

Zdzisław WINIARSKI¹
Zbigniew KOWAL¹
Wojciech KWAŚNY¹
Jae-Yong HA²

MODELOWANIE CIEPLNEGO ZACHOWANIA SIĘ WRZECIENNIKA ZE ZŁOŻONYM NAPĘDEM

Omówiono rozwiązania konstrukcyjne napędów głównych obrabiarek CNC. Zaproponowano procedurę wyznaczania parametrów opisujących łożyska kulkowe skośne, po ich zamontowaniu we wrzecienniku. Omówiono modelowanie wymiany ciepła przez chłodnice, a także modelowanie wymiany ciepła między olejem chłodząco - smarującym a przekładniami zębatymi, wałkami i ściankami wrzeciennika. W modelowