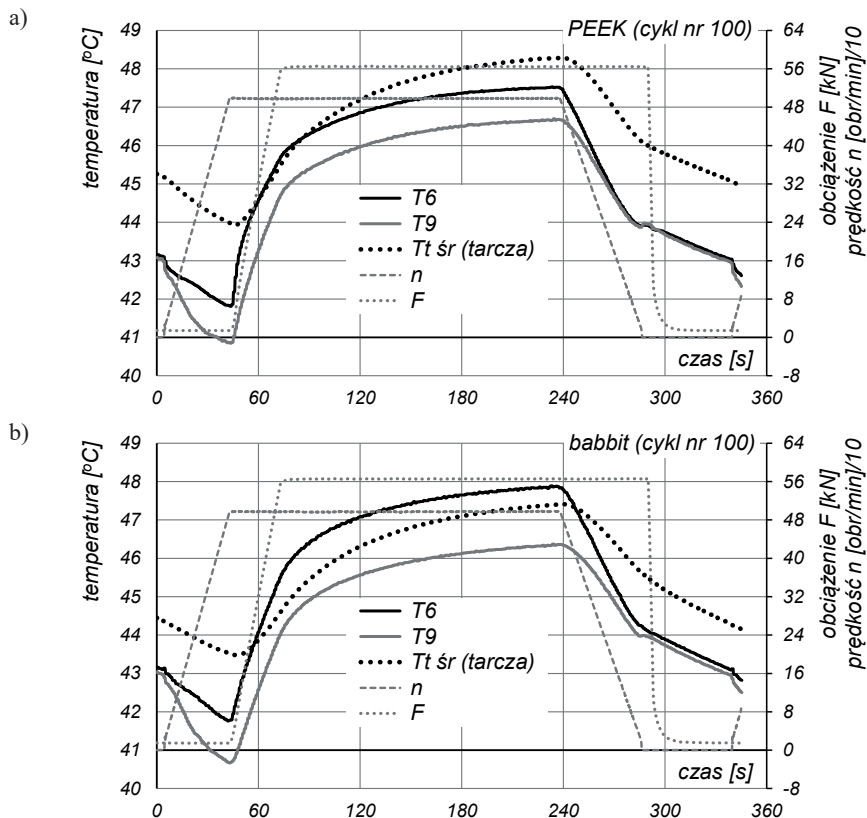
W przypadku prędkości obrotowej, przy której zmierzono minimalny moment tarcia w łożysku (rys. 4.35a), dostrzegalna jest tendencja do zmniejszenia się jej wartości (dla obu łożysk) wraz z kolejnym cyklem pomiarowym (ujemne współczynniki kierunkowe linii trendu). Opisywana zmiana przebiega nieco intensywniej w przypadku łożyska z pokryciem

babbitem. Zmiana wartości prędkości krytycznej, po której przekroczeniu odnotowano zatrzymanie wału, wraz z narastającą liczbą cykli była różna dla obu łożysk (rys. 4.35b). Po początkowym okresie intensywniejszych zmian (do około 10.–15. cyklu) w łożysku z pokryciem PEEK zaobserwowano, że zatrzymanie wału następowało po zmniejszeniu się wartości prędkości poniżej 16–20 obr/min. Inaczej było w przypadku łożyska z pokryciem babbitem; w jego badaniach prędkość krytyczna wybiegu, po której przekroczeniu odnotowano zatrzymanie wału, zmniejszała się stopniowo wraz z kolejnymi cyklami pomiarowymi. Początkowo, różnica prędkości krytycznej wału między łożyskami z pokryciem PEEK i babbitem była dobrze widoczna (około 5–8 obr/min). Jednak w ostatnich zrealizowanych cyklach badań w obu łożyskach odnotowano podobne jej wartości.



Rys. 4.35. Wyniki badań dla kolejnych powtórzeń cykli wybiegów łożyska pod obciążeniem:
a) prędkość, przy której odnotowano minimalną wartość M_T ; b) prędkość krytyczna, po której przekroczeniu doszło do zatrzymania wału stanowiska

Zmiany wartości temperatury powierzchni ślizgowej na wlocie (T9) i nad podporą (T6) oraz temperatury tarczy w czasie trwania cyklu wybiegu pokazano dla obu łożysk na rys. 4.36. Początkowo, w czasie rozpędzania wału bez obciążenia łożyska, temperatura powierzchni segmentu i tarczy malały. Jest to spowodowane zwiększającą się grubością filmu smarnego oraz chłodzeniem powierzchni segmentów przez przepływający olej w temperaturze 40°C. Wraz z rozpoczęciem obciążania łożyska widoczny jest wzrost temperatury, który występował również w czasie, gdy prędkość oraz obciążenie uzyskały wartości maksymalne. Okres pracy łożysk w tych warunkach był zbyt krótki, aby uzyskać stabilizację termiczną. Rozpoczęcie zmniejszania prędkości powodowało również obniżenie wartości mierzonej temperatury. Tempo spadku temperatury zostaje zachwiane (spowolnione) w momencie zatrzymania wału z powodu styku powierzchni ślizgowych pod obciążeniem w wyniku ograniczenia intensywności chłodzenia powierzchni ślizgowej. Temperatury powierzchni segmentów obu łożysk były bardzo zbliżone. Podobnie jak zaobserwowano w badaniach w stanach ustalonych, temperatury tarczy wału oraz w strefie wlotowej do filmu (punkt T9) były nieco wyższe dla łożyska z pokryciem PEEK.

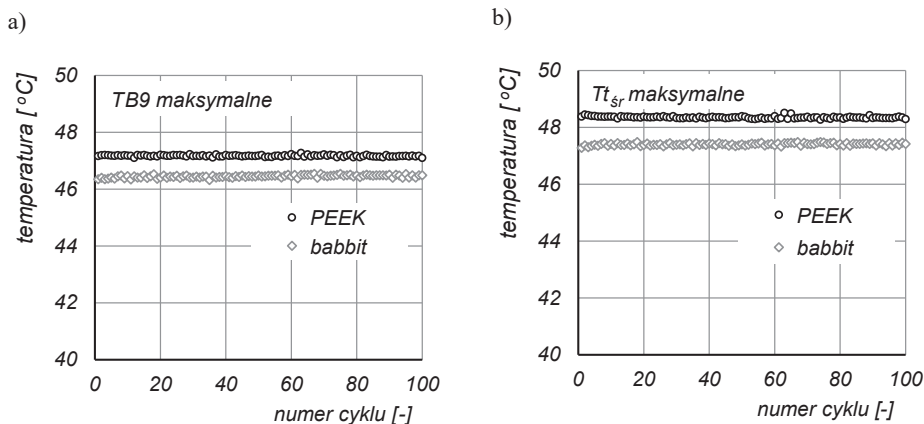


Rys. 4.36. Temperatury powierzchni ślizgowej T6 i T9 oraz temperatura tarczy wału na średniej średnicy łożyska Tt_{sr} w czasie trwania cyklu nr 100 badań: a) łożyska z pokryciem PEEK; b) łożyska z pokryciem babbitem

Na rys. 4.37 porównano wartości maksymalnej temperatury w strefie wlotowej filmu (T9) oraz tarczy wału na średniej średnicy łożyska (Tt_{sr}) dla kolejnych cykli badań obu łożysk. Maksymalną temperaturę mierzono dla każdego przypadku w czasie, gdy rozpoczynano zmniejszanie prędkości obrotowej. Na podstawie zaprezentowanych wyników można stwierdzić, że w kolejnych cyklach pomiarowych uzyskano bardzo dobrą powtarzalność wartości temperatury maksymalnej, zarówno w segmencie, jak i w tarczy wału.

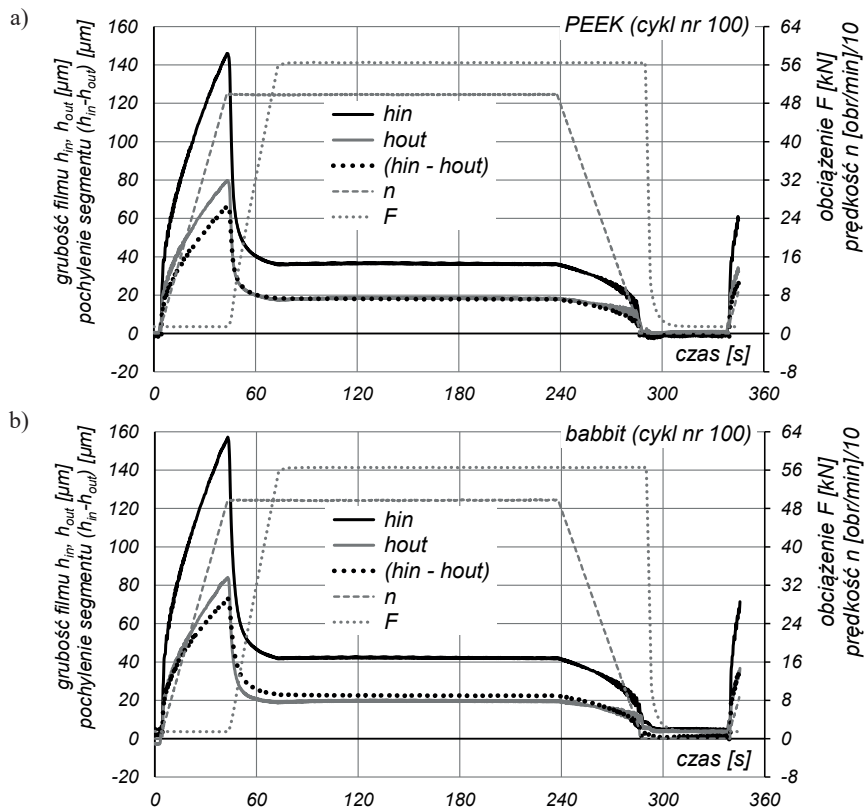
Grubości wlotowe h_{in} , wylotowe h_{out} filmu ponad czujnikami przemieszczeń B1 i B2 oraz pochylenie obwodowe segmentu ($h_{in} - h_{out}$) w funkcji czasu pokazano na rys. 4.38. Zaobserwowane przebiegi dla obu łożysk były zbliżone. Początkowo, wraz ze wzrostem prędkości do wartości 500 obr/min grubości filmu oraz pochylenie obwodowe segmentu rosły. Wraz ze wzrostem obciążenia odnotowano stopniowe zmniejszenie wysokości szczeliny i pochylenia segmentu. Po osiągnięciu pełnego zadanego obciążenia łożyska geometria szczeliny się ustabilizowała. Widoczne zmniejszenie grubości filmów h_{in} oraz h_{out} , a także zmniejszenie pochylenia obwodowego segmentu spowodowały obniżenie prędkości działa-

nia wału stanowiska. Porównanie wielkości zmierzonych dla obu łożysk wskazuje, że segment z pokryciem babbitem pracował przy nieco większym pochyleniu obwodowym niż segment z pokryciem PEEK (podobnie jak w przypadku wyników badań w stanach stacjonarnych). Grubość wlotowa filmu h_{in} była również większa w badaniach segmentu z pokryciem babbitem. Natomiast grubości wylotowe filmu segmentów obu łożysk miały bardzo porównywalne wartości (około $20 \mu\text{m}$).

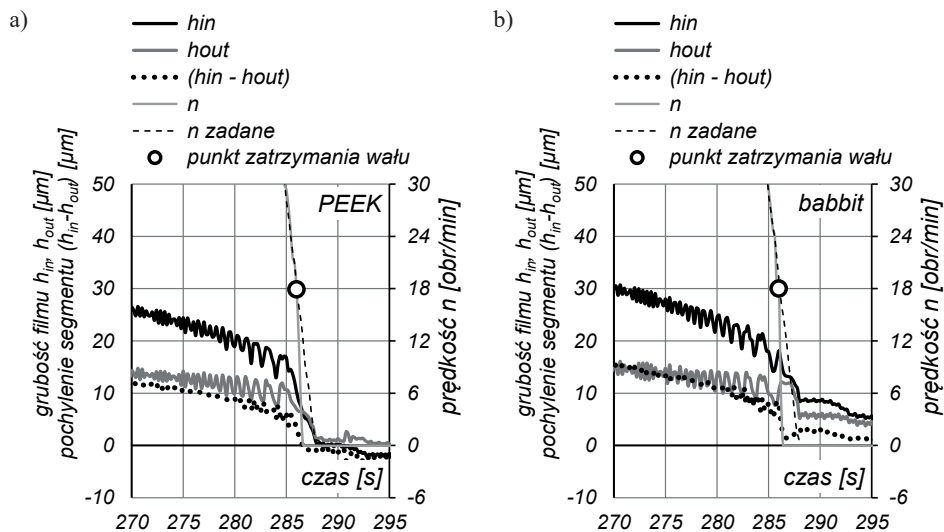


Rys. 4.37. Wartości maksymalnej temperatury w kolejnych cyklach badań dla obu analizowanych łożysk: a) powierzchni ślizgowej segmentu T9; b) temperatury tarczy wału na średniej średnicy Tt_{sr}

Na rys. 4.39 pokazano przebieg pomierzonych wartości h_{in} , h_{out} oraz pochylenia segmentu w czasie zatrzymania się wału stanowiska dla obu łożysk badanych. Po zatrzymaniu wału grubości filmu i pochylenie segmentu spadają do wartości bliskiej zero. Niezerowa wartość (szczególnie widoczna w przypadku łożyska z pokryciem białym metalem) wynika z przypadkowego położenia kąтового wału po zatrzymaniu. Niejednorodność magnetyczna powierzchni celu czujnika B3 oraz bicie osiowe tarczy powodują, że wartości odczytywane z czujników przemieszczeń są różne dla różnych położań kątowych wału. Korekta wskazań (opisana w p. 4.3.3) została dokonana z wykorzystaniem wartości średniej z pomiarów profilu tarczy, co pozwala na uzyskanie wiarygodnych wartości grubości filmów dla badań z wirującą tarczą oporową. Maksymalne odchylenie od wartości średniej związane z niejednorodnością magnetyczną tarczy oraz jej biciem osiowym zostało zmierzone w osobnych próbach na stanowisku SON i wynosi $\pm 2,5 \mu\text{m}$. Wpływ tego zjawiska jest widoczny w przebiegach h_{in} oraz h_{out} na rys. 4.39, szczególnie dla małych prędkości obrotowych wału. Oba parametry przed zatrzymaniem wału wykazują zmienność wartości o amplitudzie około $2,5 \mu\text{m}$. Jednocześnie wartość pochylenia obwodowego segmentu nie wykazuje podobnych zafalowań.



Rys. 4.38. Grubości filmu h_{in} , h_{out} oraz pochylenie segmentu ($h_{in} - h_{out}$) w czasie trwania cyklu nr 100 badań: a) łożyska z pokryciem PEEK; b) łożyska z pokryciem babbitem



Rys. 4.39. Grubości filmu h_{in} , h_{out} oraz pochylenie segmentu ($h_{in} - h_{out}$) przy zatrzymaniu wału stanowiska w cyklu nr 100 badań: a) łożyska z pokryciem PEEK; b) łożyska z pokryciem babbitem

4.6. Podsumowanie wyników badań doświadczalnych

Badania doświadczalne łożysk z polimerową warstwą ślizgową oraz z pokryciem z białego metalu (w celach porównawczych) zostały przeprowadzone dla trzech różnych stanów pracy. Wyniki badań w stanach stacjonarnych wykorzystano do zweryfikowania opracowanego modelu teoretycznego FSI łożyska. Pomiary podczas zmniejszania prędkości obrotowej wału (do wyznaczenia krzywych Stribeck-Hersey) oraz próby w stanach przejściowych (wybiegi łożyska pod obciążeniem) pozwoliły na rozszerzenie obszaru badań o zagadnienia, dla których analiza teoretyczna jest bardzo utrudniona.

Stanowisko badawcze SON z inicjatywy autora niniejszej monografii przeszło gruntowną modernizację, która umożliwiła przeprowadzenie całego zaplanowanego zakresu pomiarów. Usprawniono obsługę stanowiska, zmieniono układ hydrauliczny oraz doposażono je w falownik sterujący obciążeniem łożysk. Dodatkowo, wprowadzono pomiar temperatury tarczy w czasie badań, a także innych parametrów (np. T_{splyw}), pozwalających na szczegółowe monitorowanie zjawisk i procesów towarzyszących pracy łożysk.

Wyniki badań w stanach stacjonarnych umożliwiły weryfikację rezultatów badań teoretycznych opisanych w rozdziale 3. Wcześniejsze prace powstałe przy współudziale autora (np. [237, 240, 247]) dowodzą, że uzyskanie pełnej zgodności pomiędzy wynikami badań doświadczalnych i teoretycznych łożysk wzdlużnych bez wcześniejszej kalibracji modelu przy wykorzystaniu danych eksperymentalnych jest w praktyce bardzo trudne lub nawet niemożliwe. Przyczyn takiego stanu rzeczy może być wiele, np.: założenia upraszczające modelu obliczeniowego, wnioskowanie o właściwościach całego łożyska na podstawie analiz pojedynczego segmentu czy też błędy pomiarowe badań doświadczalnych łożysk, których wyniki są wykorzystywane do weryfikacji modeli obliczeniowych.

Uproszczenia modelu teoretycznego mogące mieć wpływ na wyniki analiz to np.: nieuwzględnienie turbulencji w analizach przepływu oleju (w obszarze międzysegmentowym istnieją lokalne opory przepływu dla oleju, będące jej potencjalnym źródłem), różny kształt przestrzeni międzysegmentowej (w modelu nie uwzględniono np. wkrętów pomiędzy segmentami, utrzymujących je na swoim miejscu) czy też różny kształt wewnętrzny głowicy (np. w stanowisku jest jeden kanał spływowy oleju, czego przy dokonanych uproszczeniach modelu nie można teoretycznie uwzględnić). Wnioskowanie o właściwościach całego łożyska na podstawie pomiarów parametrów pracy pojedynczego segmentu również może być przyczyną niezgodności wyników badań teoretycznych i doświadczalnych, przede wszystkim ze względu na różnice geometrii segmentów. Dla przykładu, dopuszczalne odchyłki płaskości powierzchni segmentów są często rzędu minimalnych grubości filmu. Podobnie wygląda sytuacja w przypadku tolerancji wymiaru wysokości segmentów. Może to powodować, że nawet w poprawnie wykonanym łożysku istnieje nierównomierność obciążeń przenoszonych przez poszczególne segmenty, a tym samym występuje różnica parametrów ich pracy. Ostatnim z wymienionych problemów jest trudność związana z uzyskaniem wiarygodnych danych pomiarowych łożysk. Zabudowa czujników pomiarowych w segmentach, szczególnie małych rozmiarów, może wpływać na przebieg zjawisk towarzyszących działaniu łożyska. Dodatkowo, pomiary parametrów filmu (takich jak temperatura czy grubości) są bardzo trudne ze względu na rozmiar wysokości szczeliny. Dowodem mogą być problemy

napotkane przez autora w pomiarach temperatury powierzchni ślizgowej łożyska (opisywane w p. 4.4). W kontekście wspomnianych trudności wydaje się, że weryfikacja poprawności działania modelu teoretycznego powinna bazować na ocenie zgodności trendów analizowanych parametrów pracy łożyska, a nie zgodności wartości bezwzględnych. Jest to szczególnie uzasadnione w odniesieniu do analiz obliczeniowych, które wykonano bez wykorzystania wyników pomiarów w charakterze współczynników korygujących, jak miało to miejsce w opisywanym w monografii przypadku (p. 3.1).

Na skutek problemów pomiarowych związanych z zamocowaniem czujników termoparowych pomiar temperatury powierzchni ślizgowej segmentów nie pozwala na jednoznaczną interpretację uzyskanych rezultatów. W wybranych punktach powierzchni segmentów (np. T6 i T9) mierzone temperatury były niewiele wyższe dla łożyska z pokryciem PEEK niż dla łożyska z pokryciem babbitem. Uzyskano także stosunkowo dobrą zgodność trendów zmian wartości temperatury zmierzonej i obliczonej w funkcji prędkości oraz obciążenia. W łożysku z pokryciem PEEK wyniki teoretyczne wskazują jednak na dużo wyższe wartości temperatury, niż zostały zmierzone.

W przypadku temperatury mierzonej w objętości segmentu (T10) (rys. 4.16, 4.23) dobrą zgodność odnotowano dla łożyska z pokryciem PEEK. Natomiast w przypadku łożyska z babbitem temperatura była dużo niższa niż obliczona teoretycznie. Należy zauważyć, że zmiany temperatury mierzonej i obliczonej ze zmianą prędkości i nacisków średnich były zgodne. Przyczyną zaobserwowanych różnic mogą być zaburzenia w polu temperatury, wywołane obecnością termoelementu oraz żywicy wykorzystanej do jego umocowania, które mają inne własności termofizyczne niż segment. Ponadto, różnice mogą wynikać z możliwości odprowadzania lub doprowadzania ciepła przez przewody czujnika, które znajdują się w otoczeniu o temperaturze innej niż badane ciało [231]. Na całkowity błąd pomiaru w takim wypadku składają się [137]: błąd wynikający z zaburzenia rozkładu temperatury wewnątrz materiału, błąd powodowany spadkiem temperatury na ciepłym oporze przejścia między czujnikiem a wnętrzem otworu, w którym umieszczono termoelement (uwzględniający także obecność szczeliny powietrznej), oraz błąd związany ze spadkiem temperatury między końcem czujnika a jego czułym punktem. Innym źródłem zaobserwowanych różnic wyników mogą być nieuwzględnienie turbulencji przepływu oraz warunków adiabatyczności na spodniej powierzchni podpory segmentu. Gdyby założyć, że ciepło może być odprowadzane z segmentu przez tę powierzchnię, doprowadziłoby to najprawdopodobniej do wyznaczenia niższej temperatury w jego objętości. Wydaje się, że wpływ ten byłby większy dla segmentu z pokryciem babbitem, ponieważ – jak wynika z wcześniej opisywanych badań teoretycznych – przez pokrycie metalowe przepływa znacznie więcej ciepła niż przez segment z pokryciem polimerowym.

Analizując temperaturę tarczy, w badaniach łożyska z pokryciem PEEK otrzymano niewiele wyższe wartości niż dla łożyska z babbitem. Pozostaje to w zgodności z wynikami badań teoretycznych. Kształt otrzymanych rozkładów jest również podobny; największe wartości zmierzono i obliczono dla środka promieniowego tarczy. Najmniejsze różnice wartości temperatury tarczy (zmienionej i obliczonej) uzyskano dla prędkości 2000 i 3000 obr/min oraz nacisków średnich 3,65 MPa.

Podobnie jak w badaniach teoretycznych, nieco większy moment tarcia został zmierzony w łożysku z pokryciem babbitem niż w łożysku z PEEK. Dodatkowym potwierdzeniem mniejszych oporów w badaniach łożyska z pokryciem PEEK była niższa wartość obciążenia zarejestrowana w układzie sterowania silnika napędowego stanowiska. Określa ona sumę wszystkich oporów, w tym także opory ruchu badanego łożyska. Przy założeniu, że bez względu na materiał pokrycia straty dla samego stanowiska były stałe w danych warunkach pracy, zaobserwowana różnica stanowiła miarę dodatkowych strat w łożysku z pokryciem babbitem. Trendy zmian wartości momentu tarcia M_T były podobne w obliczeniach i pomiarach, jednak dla obu badanych łożysk wartości zmierzone były większe od wartości uzyskanych teoretycznie.

W przypadku temperatury wylotowej oleju z głowicy $T_{\text{spływ}}$ oraz mocy strat tarcia N_T w łożysku uwidacznia się następujący trend w wynikach obliczeń i pomiarów. Dla małej prędkości obrotowej (2000 obr/min) różnice pomiędzy wartościami zmierzonymi i obliczonymi były bardzo małe. Wraz ze wzrostem prędkości różnice te rosną. Zmiana wartości nacisków średnich w łożysku nie wpływa na zmianę różnic pomiędzy wynikami teoretycznymi i doświadczalnymi. Prawdopodobnymi przyczynami zaobserwowanych trendów są nieuwzględnienie w modelu teoretycznym turbulencji przepływu oleju w przestrzeni międzysegmentowej łożyska oraz znacznie większe straty wynikające z mieszania oleju stwierdzone w badaniach niż uwzględnione w modelu obliczeniowym (uproszczenia geometrii wewnętrznej głowicy). Warto zauważyć, że nieco mniejsze straty mocy zmierzono dla łożyska z pokryciem PEEK, co wykazują także wyniki badań teoretycznych.

Analizując grubości filmu smarnego na wlocie i wylocie ze szczeliny, zaobserwowano znaczące różnice w wartościach bezwzględnych pomiędzy wynikami badań i pomiarów, ale trendy zmian spowodowane zmianą wymuszeń działających na łożysko są podobne. Szczególną uwagę zwraca wylotowa grubość filmu h_{out} , którą w badaniach teoretycznych oraz doświadczalnych wyznaczono jednakową dla obu łożysk. Trendy zmian pochylenia obwodowego segmentu również są zgodne w wynikach pomiarów i obliczeń.

W podsumowaniu badań doświadczalnych łożysk przeprowadzonych w stanach ustalonych można stwierdzić, że uzyskane wyniki pomiarów różnią się od wyników teoretycznych co do wartości bezwzględnej. Zdecydowana większość porównywanych parametrów pracy łożysk wykazuje jednak bardzo zbliżone tendencje zmian wraz ze zmianą wymuszeń. Z tego powodu weryfikację poprawności analiz przy użyciu zaproponowanego modelu można uznać za zakończoną pomyślnie.

Identyfikacja doświadczalna punktu przejścia pomiędzy tarcieniem płynnym i mieszanym ujawniła różnice pomiędzy badanymi łożyskami. W całym zakresie analizowanych prędkości obrotowych tarczy wartość momentu tarcia w łożysku z pokryciem polimerowym była nieco mniejsza (około 5–7%) niż w łożysku z białym metalem. Punkt przejścia (minimalnej wartości współczynnika tarcia) dla łożyska z PEEK określono dla prędkości o 20 obr/min (25%) mniejszej niż dla łożyska z białym metalem. Dla łożyska z PEEK odnotowano także nieco mniejszą wartość minimalnego współczynnika tarcia (o około 7,3%; przy maksymalnym błędzie oszacowania wyniku $\pm 5\%$). Świadczy to o zdolności tego łożyska do bezpiecznego działania w nieco szerszym zakresie prędkości w warunkach niewielkiej grubości filmu. Dodatkowo, w łożysku z białym metalem zaobserwowano zjawisko docierania powierzchni,

szczególne widoczne po zmianie poziomu prędkości poniżej 100 obr/min. Zjawisko to występowało również w badaniach łożyska z PEEK, ale jego intensywność (wyrażona wartością maksymalną zmierzonego momentu po zmianie prędkości) była znacznie mniejsza.

Przeprowadzone badania łożysk w warunkach wybiegów pod obciążeniem dowodzą, że oba łożyska mogą działać bezpiecznie przy takich wymuszeniach. Po badaniach nie zaobserwowano widocznych śladów zużycia powierzchni ślizgowych tarczy wału ani segmentów. Wartość parametru chropowatości powierzchni Ra, zmierzona przed i po badaniach w wybranych segmentach, zmniejszyła się (z maksymalnie około 0,74–0,80 do około 0,68–0,72 μm). Wartości zmierzonych wielkości, takich jak temperatura, moment tarcia czy też grubości filmu dla stanów ustalonej prędkości oraz obciążenia w danych cyklach pomiarowych, były dla obu łożysk powtarzalne. Podobnie jak w badaniach doświadczalnych w stanach ustalonych, wartości momentu tarcia były nieco niższe w łożysku z pokryciem PEEK, tak samo jak wartość minimalnego momentu tarcia w łożysku w czasie wybiegu. Dodatkowo, trendy zmiany wartości minimalnej momentu tarcia wskazują, że w obu łożyskach występuje zjawisko docierania powierzchni (wartość minimum M_T maleje dla kolejnych cykli pomiarowych). Zjawisko to przebiega intensywniej w łożysku z pokryciem stopem łożyskowym. Świadczą o tym także wyniki wartości prędkości, przy której występował minimalny moment tarcia, oraz prędkości krytycznej, po której następowało zatrzymanie wału. Obie wspomniane wielkości zmniejszają się w kolejnych cyklach, przy czym większe zmiany odnotowuje się w łożysku z pokryciem babbitem. Co interesujące, wartość prędkości, przy której odnotowano minimalny moment tarcia, była nieco wyższa w łożysku z PEEK niż w łożysku z białym metalem (o 10–12 obr/min). Tendencję odwrotną odnotowano w testach ze zmniejszaną stopniowo prędkością obrotową (Stribeck-Hersey). Ta sprzeczność daje się wytłumaczyć różnymi warunkami badań. W testach zatrzymania pod obciążeniem łożyska działały przed wybiegiem przez czas około 3 min w warunkach pełnego obciążenia i prędkości. Dzięki temu segmenty były nagrzewane (szczególnie segmenty łożyska z pokryciem babbitem), w wyniku czego doszło do ich deformacji termicznych. Wspomniane deformacje segmentów były (jeżeli w ogóle występowały) dużo mniejsze w testach do wyznaczenia krzywych Stribeck-Herseysa, ponieważ łożysko działało w danym punkcie pomiarowym przy dużo niższej prędkości obrotowej, a zmierzona temperatura powierzchni i segmentów była bardzo wyrównana. Prawdopodobnie deformacja termiczna segmentów z pokryciem białym metalem spowodowała, że w badaniach wybiegów pod obciążeniem prędkość, przy której zanotowano minimum M_T , była niższa niż w badaniach ze zmniejszaną stopniowo prędkością obrotową. Warto podkreślić, że minimalny moment tarcia w czasie wybiegu łożyska z pokryciem PEEK był mniejszy od odnotowanego dla łożyska z pokryciem białym metalem, mimo że zmierzono go przy wyższej prędkości obrotowej.

Wartości temperatury w czasie prób zatrzymań pod obciążeniem dla obu łożysk były zbliżone, poza temperaturą wnętrza segmentu i temperaturą powierzchni na wlocie. Temperatury te, jak również temperatura tarczy, były nieco wyższe dla łożyska z pokryciem PEEK.

Grubości filmów oraz pochylenia segmentu w doświadczalnych badaniach wybiegów łożyska były nieznacznie niższe dla łożyska z pokryciem polimerowym, podobnie jak to zaobserwowano w wynikach badań w stanach ustalonych.

Rozdział 5

WNIOSKI KOŃCOWE I PODSUMOWANIE

Niniejsza monografia stanowi podsumowanie aktualnego stanu wiedzy na temat hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową wytworzoną z PEEK i uzupełnia ją o wyniki badań autora w tym zakresie. W początkowej części przeanalizowano wyniki dostępne w literaturze przedmiotu. W kolejnych częściach rozprawy opisano badania teoretyczne oraz doświadczalne zrealizowane przez autora, których celem było przestudiowanie zjawisk towarzyszących działaniu łożyska z warstwą ślizgową z kompozytu na bazie PEEK w porównaniu z łożyskiem z pokryciem babbitem. Szczegółowe wnioski wynikające z tych badań zostały opisane w p. 3.5 i 4.6 rozprawy. W tej części natomiast podjęto próbę uogólnienia i podsumowania uzyskanych wyników.

Badania łożysk zostały poprzedzone badaniami materiału warstwy ślizgowej łożyska z pokryciem PEEK. Studia literaturowe ujawniły, że wykorzystywane przez innych autorów do badań teoretycznych dane materiałowe polimerowych warstw ślizgowych łożysk dotyczyły niemodyfikowanych polimerów, a nie ich kompozytów. Dodatkowo, nie uwzględniano wpływu obecności warstwy pośredniej. Przeprowadzone w ramach niniejszego opracowania badania pokrycia segmentów zostały ukierunkowane na określenie zastępczego modułu sztywności wzdłużnej w funkcji temperatury oraz przewodności cieplnej kompozytu polimerowego. Oba parametry mają duży wpływ na przebieg procesów i zjawisk występujących w czasie pracy łożyska. Zastępczy moduł sztywności wzdłużnej warstwy decyduje o jej deformacjach sprężystych, natomiast przewodność cieplna – o ilości ciepła przepływającego przez segment łożyska, a tym samym o rozkładzie temperatury w segmencie i jego warstwie ślizgowej. Poszukiwane dane materiałowe określono z uwzględnieniem wpływu obecności warstwy pośredniej wykonanej ze spiekane go brązu. Uzyskane wyniki pomiarów wskazują, że obie analizowane wielkości różnią się od wartości podawanych dla niemodyfikowanego PEEK. Zastępczy moduł sztywności wzdłużnej całej warstwy pokrycia segmentu jest niższy o około 30% (w 25°C) od sztywności niemodyfikowanego polimeru. Przewodność cieplna warstwy ślizgowej segmentu jest natomiast około dwukrotnie większa niż dla niemodyfikowanego PEEK. Zdaniem autora, na zaobserwowane różnice wpływa udział warstwy pośredniej wykorzystywanej do połączenia polimeru ze stalowym podłożem segmentu. Dodatkowo, warto zauważyć, że wartość sztywności zastępczej zmniejsza się dość znacząco wraz ze wzrostem temperatury. Ze względu na ograniczoną liczbę przebadanych próbek otrzymane wyniki nie pozwalają wyciągnąć jednoznacznych wniosków, dają jednak orientację w odniesieniu do skali różnic badanych parametrów materiałowych w rezultacie uwzględnienia wpływu warstwy pośredniej. Wyniki tak szczegółowych badań rzeczywistych warstw ślizgowych stosowanych w łożyskach nie zostały wcześniej nigdzie opublikowane, a o ich przydatności świadczy fakt, że były nimi zainteresowane koncerny produkujące turbiny wodne.

Badania teoretyczne zostały przeprowadzone z wykorzystaniem metody obliczeniowej FSI. Pozwala ona na uzyskanie wielu informacji o przebiegu procesów w łożysku, które nie były prezentowane w dotychczas przeprowadzonych badaniach. Dotyczy to głównie zjawisk przepływowych i cieplnych w przestrzeni międzysegmentowej łożyska, np. rozkładu współczynnika przjmowania ciepła czy temperatury wlotowej filmu. Badania wykonano nie tylko dla łożyska z pokryciem polimerowym, ale także dla identycznego łożyska z pokryciem stopem białego metalu. W ten sposób otrzymano zestawy wyników teoretycznych, które wykorzystano do bezpośredniego porównania przebiegu zjawisk i procesów w łożyskach różniących się materiałem warstwy ślizgowej. Badania przeprowadzono dla różnych wartości wymuszeń działających na łożysko, prędkości i obciążenia.

Porównanie przebiegu procesów i zjawisk w łożyskach przy wykorzystaniu rezultatów badań teoretycznych wskazuje na występujące różnice. Wartości temperatury powierzchni ślizgowej w segmencie z pokryciem polimerowym były wyższe niż w segmencie ze stopem łożyskowym dla wszystkich analizowanych wymuszeń. Dotyczy to także temperatury wlotowej filmu. Inaczej wyglądała sytuacja w przypadku maksymalnego ciśnienia oleju, które było nieco wyższe dla segmentu z babbitem. Rozkład ciśnienia w obu łożyskach był odmienny. W strefie wlotowej i wylotowej filmu ciśnienie było nieco wyższe w przypadku pokrycia polimerowego. Grubość wlotowa filmu była mniejsza dla segmentu z pokryciem PEEK, natomiast grubości wylotowe były bardzo zbliżone w przypadku obu badanych łożysk. Kształt filmu w obu łożyskach był odmienny w wyniku zróżnicowanej deformacji termosprężystej segmentów. Segment z pokryciem stopem łożyskowym wskutek działania ciśnienia w filmie oraz różnicy temperatury wykazywał wypukłość powierzchni ślizgowej. Natomiast podstawa segmentu z pokryciem PEEK cechowała się wyrównaną temperaturą w wyniku izolującego ciepłnie działania pokrycia. W tym przypadku o kształcie filmu decydowały głównie deformacje warstwy ślizgowej. Co interesujące, istotny udział miała w nich rozszerzalność cieplna materiału, ponieważ na grubości warstwy występuje bardzo duża różnica temperatury (do 50°C). Oprócz deformacji termicznej występują deformacje sprężyste wywoływane działaniem ciśnienia w filmie, szczególnie dobrze widoczne dla dużych obciążeń łożyska z pokryciem PEEK. Mają one przeciwny kierunek niż deformacje sprężyste. W efekcie ich wystąpienia w obszarze wysokich ciśnień filmu ma miejsce zagłębienie powierzchni ślizgowej (kształt kieszeniowy).

Termiczna izolacja podstawy segmentu w przypadku łożyska z pokryciem polimerowym powoduje, że przez segment przepływa znacznie mniej ciepła niż w przypadku białego metalu. Co interesujące, w badaniach obu łożysk porównywalne strumienie ciepła doprowadzane są do powierzchni ślizgowej tarczy oporowej. Wyższe wartości współczynnika przjmowania ciepła przez olej ze ścian segmentu uzyskano dla segmentu z pokryciem babbitem.

Dla łożyska z pokryciem babbitem zostały obliczone nieco większe straty mocy w porównaniu z łożyskiem z pokryciem kompozytem na bazie PEEK. Dotyczy to zarówno wartości momentu tarcia w łożysku (M_T), jak i strat mocy wyznaczonych przy użyciu metody kalorymetrycznej. Dzieje się tak m.in. w wyniku innego rozkładu gradientu prędkości oleju w szczelinie, a w konsekwencji różnego rozkładu naprężeń w warstwie oleju na powierzchni ślizgowej analizowanych łożysk. Jak dowodzą wyniki badań teoretycznych, decydujący wpływ na wartość M_T ma mniejsza lepkość oleju w szczelinie smarnej łożyska z pokryciem

PEEK, która kompensuje wzrost gradientu prędkości ścinania oleju, większego w filmie łożyska z PEEK.

W analizowanych zakresach zmienności wymuszeń działających na łożysko można zauważyć, że w przypadku obu łożysk prędkość obrotowa wału ma większy wpływ na zmiany wartości temperatury, strumieni ciepła, współczynnika przejmowania ciepła oraz deformacje termiczne polimerowej warstwy ślizgowej niż wartość nacisków średnich w łożysku. Natomiast na zmiany wartości ciśnienia, grubości filmu oraz deformacji sprężystej polimerowej warstwy ślizgowej większy wpływ wywiera obciążenie łożyska niż prędkość obrotowa.

Obliczeniowa analiza możliwości kompensacji błędów wykonania wysokości segmentów poprzez użycie polimerowej warstwy ślizgowej dowodzi, że segmenty z pokryciem PTFE oraz PEEK wykazują mniejszą sztywność niż segment z pokryciem babbitem (odpowiednio, 40% i 65% sztywności segmentu z babbitem). W związku z tym możliwa jest kompensacja przez nie większych błędów kształtu powierzchni oraz wysokości segmentów niż w przypadku łożyska z babbitem. Największą podatność na ściskanie wykazuje segment w całości wykonany z PEEK (około 3% sztywności segmentu z babbitem), jednak w tym przypadku występują największe naciski na powierzchni, których prawdopodobnie można uniknąć, modyfikując podparcie segmentu.

Badania doświadczalne zrealizowano dla stanów stacjonarnych działania łożyska w celach weryfikacji modelu teoretycznego. Odrębne testy zostały wykonane w celu określenia punktu przejścia pomiędzy tarcieniem płynnym i mieszanym w łożyskach oraz dla stanów niestacjonarnych (wybiegi pod obciążeniem).

Porównanie wyników badań doświadczalnych i teoretycznych w stanach ustalonych pozwala stwierdzić, że wykazują one, dla większości przypadków rozpatrywanych parametrów pracy, podobne trendy zmian wraz ze zmianami wymuszeń działających na łożysko. Wyjątkiem jest temperatura powierzchni ślizgowej, którą otrzymano ogólnie wyższą dla łożyska z pokryciem białym metalem niż z pokryciem PEEK (przeciwnie niż w badaniach teoretycznych). Zdaniem autora źródłem różnic pomiędzy rezultatami badań doświadczalnych i obliczeń są problemy związane z pomiarem temperatury powierzchni ślizgowej za pomocą wykorzystanej techniki pomiarowej. Udowodniono obliczeniowo, że przemieszczenie się czujnika pomiarowego, wklejonego w otwór w segmencie, względem powierzchni ślizgowej, jak to zaobserwowano w pomiarach kształtu powierzchni segmentów po badaniach, zmienia wartość temperatury w okolicach czujnika. Może to tłumaczyć zaobserwowane niezgodności nie tylko w badaniach własnych, ale także w pracach innych badaczy. Szczegółowe badania wpływu położenia czujnika pomiarowego na wyniki nie były nigdzie wcześniej publikowane.

Pozostałe monitorowane parametry pracy łożysk (temperatura tarczy, straty mocy, grubości filmów) wykazywały podobne trendy jak w obliczeniach. Wartości bezwzględne się różniły, jednak zmiany ich wartości wraz ze zmianą wymuszeń działających na łożysko były zbliżone. Doświadczalnie potwierdzono wyniki pozostałych analiz teoretycznych dotyczących parametrów pracy łożyska z pokryciem PEEK w odniesieniu do łożyska z białym metalem. W łożysku z pokryciem PEEK odnotowano mniejsze grubości filmu na wlocie (mniejsze pochylenie obwodowe), mniejsze momenty tarcia, mniejsze straty mocy (określone z bilansu

ciepła) oraz wyższą temperaturę tarczy niż w łożysku z pokryciem babbitem. Jest to zgodne z wynikami analiz teoretycznych przy użyciu zaproponowanego modelu łożyska.

Wyniki badań punktu przejścia pomiędzy tarcie płynnym i mieszanym wskazują, że łożysko z pokryciem PEEK może działać w warunkach tarcia płynnego przy nieco niższej prędkości obrotowej wału niż łożysko z babbitem. Równocześnie, otrzymane wartości współczynnika tarcia dowodzą, że w punkcie przejścia łożysko z pokryciem polimerowym działało z nieco mniejszymi oporami ruchu niż łożysko z białym metalem. Proces docierania w trakcie pomiarów po zmniejszeniu prędkości obrotowej był zdecydowanie bardziej widoczny dla łożyska z babbitem.

Cykle pomiarowe łożysk w warunkach wybiegów pod obciążeniem dowodzą, że badane łożyska mogą z powodzeniem pracować w takich warunkach. W łożysku z pokryciem babbitem zaobserwowano wyraźne symptomy świadczące o stopniowym docieraniu współpracujących powierzchni (zmniejszenie wartości minimalnego momentu tarcia dla kolejnych powtórzeń). Co interesujące, minimalny moment tarcia został zmierzony w łożysku z pokryciem PEEK przy wyższej prędkości obrotowej niż w łożysku z białym metalem. Zdaniem autora ta niezgodność z rezultatami pomiarów dla punktu przejścia pomiędzy tarcie płynnym i mieszanym wynika z różnych warunków badań, które wpływały na kształt segmentu (deformacje termosprężyste) oraz geometrię filmu. Jednak mimo to mniejsze opory ruchu uzyskano w łożysku z pokryciem polimerowym.

5.1. Wnioski praktyczne

Zawarte w monografii wyniki badań pozwalają na sformułowanie wniosków dotyczących metod obliczeniowych, zaleceń projektowych oraz korzyści ze stosowania hydrodynamicznych łożysk wzdluznych z polimerową warstwą ślizgową z PEEK:

- Wartość współczynnika przewodzenia ciepła na ścianach bocznych segmentu wymagana w obliczeniach teoretycznych łożysk przy użyciu modeli TEHD powinna być przyjmowana średnio około dwukrotnie mniejsza dla analiz łożysk z pokryciem PEEK w porównaniu z obliczeniami łożysk z babbitem pracujących w tych samych warunkach.
- Diagnostyka łożyska z pokryciem PEEK oparta na pomiarze temperatury powinna uwzględniać, oprócz konieczności pomiaru temperatury powierzchni (ewentualnie filmu), że maksymalne temperatury oleju w filmie, których znajomość jest najbardziej pożądana, występują w obszarze zewnętrznego promienia łożyska w pobliżu krawędzi wylotowej, a nie – jak ma to miejsce w łożysku z pokryciem babbitem – w punkcie 75% L / 75% B.
- Obniżenie strat mocy łożyska z pokryciem PEEK w porównaniu z łożyskiem z pokryciem babbitem o tych samych rozmiarach, działających w stanach stacjonarnych, jest możliwe głównie w wyniku uzyskania wyższych wartości temperatury w filmie smarnym. Odnotowane korzyści ze zmniejszenia strat mocy nie są jednak duże (maksymalnie około 5%).
- Segmenty łożyska z pokryciem polimerowym wykazują około dwukrotnie większą podatność na ściskanie niż segmenty z pokryciem babbitem. Z tego powodu umożliwiają skuteczniejszą kompensację błędów kształtu powierzchni ślizgowej i/lub wysokości segmentu.

- W punkcie przejścia pomiędzy tarcie płynnym i mieszanym łożysko z pokryciem PEEK działa z mniejszymi o około 5–7% oporami ruchu niż łożysko z pokryciem babbitem.

5.2. Wnioski dotyczące dalszych badań

Na podstawie przeprowadzonych analiz oraz pomiarów charakterystyk łożysk można wysunąć następujące wnioski co do kierunków dalszych badań nad hydrodynamicznymi łożyskami wzdłużnymi z polimerową warstwą ślizgową:

- W zakresie badań parametrów materiałowych warstwy – w celu potwierdzenia uzyskanych wyników zastępczego modułu sztywności wzdłużnej warstwy oraz przewodności cieplnej wymagane byłoby przeprowadzenie badań z użyciem większej liczby próbek. Dodatkowo, zasadne wydaje się rozszerzenie badań o pomiar współczynnika rozszerzalności liniowej, ponieważ, jak wynika z analiz teoretycznych, istotną częścią deformacji całkowitej polimerowej warstwy ślizgowej jest deformacja związana z rozszerzalnością cieplną materiału.
- W zakresie badań teoretycznych łożysk – uzasadnione wydaje się rozszerzenie zakresu analiz o badania wpływu charakteru przepływu oleju w przestrzeni międzysegmentowej łożyska na wyniki obliczeń. Uwzględnienie turbulencji przepływu może spowodować uzyskanie lepszej zgodności wyników teoretycznych i doświadczalnych, szczególnie dla większych prędkości obrotowych. Należy również rozważyć uwzględnienie efektu kawitacji w badaniach teoretycznych. Ponadto, w przypadku przyszłych badań teoretycznych łożysk z pokryciem PTFE wymagane byłoby uwzględnienie modelu lepkościowego dla warstwy ślizgowej, ze względu na znaczne pełzanie materiału. Dodatkowo, analizy teoretyczne możliwości kompensacji błędów wykonania powierzchni ślizgowej i wysokości segmentów z pokryciem polimerowym należałoby rozszerzyć o stan nominalnego działania łożyska w tarcie płynnym. Zdaniem autora możliwe są analizy TEHD z zastosowaniem metody FSI dla większej liczby segmentów w jednym zadaniu. Głównym ograniczeniem wydają się dostępne zasoby obliczeniowe. Innym zagadnieniem do dalszych badań jest nowe rozwiązanie konstrukcyjne podparcia segmentów, które w całości są wykonane z PEEK. Podparcie segmentu powinno wyeliminować zjawisko zginania segmentu w kierunku obwodowym. Możliwym rozwiązaniem tego problemu jest wykonanie segmentu o bardzo małej grubości podstawy w stosunku do warstwy pokrycia. Takie rozwiązanie wymaga jednak weryfikacji teoretycznej oraz doświadczalnej.
- W zakresie badań doświadczalnych łożysk – uzasadnione jest poszukiwanie techniki pomiarowej, która umożliwiłaby bardziej precyzyjny pomiar temperatury powierzchni ślizgowej segmentów (ewentualnie filmu). Obecnie stosowana metoda pomiaru nie pozwala na uzyskanie wiarygodnych informacji w tym zakresie z uwagi na możliwość przemieszczania się końcówki pomiarowej czujnika względem powierzchni ślizgowej. Słabo zbadanym obszarem wydaje się również optymalizacja postaci konstrukcyjnej segmentów z pokryciem polimerowym. W literaturze przedmiotu dostępne są jedynie szcątkowe informacje na temat wpływu grubości warstwy oraz położenia podparcia segmentu na charakterystyki łożyska. Badania doświadczalne (połączone z teoretycznymi, przy wykorzystaniu np. metody FSI) mogłyby dostarczyć wytycznych do projektowania łożysk

o optymalnych wymiarach segmentu z polimerową warstwą ślizgową, np. ze względu na straty mocy, grubości filmu, kształt szczeliny czy też optymalną temperaturę powierzchni ślizgowej. Zdaniem autora systematycznej analizy wymaga zwłaszcza wpływ grubości podstawy segmentu i polimerowej warstwy ślizgowej oraz pozycji obwodowej podparcia segmentu na parametry pracy łożyska.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Adriani L., Dewobroto N.: Performance comparison of Tokat® and babbitt for Francis turbine's upper thrust bearing. Proc. of 14th EDF/Pprime Workshop: "Influence of design and materials on journal and thrust bearing performance", 1–18, 8–9 October 2015, Futuroscope, France.
- [2] Ahmed S.A., Fillon M., Maspeyrot P.: Influence of pad and runner mechanical deformations on the performance of a hydrodynamic fixed geometry thrust bearing. Proc IMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology 2010, vol. 224, p. 305–315.
- [3] Aitkeev B.B.: Thrust bearings operation in Toktogul HES hydrogenerators. Hydro-technical Construction 2001, vol. 35 (5), p. 232–233.
- [4] Akagaki T., Kato K., Kawabata M.: Friction and wear properties of PTFE-based composite in lubricated sliding friction at high speed. In abstracts of Papers, First World Tribology Conference, London, 1997, p. 317.
- [5] Akagaki T., Yamato K., Masahiko K.: Effects of surface roughness of PEEK materials on the friction and wear behaviors in oil lubrication. Proc. of the International Tribology Conference, 30 October – 3 November 2011, Hiroshima, Japan.
- [6] Aleksandrov A.E.: Primenenie v podpâtnikah gidroagregatov èlastičnyh metalloplast-massovyh sigmentov s ftoroplastovym pokrytiem poverhnostiej treniâ. Gidrotehničeskoe Stroitel'stvo 1981, 9, s. 12–14.
- [7] Aleksandrov A.E., Platonov N.G.: Naturnye issledovaniâ raboty podpâtnikov s EMP-segmentami pri povyšenoj temperature masla. Gidrotehničeskoe Stroitel'stvo 1990 (11), s. 20–24.
- [8] ANSYS 13 Documentation 2010. Swanson Analysis Inc.
- [9] ASME, The Kingsbury bearing at Holtwood, 1987, ASME, HH 0587, ASME, New York, USA.
- [10] Bajborodov Ū.I., Romanov A.A., Terešenko A.V., Pavlov A.A., Pokrovskij I.B., Rakovskij S.V., Kireev M.N.: Opyt èkspluatacii èlastičnyh metalloplastmassovyh segmentov v podpâtnike gidrogeneratora no 9 Volžskoj gès imeni V.I. Lenina. Gidrotehničeskoe Stroitel'stvo 1977, 10, s. 28–31,
- [11] Bajborodov Ū.I., Terešenko A.V., Aleksandrov A.E., Šetkin V.S., Pokrovskij I.B., Tukmakov V.P., Gurbanov I.S.: Rezul'taty naturnyh ispytanij podpâtnika gidroagregata Bratskoj GÈS s èlastičnymi metalloplastmassovymi segmentami. Gidrotehničeskoe Stroitel'stvo 1982 (6), s. 42–45.
- [12] Blair B., Pethybridge G.: Hydrodynamic bearing damage and remediation of contributing factors in rotating machinery. Proc. of 9th EDF/Pprime Workshop: "Improvement of Bearing Performance and Evaluation of Adverse Conditions", A: 1–14, 7–8 October 2010, Futuroscope, France.
- [13] Borrás F.X.: Multiphysics modelling of spring-supported thrust bearings for hydropower applications. Praca magisterska. Luleå University of Technology, 2012.

- [14] Bouyer J., Hanahashi M., Fillon M., Fujita M.: Experimental investigation of the influence of materials on the behavior of a hydrodynamic tilting-pad thrust bearing. Proc. of 15th Nordic Symposium on Tribology, dok. 153, s. 1–5, 12–15 June 2012, Thronheim, Norway.
- [15] Bouyer J., Nakano Y., Nagata M., Fillon M.: Experimental study on a hydrodynamic centered pivot tilting-pad thrust bearing. Proc. World Tribology Congress 2013, p. 1–4, September 8–13, Torino, Italy.
- [16] Brajdic-Mitidieri P., Gosman A.D., Ioannides E., Spikes H.A.: CFD analysis of a low friction pocketed pad bearing. Trans. ASME Journal of Tribology 2005, vol. 127 (3), p. 803–812.
- [17] Branagan L.A.: Survey of damage investigation of Babbitted industrial bearings. Lubricants 2015, 3, p. 91–112.
- [18] Brockett T.S., Barrett L.E., Allaire P.E.: Thermoelastohydrodynamic analysis of fixed geometry thrust bearings including runner deformation. Tribology Transactions 1996, vol. 39 (3), p. 555–562.
- [19] Brown A.L., Medley J.B., Ferguson J.H.: Spring-supported thrust bearings used in hydroelectric generators: finite element analysis of pad deflection. Proceedings of the 27th Leeds – Lyon Symposium on Tribology 2000. Lyon, France.
- [20] Bungartz H.J., Schafer M. (ed.): Fluid-Structure Interaction. Modeling, Simulation, Optimisation. Springer Verlag, 2006.
- [21] Cabrera D.L., Woolley N.H., Allanson D.R., Tridimas Y.D.: Film pressure distribution in water-lubricated rubber journal bearings. Proc IMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology 2010, vol. 219, p. 125–132.
- [22] Castelli V., Malanoski S.B.: Method for solution of lubrication problems with temperature and elasticity effects: application to sector tilting-pad bearings. Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology 1969, vol. 91 (4), p. 634–640.
- [23] Cengel Y.A.: Heat transfer, a practical approach. McGraw-Hill, 2003.
- [24] Cha M., Isaksson P., Glavatskih S.: Influence of pad compliance on nonlinear dynamic characteristics of tilting pad journal bearings. Tribology International 2013, vol. 57, p. 46–53.
- [25] Charitopoulos A., Fouflias D., Papadopoulos, L. Kaiktsis, M. Fillon: Thermohydrodynamic analysis of a textured sector-pad thrust bearing: effects on mechanical deformations. Mechanics & Industry 2014, vol. 15 (5), p. 403–411.
- [26] Chen P.Y.P., Hahn E.J.: Use of computational fluid dynamics in hydrodynamic lubrication. Proc IMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology 1998, vol. 212, p. 427–436.
- [27] Choudhary T.R., Sethuramiah A., Prakash O., Rao G.V.: Development of polytetrafluoroethylene composite lining for a hydrogenerator thrust pad application. Proc IMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology 2000, vol. 214, p. 375–385.
- [28] Choudhary T.R., Sethuramiah A., Prakash O., Rao G.V.: Experimental Investigation into Replacement of Babbitt Lining by Polymer Layers in Large Thrust Bearing. In abstracts of Papers, First World Tribology Conference, London, 1997, p. 836.

- [29] Cogswell F.N.: Thermoplastic aromatic polymer composites: a study of the structure, processing and properties of carbon fibre reinforced polyetheretherketone and related materials. Butterworth-Heinemann, Oxford, 1992.
- [30] Conway-Jones J.M., Leopard A.J.: Plain bearing damage. Proceedings of the 4th Turbomachinery Symposium, Gas Turbines Laboratories, Texas A&M University, College Station, TX, 1976, p. 55–63.
- [31] Dąbrowski L., Pajęczkowski P., Rotta G., Wasilczuk M., Wodtke M.: Improving performance of large thrust bearings through modeling and experimentation. *Mechanics & Industry* 2013, vol. 14 (4), p. 267–274.
- [32] Dąbrowski L., Rotta G., Wasilczuk M., Wodtke M.: Ocena wybranych własności materiałowych polimerowej warstwy ślizgowej hydrodynamicznego łożyska wzdłużnego. *Tribologia* 2009, nr 5, s. 35–44.
- [33] Dąbrowski L., Wasilczuk M.: A method of friction torque measurement for a hydrodynamic thrust bearing. *Trans. ASME Journal of Tribology* 1995, vol. 117 (4), p. 674–678.
- [34] Dąbrowski L., Wasilczuk M.: Evaluation of a water turbine hydrodynamic thrust bearing performance on the basis of thermoelastohydrodynamic calculations and operational data. *Proc IMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology* 2004, vol. 218, p. 413–421.
- [35] Dąbrowski L., Wasilczuk M.: Influence of hydrostatic pump operation period on performance of a thrust bearing of a 125 MW pump-turbine. *Mechanics & Industries* 2004, 5, p. 3–9.
- [36] Dąbrowski L., Wasilczuk M.: Interwencyjna praca hydrostatycznego smarowania w łożysku wzdłużnym hydrozespołu. *Tribologia* 2004, nr 5, s. 59–67.
- [37] Dąbrowski L., Wasilczuk M.: Metoda pomiaru momentu tarcia w hydrodynamicznym łożysku wzdłużnym. *Tribologia* 1994, Zeszyt 2 (98), s. 199–211.
- [38] Dąbrowski L., Wasilczuk M., Gołębiowski G.: Stosowanie warstwy ślizgowej z polimerów w hydrodynamicznych łożyskach wzdłużnych hydrogeneratorów – stan techniki. *Tribologia* 2002, nr 1, s. 171–183.
- [39] Dadouche A., Fillon M., Bligoud J.C.: Experiments on thermal effects in a hydrodynamic thrust bearing. *Tribology International* 2000, vol. 33, p. 167–174.
- [40] Daido Metal Co. Ltd. Polymer bearings for rotating plant bearings. Katalog producenta.
- [41] DeCamillo S.M., Dadouche A., Fillon M.: Thrust bearings in power generation. *Encyclopedia of Tribology*. Q. Jane Wang & Yip Wah Chung (eds.). Springer Science Business Media, New York, 2013, p. 3682–3690.
- [42] Dowson D.: A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication. *Journal of Mechanical Science* 1962, vol. 4 (2), p. 159–170.
- [43] Dupuis M.: Thrust bearing cavitation. *Proc. of Hydro Vison* 2008, 14th July 2008, Sacramento, USA.
- [44] Dupuis M., Arthur K.: Aksombo hydro-electro power station generator thrust bearing upgrade case study. *Proc. of Hydro Vison* 2012, 25–27 September 2012, Rio de Janeiro, Brazil.

- [45] Dupuis M., Maricic T.: Thrust bearing PTFE re-design for pump storage generator case study. Proc. of Hydro Vision 2015, 14–17 July 2015, Portland, USA.
- [46] Dwyer-Joyce R.S., Harper P., Pritchard J., Drinkwater B.W.: Oil film measurement in polytetrafluoroethylene-faced pad bearings for hydrogenerator applications. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A 2006, vol. 220, p. 619–628.
- [47] Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z.: Wytrzymałość materiałów. Tom I. WNT, Warszawa 2007.
- [48] Edney S.L., Heitland G.B., DeCamillo S.M.: Testing, analysis and CFD modeling of a profiled leading edge groove tilting pad journal bearing. Proc. of the International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, Stockholm, Sweden, 2–5 June 1998.
- [49] El-Saie Y.M.H.A., Fenner R.T.: Three-dimensional thermoelastohydrodynamic analysis of pivoted pad thrust bearings. Part 1: treatment of bearing deflections and fluid film flow and heat transfer. Proc IMechE. Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1988, vol. 202, p. 39–50.
- [50] El-Saie Y.M.H.A., Fenner R.T.: Three-dimensional thermoelastohydrodynamic analysis of pivoted pad thrust bearings. Part 2: application of theory and comparison with experiments. Proc IMechE. Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 1988, vol. 202, p. 51–62.
- [51] Ettles C.: Hot oil carryover in thrust bearings. Proc IMechE 1969–1970, vol. 184, part 3L, p. 75–81.
- [52] Ettles C.: Solution for flow in a bearing groove. Proc IMechE 1967–1968, vol. 182, part 3N, p. 120–131.
- [53] Ettles C., Cameron A.: Considerations of flow across a bearing groove. Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology 1968, vol. 90 (1), p. 312–319.
- [54] Ettles C.M.: Size effects in tilting pad thrust bearings. Wear 1980, vol. 59, p. 231–245.
- [55] Ettles C.M.: The development of a generalized computer analysis for sector shaped tilting pad thrust bearings. ASLE Transactions 1976, vol. 19 (2), p. 153–163.
- [56] Ettles C.M.: Three dimensional computation of thrust bearings. Proceedings of the 13th Leeds-Lyon Symposium, 1986, paper IV (i), p. 95–104.
- [57] Ettles C.M., Advani S.: The control of thermal and elastic effects in thrust bearings. Institution of Mechanical Engineers 1980, London, p. 105–116.
- [58] Ettles C.M., Anderson H.G.: Three-dimensional thermoelastic solutions of thrust bearings using code Marmac1. Trans. ASME, Journal of Tribology 1991, vol. 113 (2), p. 405–412.
- [59] Ettles C.M., Knox R.T., Ferguson J.H., Horner D.: Test result for PTFE-faced thrust pads, with direct comparison against babbitt-faced pads and correlation with analysis. Trans. ASME, Journal of Tribology 2003, vol. 125 (3), p. 814–823.
- [60] Ettles C.M.M.: Some factors affecting the design of spring supported thrust bearings in hydroelectric generators. Trans. ASME, Journal of Tribology 1991, vol. 113 (3), p. 626–632.

- [61] Ettles C.M.M., Seyler J., Bottenschein M.: Some effects of start-up and shut-down on thrust bearing assemblies in hydro-generators. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 2003, vol. 125 (4), p. 824–832.
- [62] Ezzat H.A., Rhode S.M.: A study of the thermohydrodynamic performance of finite slider bearings. *Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology* 1973, vol. 95 (3), p. 297–307.
- [63] Fillon M., Glavatskih S.: PTFE-faced center pivot thrust pad bearings: Factors affecting TEHD performance. *Tribology International* 2008, vol. 41, p. 1219–1225.
- [64] Fillon M., Wodtke M., Wasilczuk M.: Effect of presence of lifting pocket on the THD performance of a large tilting-pad thrust bearing. *Friction* 2015, vol. 3 (4), p. 266–274.
- [65] Flaszynski P., Litwin W.: Numeryczna analiza trójwymiarowego przepływu w polimerowym łożysku smarowanym wodą. *Tribologia* 2007, vol. 38 (1), p. 49–56.
- [66] Fogg A.: *Fluid Film Lubrication of Parallel Thrust Surfaces*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1946, vol. 155 (1), p. 49–53.
- [67] Fouflias D.G., Charitopoulos A.G., Papadopoulos C.I., Kaiktsis L. Fillon M.: Performance comparison between textured, pocket, and tapered-land sector-pad thrust bearings using computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis. *Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology* 2015, vol. 229 (4), p. 376–397.
- [68] Fuerst A.: *Simulation von Traglagern mit Weißmetall- und Polymerbeschichtung*. SIRM 2003, Darmstadt, February 2003.
- [69] Gardner W.W.: Performance tests on six-inch tilting pad thrust bearings. *Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology* 1975, vol. 97 (3), p. 430–436.
- [70] Gardner W.W.: Tilting pad thrust bearing tests – influence of pivot location. *Trans. ASME Journal of Tribology* 1988, vol. 110, p. 609–613.
- [71] Gertzos K.P., Nikolakopoulos P.G., Papadopoulos C.A.: CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant. *Tribology International* 2008, vol. 41, p. 1190–1204.
- [72] Glavatskih S.B.: A method of temperature monitoring in fluid film bearings. *Tribology International* 2004, vol. 37, p. 143–148.
- [73] Glavatskih S.B.: Evaluating thermal performance of a PTFE-faced tilting pad thrust bearing. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 2003, vol. 125 (2), p. 319–324.
- [74] Glavatskih S.B.: Extending performance limits of tilt pad thrust bearings: a full scale study. Proceedings of the Workshop on Operational Limits of Bearings, Improving of Performance through Modeling and Experimentation, *Futuroscope, G: 1–7, 2nd October* 2008.
- [75] Glavatskih S.B.: Laboratory research facility for testing hydrodynamic thrust bearings. *Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology* 2002, vol. 216, p. 105–116.
- [76] Glavatskih S.B.: Tilting pad thrust bearings. [In:] Dowson D (ed.): *Tribological research and design for engineering systems: proceedings of the 29th Leeds-Lyon Symposium on Tribology held at Bodington Hall, University of Leeds, UK 3–6 September, 2002*. Amsterdam, Elsevier 2003, p. 379–390 (Tribology Series, vol. 41).
- [77] Glavatskih S.B., Fillon M.: TEHD analysis of thrust bearings with PTFE – faced pads. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 2006, vol. 128 (1), p. 49–58.

- [78] Glavatskih S.B., Fillon M., Larsson R.: The significance of oil thermal properties on the performance of a tilting-pad thrust bearing. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 2002, vol. 124 (2), p. 377–385.
- [79] Glavatskih S.B., Wasilczuk M., Fillon M.: Performance peculiarities of PTFE-faced tilting-pad thrust bearings. *Proceedings of the EDF/LMS Workshop on Improvement of bearing performance under severe operating conditions*, K: 1–9, 7th October 2004, Futuroscope, France.
- [80] Glavatskih S.B., Wasilczuk M., Fillon M.: Unique performance aspects of PTFE-lined thrust bearings. *HRW 2005*, vol. 13 (6), p. 32–37.
- [81] Glavatskih S.B., Uusitalo Ö., Spohn D.: Simultaneous monitoring of oil film thickness and temperature in fluid film bearing. *Tribology International* 2001, vol. 34, p. 853–857.
- [82] Golchin A., Simmons, G.F., Glavatskih S.B.: Break-away friction of PTFE materials in lubricated conditions. *Tribology International* 2012, vol. 48, p. 54–62.
- [83] Gryboś R.: *Mechanika płynów z hydrauliką*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1977.
- [84] Gust E., Gzovsky K.: New ecologically friendly tin base alloy from ZOLLERN BHW for highly loaded bearings. *Proc. of 14th EDF/Pprime Workshop: “Influence of design and materials on journal and thrust bearing performance”*, 1–8, 8&9 October 2015, Futuroscope, France.
- [85] Hannon W., Braun M.J.: Hydrodynamic journal bearings. *Encyclopedia of Tribology*. Q. Jane Wang & Yip Wah Chung (eds.). Springer Science Business Media, New York 2013, p. 1736–1748.
- [86] Harika E., Bouyer J., Fillon M., Helene M.: Effects of water contamination of lubricants on hydrodynamic lubrication: rheological and thermal modeling. *Trans. ASME Journal of Tribology* 2013, vol. 135 (4), 041707–1–10.
- [87] Harika E., Helene M., Bouyer J., Fillon M.: Lubrication with water contaminated oil: experiments on a tilting pad thrust bearing. *Proc. of 10th EDF/Pprime Workshop: “Condition monitoring, performance improvement and safe operation of bearings”*, H: 1–9, 6&7 October 2011, Futuroscope, France.
- [88] Hebda M., Wachal A.: *Trybologia*. WNT, Warszawa 1980.
- [89] Heinrichson N., Santos I.F., Fuerst A.: The influence of injection pockets on the performance of tilting – pad thrust bearings. Part I: theory. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 2007, vol. 129 (4), p. 895–903.
- [90] Heinrichson N., Santos I.F., Fuerst A.: The influence of injection pockets on the performance of tilting – pad thrust bearings. Part II: comparison between theory and experiment. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 2007, vol. 129 (4), p. 904–912.
- [91] Hemmi M., Hagiya K., Ichisawa K., Fujita S.: Calculation of thermal deformation of thrust-bearing pad considering convection by non-uniform oil flow. *Trans. of the Japan Society of Mechanical Engineers. Part C*, 2006, vol. 72 (no. 723), p. 3649–3654.
- [92] Hemmi M., Hagiya K., Ichisawa K., Fujita S.: Computation of thermal deformation of thrust bearing pad considering the convection by non-uniform oil flow. *Proc. World Tribology Congress 2005*, September 12–16, Washington, D.C., USA.

- [93] Henry Y., Bouyer J., Fillon M.: An experimental analysis of the hydrodynamic contribution of textured thrust bearings during steady-state operation: A comparison with the untextured parallel surface configuration. *Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology* 2015, vol. 229 (4), p. 362–375.
- [94] Henry Y., Bouyer J., Fillon M.: An experimental hydrodynamic thrust bearing device and its application to the study of a tapered-land thrust bearing. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 2014, vol. 136 (2), 021703–1–11.
- [95] Henssler D., Schneider L., Gassmann S., Felix T.: Qualification and optimization of solid polymer tilting pad bearings for subsea pump application. *Proc. of 44th Turbomachinery & 31st Pump Symposia*, 14–17 September 2015, Huston, Texas, USA.
- [96] Heshmat H., Pinkus O.: Mixing inlet temperature in hydrodynamic bearings. *Trans. ASME Journal of Tribology* 1986, vol. 108 (2), p. 231–244.
- [97] Hirsch Ch.: Numerical computation of internal & external flows. The fundamentals of computational fluid dynamics. 2nd edition. Elsevier 2006.
- [98] Hori Y.: Hydrodynamic lubrication. Springer-Verlag, Tokyo 2006.
- [99] Horner D., Simmons J.E.L., Advani S.D.: Measurements of maximum temperature in tilting-pad thrust bearings. *STLE Transactions* 1986, vol. 31 (1), p. 44–53.
- [100] Höbel M., Haffner K.: An on-line monitoring system for oil-film, pressure and temperature distributions in large-scale hydro-generator bearings. *Measurement Science Technology* 1999, vol. 10 (5), p. 393–402.
- [101] Huang B., Wu Z.D., Wu J.L., Wang L.Q.: 2D THD and 3D TEHD analysis of large spindle supported thrust bearings with pins and double layer system used in the Three Gorges hydroelectric generators. 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 2012, vol. 15, 072025, p. 1–11.
- [102] Huang B., Wu Z.D., Wu J.L., Wang Q.L.: Numerical and experimental research of bidirectional thrust bearings used in pump-turbines. *Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology* 2012, vol. 226, p. 795–806.
- [103] Huebner K.H.: A three-dimensional thermohydrodynamic analysis of sector thrust bearings. *ASLE Transactions* 1974, vol. 17 (1), p. 62–73.
- [104] Inoue K., Deguchi K., Okude K., Fujimoto R.: Development of the water-lubricated thrust bearing of the hydraulic turbine generator. *Proc. 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 2012, 15.
- [105] Jahanmir S., Hunsberger A.Z., Heshmat H.: Load capacity and durability of H-DLC coated hydrodynamic thrust bearings. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 2011, vol. 133 (3), 031301–1–10.
- [106] Katarzyński S., Kocańda S., Zakrzewski M.: *Badanie własności mechanicznych metali*. PWT, Warszawa 1961.
- [107] Katsuki H., Mori S., Nakajima H.: A study the tribological characteristics on mixed and boundary lubrication conditions for tilting pad bearing materials. *Proc. of 14th EDF/Pprime Workshop: “Influence of design and materials on journal and thrust bearing performance”*, s. 1–8, 8&9 October 2015, Futuroscope, France.

- [108] Khonsari M.M.: A review of thermal effects in hydrodynamic bearings. Part I: slider and thrust bearings. ASLE Transactions 1987, vol. 30 (1), p. 19–25.
- [109] Kiciński J., Markiewicz A.: Trójwymiarowy model teoretyczny wzdłużnych łożysk segmentowych. Część II. Deformacje termosprężyste segmentów. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn 1993, vol. 93-94 (1-2), s. 19-40.
- [110] Kim K.W., Tanaka M., Hori Y.: A three-dimensional analysis of thermohydrodynamic performance of sector-shaped, tilting-pad thrust bearings. Trans ASME, Journal of Lubrication Technology 1983, vol. 105 (2), p. 406–413.
- [111] Kingsbury A.: Thrust bearing US Patent 947242 z 25.01.1910.
- [112] Kingsbury Inc. Equalizing Thrust Bearings. Comprehensive Design Guide. Katalog producenta EQH-1, USA 7/2011.
- [113] Knox R.T.: PTFE Bearing Technology – An Alternative to Whitemetal. Proceedings India Hydro 2005, New Delhi, India, 19–21 February 2005, p. 458–465.
- [114] Knox R.T., Moss W.O.: The development of a PTFE faced thrust bearing for Dinorwig pumped storage power station. Proceedings Hydraulic Machinery and Systems 20th IAHR Symposium, Hydro Technology and Environment for the New Century, Charlotte North Carolina USA, August 2000.
- [115] Knox R.T., Simmons J.E.L.: PTFE faced bearings for marine propulsion applications. Proc. of Society of Naval Architects and Marine Engineers Propellers/Shafting Symposium 2006, 19, p. 1–6, Williamsburg, VA, USA, 12–13 September.
- [116] Koring R.: Improved whitemetal alloys. An international comparison. ECKA Granulate Essen GmbH, 5th edition, Essen 2008.
- [117] Koring R.: Key future bearing technology. Laser lining. ECKA Granulate Essen GmbH, 2nd edition, Essen 2008.
- [118] Krasilnikov M.F.: Advances in the plant at hydroelectric and pumped – storage power stations. Hydrotechnical Constructions 2000, vol. 34 (8–9), p. 390–397.
- [119] Kulesza J. i in.: Pomiary cieplne. Część I. Podstawowe pomiary cieplne. WNT, Warszawa 1993.
- [120] Kuznetsov E., Glavatskih S., Fillon M.: THD analysis of compliant journal bearings considering liner deformation. Tribology International 2011, vol. 44, p. 1629–1641.
- [121] Kuznetsov E., Glavatskih S., Fillon M.: The effect of PTFE lining on plain journal bearing characteristics. Proc. of 9th EDF/Pprime Workshop: “Improvement of Bearing Performance and Evaluation of Adverse Conditions”, L: 1–8, 7&8 October 2010, Futuroscope, France.
- [122] Laukiavich C.A., Braun M.J.: An investigation into the thermal effects on a hydrodynamic bearing’s clearance with and without bushing radial constraints. Proc. of 14th EDF/Pprime Workshop: “Influence of design and materials on journal and thrust bearing performance”, 1–33, 8&9 October 2015, Futuroscope, France.
- [123] Laukiavich C.A., Braun M.J., Chandy A.J.: An investigation into the thermal effects on a hydrodynamic bearing’s clearance. STLE Tribology Transactions 2015, vol. 58 (6), p. 980–1001.
- [124] Lawrowski Z.: Technika smarowania. PWN, Warszawa 1987.
- [125] Lawrowski Z.: Tribologia. Tarcie, zużycie i smarowanie. PWN, Warszawa 1993.

- [126] Leopard A.J.: Tilting pad bearings – limits of operation. *Journal of ASLE. Lubrication Engineering* 1976, vol. 32 (12), p. 637–644.
- [127] Lienhard J.H. IV, Lienhard J.H. V: *A heat transfer textbook*. Phlogiston Press, Cambridge, Massachusetts 2006.
- [128] Liu H., Xu H., Ellison P.J.: Application of Computational Fluid Dynamics and Fluid-Structure Interaction method to the lubrication study of a rotor-bearing system. *Tribology Letters* 2010, vol. 38, p. 325–336.
- [129] Mahieux C.A.: *A systematic stiffness – temperature model for polymers and applications to the prediction of composite behavior*. Praca doktorska. Virginia Tech, Virginia 1999.
- [130] Mahieux C.A.: Coating selection for thrust bearings performance optimization. *Proceedings of the Workshop on Improvement of bearing performance under severe operating conditions*, C: p. 1–8, Futuroscope, 7th October 2004.
- [131] Mahieux C.: Experimental characterization of the influence of coating material on the hydrodynamic behavior of thrust bearings: a comparison of babbitt, PTFE, and PFA. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 2005, vol. 127 (3), p. 568–574.
- [132] Mahieux C.: High performance thermoplastic for bearing loss reduction. *Proceedings of Hydro 2004*, Porto, Portugal.
- [133] Mark J.E. (ed.): *Polymer Data Handbook*. Oxford University Press, New York 1999.
- [134] Markin D., McCarthy D.M.C., Glavatskih S.B.: A FEM approach to simulation of tilting-pad thrust bearing assemblies. *Tribology International* 2003, vol. 36, p. 807–814.
- [135] McCarthy D.M.C., Glavatskih S.B., Sherrington I.: Oil film thickness and temperature measurements in PTFE and babbitt faced tilting/pad thrust bearings. *Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology* 2005, vol. 219, p. 179–185.
- [136] McHugh J.: Albert Kingsbury – his life and times. *Sound and Vibration* 2003, October, p. 1–9.
- [137] Michalski L., Eckersdorf K.: *Pomiary temperatury*. WNT, Warszawa 1986.
- [138] Mikula A.M.: The effect of shoe-backing material on the thermal performance of a tilting-pad thrust bearing. *Journal of STLE* 1988, vol. 44 (12), p. 969–973.
- [139] Mikula A.M.: The leading-edge-groove tilting-pad thrust bearing: recent developments. *Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology* 1985, vol. 107 (3), p. 423–428.
- [140] Mikula A.M.: Gregory R.S.: A comparison of tilting-pad thrust bearing lubricant supply methods. *Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology* 1983, vol. 105 (1), p. 39–45.
- [141] Moss W.O., Knox R.T.: PTFE thrust bearings for hydro generators and their application to Dinorwig and Ffestiniog pumped storage power plants, UK. *Proceedings HydroVision 98*, Reno Nevada USA, July 1998, p. 595–606.
- [142] Nakano T., Waki Y., Yamashita K., Kaikogi T., Uesato M., Yamada Y.: Development of thrust and journal bearings with high specific load for next generation steam turbine. *Proc. of the International Conference on Power Engineering* 2007, p. 350–355, October 23–27, 2007, Hangzhou, China.
- [143] Neal P.B.: Heat transfer in pad thrust bearings. *Proc IMechE* 1982, vol. 196 (1), p. 217–228.

- [144] Neal P.B.: Some factors influencing the operating temperature of pad thrust bearings. Proc. of 6th Leeds-Lyon Symposium 1980, p. 137–142.
- [145] Neal P.B., Soliman M.A.M.: The influence of pivot location on the performance of tilting-pad thrust bearings. Proceedings of seminar organized by the Institution of Mechanical Engineer on 10 November 1992, London.
- [146] Olszewski A.: Studia nad czynnikami wpływającymi na obciążalność i charakterystyki tribologiczne poprzecznych hydrodynamicznych łożysk ślizgowych smarowanych wodą. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2015.
- [147] Olszewski A., Wodtke M., Wasilczuk M., Dąbrowski L.: Urządzenie do pomiaru modułu sztywności, zwłaszcza kompozytowych warstw ślizgowych łożysk hydrodynamicznych, patent nr 218264.
- [148] Olszewski O.: Łożysko ślizgowe wzdłużne, patent nr 140387.
- [149] Olszewski O., Wasilczuk M., Chrzan A.: Badania wzdłużnego łożyska ślizgowego ABT smarowanego wodą. Politechnika Gdańska, Wydział Budowy Maszyn, Gdańsk 1991.
- [150] Pajączkowski P.: Transient state simulations of large hydrodynamic thrust bearings. Praca doktorska. Politechnika Gdańska, Gdańsk 2010.
- [151] Pajączkowski P., Schubert A.: Alstom study shows PEEK coated bearing pads reduce power losses by up to 30%. Proc. of Hydro 2014 – Building on Recent Development Progress, 13–15 October, Cernebbio, Italy.
- [152] Pajączkowski P., Schubert A., Bresianini T.: Centrally pivoted tilting pad thrust bearing with inlet and outlet tapers – measurements vs. TEHD investigations. Proc. of 9th EDF/Pprime Workshop: “Improvement of Bearing Performance and Evaluation of Adverse Conditions”, O: 1–8, 7&8 October 2010, Futuroscope, France.
- [153] Pajączkowski P., Schubert A., Wasilczuk M.: Modeling transient states of large hydrodynamic thrust bearings. Proceedings of the Workshop on Operational Limits of Bearings, Improving of Performance through Modeling and Experimentation, Futuroscope, O: 1–8, 2nd October 2008.
- [154] Pajączkowski P., Schubert A., Wasilczuk M., Wodtke M.: Simulation of large thrust-bearing performance at transient states, warm and cold start-up. Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology 2014, vol. 228 (1), p. 96–103.
- [155] Pajączkowski P., Spiridon M., Schubert A.: Oil film temperature measurements for highly loaded PEEK coated bearings. Proc. of Hydro 2015 – Advancing Policy and Practice, 26–28 October 2015, Bordeaux, France.
- [156] Pajączkowski P., Spiridon M., Schubert A., Brito G.C., Marra J.M.: Itaipu binacional hydro power plant thrust bearing design optimization for higher efficiency. Journal of Mechanics Engineering and Automation 2015, vol. 5, p. 95–106.
- [157] Papadopoulos C.I., Kaiktsis L., Fillon M.: Computational Fluid Dynamics thermohydrodynamic analysis of three-dimensional sector-pad thrust bearing with rectangular dimples. Trans. ASME, Journal of Tribology 2014, vol. 136 (1), 011702–1–11.
- [158] Pethybridge G., New N.: Plain bearing options for pumps. World Pumps, June 2002, no. 429, p. 24–27.

- [159] Pethybridge G., New N.: Polymer bearings for severe operating conditions. Proceedings of the Workshop on Improvement of bearing performance under severe operating conditions, D: p. 1–6, Futuroscope, 7th October 2004.
- [160] Pinkus O.: The Reynolds centennial: a brief history of the theory of hydrodynamic lubrication. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 1987, vol. 109 (1), p. 2–20.
- [161] Pinkus O., Wilcock D.J.: Thermal effects in fluid film bearings. *Proc. of 6th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Institution of Mechanical Engineers* 1980, London, p. 3–23.
- [162] Pinski G.B.: Use of EMP coatings for thrust-bearing segments and bearings at the „Elektrosila” Plant. *Hydrotechnical Construction* 1997, vol. 31 (12), p. 712–713.
- [163] Piórkowska E., Gałęski A.: Metody pomiaru współczynnika przewodzenia ciepła polimerów. Cz. I. Metody pośrednie. *Polimery – Tworzywa Wielkocząsteczkowe* 1985, z. 5, s. 181–184.
- [164] Piórkowska E., Gałęski A.: Metody pomiaru współczynnika przewodzenia ciepła polimerów. Cz. II. Metody bezpośrednie. *Polimery – Tworzywa Wielkocząsteczkowe* 1985, z. 6, s. 219–223.
- [165] Piórkowska E., Gałęski A.: Przewodność cieplna polimerów. *Polimery – Tworzywa Wielkocząsteczkowe* 1985, z. 4, s. 136–141.
- [166] Plante P., Soule E.D., Dupuis M.: Thrust bearing retrofit: a case study of the Cataract generating station. *Proc. of Water Power* 2007.
- [167] Plunket R.J.: The history of polytetrafluoroethylene: discovery and development. *High performance polymers: their origin and developments*. R.B. Seymour & G.S. Kirshenbaum (eds.), Elsevier Science Publishing Co. Inc., New York 1986, p. 261–266.
- [168] Popov A.I.: Reconstruction of hydroturbine units with transition to stiff thrust bearing. *Power Technology and Engineering* 2005, vol. 39 (5), p. 269–272.
- [169] Prosnak W.J.: *Mechanika płynów. Statyka płynów i dynamika cieczy*. PWN, Warszawa 1970.
- [170] Pudlik W.: *Wymiana i wymienniki ciepła*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2012.
- [171] Rae P.J., Cattelbaum D.M.: The properties of poly(tetrafluoroethylene) (PTFE) in compression. *Polymer* 2004, vol. 45, p. 7615–7625.
- [172] Raimondi A.A., Boyd J.: Applying bearing theory to the analysis and design of pad-type bearings. *Trans. ASME* 1955, vol. 77, p. 287–309.
- [173] Reddi M.M.: Finite-element solution of the incompressible lubrication problem. *Trans. ASME Journal of Lubrication Technology* 1969, vol. 91 (3), s. 524–533.
- [174] Reddi M.M., Chu T.Y.: Finite-element solution of the steady-state compressible lubrication problem. *Trans. ASME Journal of Lubrication Technology* 1970, vol. 92 (3), p. 495–503.
- [175] Reynolds O.: On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower’s experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. *Phil. Trans. Roy. Soc.* 1886, 177 (1), p. 157–234.
- [176] Ricci R., Chatterton S., Pennacchi P.: Multiphysics modeling of a tilting pad thrust bearing: comparison between white metal and polymeric layered pads. *ASME* 2011

- International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Vol. 1, Paper no. DETC2011-48171, 995–1002.
- [177] Ricci R., Chatterton S., Pennacchi P., Vania A.: Multiphysics modeling of a thrust bearing with polymeric layered pads. Proc. of 10th EDF/Pprime Workshop “Conditions Monitoring, Performance Improvement and Safe Operation of Bearings”, G: p. 1–10, 6&7 October 2011, Futuroscope, France.
- [178] Rohde S.M., McAllister G.T.: On the optimization of fluid film bearings. Proc. of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Science 1976, vol. 351, no. 1667, p. 481–497.
- [179] Rohde S.M., Oh K.P.: A thermoelastohydrodynamic analysis of a finite slider bearing. Trans ASME, Journal of Lubrication Technology 1975, vol. 97 (3), p. 450–460.
- [180] Rose J.B.: Discovery and development of the “Viktrex” polyaryletherketone PEEK. High performance polymers: their origin and developments. R.B. Seymour & G.S. Kirshenbaum (eds.), Elsevier Science Publishing Co. Inc., New York 1986, p. 187–194.
- [181] Rotta G., Wasilczuk M., Wodtke M.: Experimental study of different supply designs in hydrodynamic thrust bearings. Proc. of 10th EDF/Pprime Workshop “Conditions Monitoring, Performance Improvement and Safe Operation of Bearings”, T: p. 1–7, 6&7 October 2011, Futuroscope, France.
- [182] Rymuza Z.: Trybologia polimerów ślizgowych. WNT, Warszawa 1986.
- [183] Sahlin F., Glavatskih S.B., Almqvist T., Larsson R.: Two-dimensional CFD-analysis of micro-patterned surfaces in hydrodynamic lubrication. Trans. ASME, Journal of Tribology 2005, vol. 127 (1), s. 96–102.
- [184] Saltarelli M.: Modellazione termo-elasto-idrodinamica di un cuscinetto reggispinta a film d’olio. Praca magisterska. Politecnico di Milano, 2011.
- [185] Santos I.S.: On the future of Controllable Fluid Film Bearings. Proc. of 9th EDF/Prime Workshop: “Improvement of Bearing Performance and Evaluation of Adverse Conditions”, C: 1–11, 7&8 October 2010, Futuroscope, France.
- [186] Santos I.F., Nicoletti R., Scalabrin A.: Feasibility of applying active lubrication to reduce vibration in industrial compressors. ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power 2004, vol. 126 (4), p. 888–894.
- [187] Schafer D., Fuerst A., Liangwei S., Dazhuang Q.: Investigations into a 6000 tons thrust bearing with teflon or babbitt layer for the Three Gorges units. Proceedings of the fifth international conference on electrical machines and systems, 2001. ICEMS 2001, vol. 1, p.131–136.
- [188] Schubert A., Brescianini T.: Application of a PEEK coated thrust bearing on the occasion of refurbishment of a large hydro power plant with concurrent load increase. Proc. of 10th EDF/Pprime Workshop “Conditions Monitoring, Performance Improvement and Safe Operation of Bearings”, E: s. 1–8, 6&7 October 2011, Futuroscope, France.
- [189] Schubert A., Pajączkowski P.: Comparison of PEEK and PTFE materials for polymer coated thrust bearings of vertically aligned hydro power units. Proc. of 14th EDF/Prime Workshop: “Influence of design and materials on journal and thrust bearing performance”, 1–11, 8&9 October 2015, Futuroscope, France.

- [190] Schweitzer G.: Active magnetic bearings – chances and limitations. Proc 6th Intern. IFToMM Conf. on Rotor Dynamics, Sept. 30 – Oct. 3 2002, Sydney, Australia.
- [191] Sęp J.: Właściwości filmu olejowego w poprzecznych łożyskach ślizgowych z nietypową geometrią czopa. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006.
- [192] Sęp J.: Wpływ obwodowego rowka na czopie na przepływ oleju w poprzecznym łożysku ślizgowym. Tribologia 2009, nr 2, s. 213–224.
- [193] Shkolnik V., Novozhilov V., Skoryatin V.: Refurbishment and upgrading of hydro generators in Finland and Sweden. P. 9, Proceedings of HYDRO 2008, 6–8 October 2008, Ljubljana, Slovenia.
- [194] Simmons J.E.L., Advani S.D.: Michell and the development of tilting pad bearings. Tribology Series. Fluid Film Lubrication – Osborne Reynolds Centenary 1987, vol. 11, p. 49–56.
- [195] Simmons J.E.L., Knox R.T., Moss W.O.: The development of PTFE (polytetrafluoroethylene) – faced hydrodynamic thrust bearing for hydrogenerator application in the United Kingdom. Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology 1998, vol. 212, p. 345–352.
- [196] Sojfer A.M., Kodnir D.S., Bajborodov Ū.I.: Èlastičnyj podšipnik skol'ženiâ na osnove uprugo-dempfiruêšego materiala “MR” v sočetaanii s fluoroplastom, Mašinostroenie 1966, 7, s. 67–69.
- [197] Stolarski T.A., Gawarkiewicz R., Tesch K.: Acoustic journal bearing – a search for adequate configuration. Tribology International 2015, vol. 92, p. 387–394.
- [198] Stolarski T.A.: Self-lifting contacts: from physical fundamentals to practical applications. Proc ImechE, Part C: Journal Engineering Science 2006, vol. 220, p. 1211–1218.
- [199] Sumi Y., Sano T., Shinohara T., Tochitani N., Otani Y., Yamashita K., Nakano T.: Development of thrust bearings with high specific load. Proc. of ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2014-26798, June 16–20, 2014, Düsseldorf, Germany.
- [200] Swann M.K., Watkins J., Bornstein K.R.: Present limits of operation of product lubricated and magnetic bearings in pumps. Proceedings of the 14th International Pump Users Symposium 1997, Huston USA, Texas University Systems, s. 119–127.
- [201] Tadler J., Duda P.: Rozwiązywanie prostych i odwrotnych zagadnień przewodzenia ciepła. WNT, Warszawa 2003.
- [202] Tanaka M.: Recent thermohydrodynamic analyses and designs of thick-film bearings. Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology 2000, vol. 214, p. 107–122.
- [203] Tanaka T.: Approaches to the safer operation of thrust and journal bearings used in turbomachinery. Proc. of 10th EDF/Pprime Workshop: “Condition monitoring, performance improvement and safe operation of bearings”, A: 1–12, 6&7 October 2011, Futuroscope, France.
- [204] Thomsen K., Klit P.: Geometrical design parameters for journal bearings with flexure pads and compliant liners. Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology 2012, vol. 226 (4), p. 274–283.

- [205] Thomsen K., Klit P.: Improvement of journal bearing operation at heavy misalignment using bearing flexibility and compliant liners. *Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology* 2012, vol. 226 (8), p. 651–660.
- [206] Tieu A.K.: A numerical simulation of finite-width thrust bearings, taking into account viscosity variation with temperature and pressure. *Journal of Mechanical Engineering Science* 1975, vol. 17 (1), p. 1–10.
- [207] Tieu A.K.: A three-dimensional oil film temperature distribution in tilting thrust bearings. *Journal of Mechanical Engineering Science* 1974, vol. 16 (2), p. 121–124.
- [208] Tieu A.K.: Oil-film temperature distribution in an infinitely wide slider bearing: an application of the finite-element method. *Journal of Mechanical Engineering Science* 1973, vol. 15 (4), p. 311–320.
- [209] Tower B.: First report on friction experiments. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 1883 (November), p. 632–659.
- [210] Tower B.: Second report on friction experiments. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 1885 (January), p. 58–70.
- [211] Uno S., Andoh M., Namba S., Mukai K.: Overview of recent tendencies in thrust bearings for hydrogenerators. *Japanese Journal of Tribology* 1997, vol. 42 (2), p. 205–216.
- [212] Victrex. Innovative Material Solutions for the Energy Industry. Katalog producenta, 2008.
- [213] Victrex. Material properties guide. Katalog producenta, 2011.
- [214] Vohr J.H.: Prediction of the operating temperature of thrust bearings. *Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology* 1981, vol. 103 (1), p. 97–106.
- [215] Walczak J.: *Inżynierska mechanika płynów*. WNT, Warszawa 2010.
- [216] Wang S., Tan Q., Kou Z.: Thermal elasto-hydrodynamic lubrication analysis of large scale composite thrust bearing with sector pad faced by PTFE. *Industrial Lubrication and Tribology* 2016, vol. 68 (1), p. 67–75.
- [217] Wasilczuk M.: Optymalny kształt szczeliny smarowej hydrodynamicznego łożyska wzdłużnego dla zróżnicowanych wymuszeń. *Tribologia* 2004, nr 1, s. 149–162.
- [218] Wasilczuk M.: Studium problemów badawczych, konstrukcyjnych oraz metod projektowania hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2004.
- [219] Wasilczuk M.: Wielkogabarytowe hydrodynamiczne łożyska wzdłużne, WNITE – PIB, Radom 2012.
- [220] Wasilczuk M., Rotta G.: Modeling lubricant flow between thrust – bearing pads. *Tribology International* 2008, vol. 41, p. 908–913.
- [221] Wasilczuk M., Wodtke M.: Influence of collar deformations on hydrodynamic thrust bearing performance. *Proceedings of the STLE/ASME International Joint Tribology Conference*, nr IJTC2007-44283, p. 1–3, October 22–24, 2007, San Diego, California, USA.
- [222] Wasilczuk M., Wodtke M.: Wpływ odkształceń tarczy oporowej wału na właściwości hydrodynamicznego łożyska wzdłużnego. *Tribologia* 2007, nr 1, s. 225–234.

- [223] Wasilczuk M., Wodtke M., Braun W.: Centrally pivoted tilting pad thrust bearing with carbon-based coated collar – experimental results of low and medium speed operation. *STLE Tribology Transactions* 2015, vol. 58 (5), p. 882–893.
- [224] Wasilczuk M., Wodtke M., Braun W.: Tilting pad thrust bearing with novel material selection – experimental comparison of low and medium speed operation. *Proc. World Tribology Congress 2013*, September 8–13, Torino, Italy.
- [225] Wasilczuk M., Wodtke M., Dąbrowski L.: Large hydrodynamic thrust bearings and their application in hydrogenerators. *Encyclopedia of Tribology*. Q. Jane Wang & Yip Wah Chung (eds.). Springer Science Business Media, New York, 2013, p. 1912–1926.
- [226] Wasilczuk M.: Wpływ cech konstrukcyjnych na właściwości łożyska wzdłużnego z podatną płytą ślizgową. *Praca doktorska*. Politechnika Gdańska, Gdańsk 1994.
- [227] Waukesha Bearings. Modular tilting pad thrust bearings. DHB 5A MS range. *Katalog producenta*, 2003.
- [228] Wieleba W.: Analiza procesów tribologicznych zachodzących podczas współpracy kompozytów PTFE ze stałą. *Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej*, Wrocław 2002.
- [229] Wieleba W.: Bezobsługowe łożyska ślizgowe z polimerów termoplastycznych. *Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej*, Wrocław 2013.
- [230] Wilczyński A.P.: *Mechnika polimerów w praktyce konstrukcyjnej*. WNT, Warszawa 1984.
- [231] Wiśniewski S.: *Pomiary temperatury w badaniach silników i urządzeń cieplnych*. WNT, Warszawa 1983.
- [232] Wiśniewski S., Wiśniewski T.S.: *Wymiana ciepła*. WNT, Warszawa 2010.
- [233] Wodtke M.: Experimental comparison of hydrodynamic thrust bearings with different pad surface materials. *Proc. of 14th EDF/Pprime Workshop: “Influence of design and materials on journal and thrust bearing performance”*, 1–12, 8&9 October 2015, Futuroscope, France.
- [234] Wodtke M.: Modelowanie hydrostatycznego wspomaganie w hydrodynamicznym łożysku wzdłużnym. *Praca doktorska*. Politechnika Gdańska, Gdańsk 2005.
- [235] Wodtke M., Fillon M., Schubert A., Wasilczuk M.: Large thrust bearing modeling – influence of thermal boundary conditions and runner deformations on results of TEHD analysis. *Proceedings of the ASME/STLE 2011 International Joint Tribology Conference*, nr IJTC2011-61109, p. 1–3, October 23–26, 2011, Los Angeles, California, USA.
- [236] Wodtke M., Fillon M., Schubert A., Wasilczuk M.: Study of the influence of heat convection coefficient on predicted performance of a large tilting-pad thrust bearing. *Trans. ASME, Journal of Tribology* 2013, vol. 135 (2), 021702–1–11.
- [237] Wodtke M., Fillon M., Wasilczuk M.: Wpływ założeń modelu obliczeniowego na wyniki obliczeń hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych. *Tribologia* 2009, nr 1, s. 237–245.
- [238] Wodtke M., Olszewski A., Wasilczuk M.: Application of the fluid–structure interaction technique for the analysis of hydrodynamic lubrication problems. *Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology* 2013, vol. 227 (8), p. 888–897.
- [239] Wodtke M., Olszewski A., Wasilczuk M.: Application of the fluid–structure interaction technique (FSI) for the analysis of hydrodynamic lubrication problems. *Proc. of 15th*

- Nordic Symposium on Tribology, dok. 174, p. 1–6, 12–15 June 2012, Thronheim, Norway.
- [240] Wodtke M., Schubert A., Fillon M., Wasilczuk M., Pajączkowski P.: Large hydrodynamic thrust bearing: Comparison of the calculations and measurements. Proc IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology 2014, vol. 228 (9), p. 974–983.
- [241] Wodtke M., Wasilczuk M.: Effect of coating material properties on tilting-pad thrust bearing performance. Proc. of 12th EDF/Pprime Workshop: “Solutions for performance improvement and friction reduction of journal and thrust bearings”, 1–12, 17&18 September 2013, Futuroscope, France.
- [242] Wodtke M., Wasilczuk M.: Estimation of the thrust bearing pad polymer lining properties in elevated temperatures. Raport z pracy dla Alstom Renewable Ltd. (Szwajcaria). Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny 2014.
- [243] Wodtke M., Wasilczuk M.: Estimation of the thrust bearing pad polymer (PTFE) lining properties. Raport z pracy dla Alstom Renewable Ltd. (Szwajcaria). Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny 2014.
- [244] Wodtke M., Wasilczuk M.: Evaluation of apparent Young’s modulus of the composite polymer layers used as sliding surfaces in hydrodynamic thrust bearings. Tribology International 2016, vol. 97, p. 244–252.
- [245] Wodtke M., Wasilczuk M.: Study of the heat transfer between thrust bearing pads. Sprawozdanie niepublikowane z pracy zleconej dla ALSTOM Renewable GmbH. Politechnika Gdańska, Gdańsk 2014.
- [246] Wodtke M., Wasilczuk M.: Thrust bearing tests with 9 pads. Sprawozdanie niepublikowane z pracy zleconej dla ALSTOM Renewable GmbH. Politechnika Gdańska, Gdańsk 2015.
- [247] Wodtke M., Wasilczuk M., Fillon M.: Predicting performance of thrust bearings with the use of contemporary models. Proceedings of the Workshop on Operational Limits of Bearings, Improving of Performance through Modeling and Experimentation, Futuroscope, G: 1–7, 2nd October 2008.
- [248] Wodtke M., Wasilczuk M., Rotta G., Dąbrowski L., Olszewski A., Pajączkowski P.: Badania hydrodynamicznych łożysk wzdłużnych z polimerową warstwą ślizgową. Raport końcowy z grantu KBN nr N502 4579 33. Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny 2011.
- [249] Wodtke M., Wasilczuk M., Rotta G., Pajączkowski P.: Badania teoretyczne i doświadczalne rozkładu temperatur w hydrodynamicznym łożysku wzdłużnym. Tribologia 2010, nr 6, s. 247–255.
- [250] Wodtke M., Wasilczuk M., Zorn J.: Study of material properties of polymer composite sliding layers for hydrodynamic bearings. Raport z pracy dla Andritz Hydro Ltd. (Austria). Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny 2010.
- [251] Yamada Y., Uesato M., Tanaka M.: The tribological performance of PEEK lining bearing. Proceedings of the Workshop on Improvement of bearing performance under severe operating conditions, paper B: p. 1–7, Futuroscope, 7th October 2004.

- [252] Yuan J.H., Medley J.B., Ferguson J.H.: Spring-supported thrust bearings used in hydroelectric generators: comparison of experimental data with numerical predictions. *Tribology Transactions* 2001, vol. 44 (1), p. 27–34.
- [253] Yuan J.H., Medley J.B., Ferguson J.H.: Spring-supported thrust bearings used in hydroelectric generators: laboratory test facility. *Tribology Transactions* 1999, vol. 42 (1), p. 126–135.
- [254] Zalaznik M., Kalin M., Novak S.: Influence of the processing temperature on the tribological and mechanical properties of poly-ether-ether-ketone (PEEK) polymer. *Tribology International* 2016, vol. 94, p. 92–97.
- [255] Zeidan F.Y., Herbage B.S.: Fluid film bearing fundamentals and failure analysis. *Proceedings of the 23rd Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, TX, 1999*, p. 161–186.
- [256] Zhai L., Luo Y., Wang Z., Liu X.: 3D Two-way coupled TEHD analysis on the lubricating characteristics of thrust bearings in pump-turbine units by combining CFD and FEA. *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 2016, vol. 29 (1), p. 112–123.
- [257] Zhang G., Wetzel B., Wang Q.: Tribological behavior of PEEK-based materials under mixed and boundary lubrication conditions. *Tribology International* 2015, vol. 88, p. 153–161.
- [258] Zhang J.X., Rodkiewicz C.M.: On the design of thrust bearings using a CFD technique. *Tribology Transactions* 1997, vol. 40 (3), p. 403–412.
- [259] Zhou J., Blair B., Argires J., Pitsch D.: Experimental performance study of a high speed oil lubricated polymer thrust bearing. *Lubricants* 2015, 3, s. 3-13.
- [260] Zhou J., Blair B., Pitsch D.: Performance of a PEEK-lined tilt pad thrust bearing at high speeds with oil lubrication. *Proc. of 14th EDF/Prime Workshop: “Influence of design and materials on journal and thrust bearing performance”*, 1–9, 8&9 October 2015, Futuroscope, France.
- [261] Zorn J., Wasilczuk M.: The effect of the exposure-in-oil on the contact angle of the polymers forming sliding layers in hydrodynamic bearings. *Tribologia* 2016, no. 5, p. 219–227.
- [262] Zorn J., Wasilczuk M., Strankowski M.: Effect of oil film conditions on mechanical properties of the polymers used for sliding layers of sliding bearings. *Proc. of 15th Nordic Symposium on Tribology, dok. 175, s. 1–4, 12–15 June 2012, Thronheim, Norway*.
- [263] Zouzoulas V., Papadopoulos C.I.: 3-D thermohydrodynamic analysis of textured, grooved, pocketed and hydrophobic pivoted-pad thrust bearings. *Proc. of 14th EDF/Prime Workshop: “Influence of design and materials on journal and thrust bearing performance”*, 1–14, 8&9 October 2015, Futuroscope, France.

Strony internetowe

- [264] Gleitlagertechnik Essen GmbH, Data sheet white metal selection English; www.gleitlagertechnik-essen.de/images/dokumente/WM_EN.pdf [dostęp: 02.2016].
- [265] North American PTFE Bearing, lista zrealizowanych wdrożeń łożysk z PTFE; www.ptfehhydro.com/ptfe/NAPB-References-2 [dostęp: 02.2016].

- [266] North American PTFE Bearing, lista zrealizowanych wdrożeń łożysk z PTFE na świecie; www.ptfehydro.com/ptfe/World-References [dostęp: 02.2016].
- [267] North American PTFE Bearings; www.ptfehydro.com [dostęp: 02.2016].
- [268] State Key Laboratory of Hydropower Equipment; <http://skl-hilem.com/xw029.htm> [dostęp: 03.2016].
- [269] Waukesha Bearings; www.waukbearing.com/en/engineering-fluid-film/product-lines/advanced-materials/ [dostęp: 02.2016].

Normy

- [270] ISO 14287:2012(E). Plain bearings – pad materials for tilting pad bearings.
- [271] PN-EN ISO 604 – 2006. Tworzywa sztuczne. Oznaczanie właściwości przy ściskaniu.

Inne

- [272] Michell Bearings, PTFE_ref_Michell_Bearings.doc, dokument elektroniczny.
- [273] Waukesha Bearings, Waukesha Bearings Polymer Applications.pdf, dokument elektroniczny (28.09.2004).

HYDRODYNAMICZNE ŁOŻYSKA WZDŁUŻNE Z WARSTWĄ ŚLIZGOWĄ Z PEEK

Niniejsza monografia jest próbą podsumowania aktualnego stanu wiedzy w dziedzinie hydrodynamicznych łożysk wzdluznych z polimerowymi warstwami slizgowymi. Zawiera także wyniki oryginalnych badań autora przeprowadzonych w tym zakresie.

Celem pracy było zbadanie przebiegu zjawisk towarzyszących działaniu łożysk z wahliwymi segmentami, których powierzchnia slizgowa jest wykonana z polimeru PEEK. Ważnym elementem rozważań było również opisanie różnic w przebiegu zjawisk pomiędzy łożyskami z pokryciem polimerowym i stopem łożyskowym, który jest materiałem powszechnie stosowanym na warstwy slizgowe łożysk.

W pierwszej części monografii scharakteryzowano materiały polimerowe najczęściej stosowane na pokrycia łożysk hydrodynamicznych i porównano je ze stopami łożyskowymi. Ponadto, na podstawie przeglądu dostępnej literatury przedmiotu, omówiono najważniejsze wyniki badań doświadczalnych i teoretycznych łożysk z polimerową warstwą slizgową.

W drugiej części opisano rezultaty badań teoretycznych łożysk przeprowadzonych przez autora. Analizy TEHD wykonano z wykorzystaniem metody FSI. Zastosowana metoda, łącząca analizy przepływowe oraz mechaniki ciała stałego, pozwoliła na szczegółowe badania teoretyczne zjawisk towarzyszących działaniu węzła łożyskowego w zakresie nieopisanym nigdy wcześniej. Dodatkowo, analizy teoretyczne łożysk poprzedziły badania polimerowego materiału pokrycia segmentu, przeprowadzone w celu uzyskania wiarygodnych danych materiałowych do obliczeń. Analizy obliczeniowe zostały wykonane dla łożysk z dwoma materiałami pokrycia: PEEK i stopem łożyskowym. Umożliwiło to bezpośrednie porównanie przebiegu zjawisk i procesów w łożyskach, które różniły się jedynie materiałem warstwy slizgowej.

W kolejnej części monografii opisano wyniki badań doświadczalnych łożysk, przeprowadzonych przez autora na stanowisku badawczym Politechniki Gdańskiej. Łożyska przebadano w stanach stacjonarnych w celu weryfikacji rezultatów analiz teoretycznych. Badania doświadczalne wykonano również dla stanów niestacjonarnych. Pomiary, podobnie jak analizy obliczeniowe, zrealizowano dla łożysk z dwoma materiałami pokrycia.

Praca zawiera wyniki kompleksowych badań teoretycznych i doświadczalnych zjawisk w hydrodynamicznym łożysku wzdluznym z pokryciem polimerem. Wyniki analogicznych badań dla łożyska z pokryciem stopem łożyskowym pozwoliły wyciągnąć wnioski o różnicach w przebiegu różnych procesów w obu łożyskach. Tego typu badania porównawcze nie były dotąd tematem szczegółowych analiz.

HYDRODYNAMIC THRUST BEARINGS WITH A PEEK SLIDING LAYER

The book is an attempt to summarize the current state of art in the field of the hydrodynamic thrust bearings with polymer sliding layers, including the author's own research in this field.

The goal of the research was to investigate the phenomena accompanying the operation of tilting-pad thrust bearings with a PEEK polymer lining. An important issue was also to describe the differences between the phenomena in the bearings with polymer sliding layers and the bearings lined with conventional bearing alloys.

In the first part, polymeric materials most frequently used as bearings lining are characterized and compared to bearing alloys. In addition, on the basis of the review of available literature, the most important results of experimental and theoretical researches carried out for bearings with polymer sliding layer are discussed.

In the second part the results of theoretical bearings research conducted by the author are described. TEHD analyses were carried out with the use of FSI technique. The applied method, combining the analysis of fluid flow and solid mechanics, allowed for theoretical studies of phenomena occurring in the bearing system in a more detailed way than in previous published literature. In addition, before theoretical bearing analysis, a special research on polymeric bearing lining material properties was carried out in order to obtain reliable material data for calculations. Calculations were completed for bearings with two lining materials: PEEK and bearing alloy. This allowed for a direct comparison of the phenomena in the bearings, differing only by the material of the sliding layer.

In the next part the results of experimental studies carried out by the author with the use of test stand of Gdańsk University of Technology are described. Bearings were tested in the steady state of operation to verify the results of theoretical analysis. Experimental studies were also performed for transient states of bearing operation. Measurements, as well as computational analysis, were carried out for the bearings with both types of linings.

The work contains the results of a comprehensive theoretical and experimental research of the phenomena in hydrodynamic thrust bearing with polymer lining. The results of similar studies for bearings with lining made of bearing alloy allowed to draw conclusions about differences in the course of phenomena in both bearings. This type of comparative researches were not the subject of such detailed analysis so far.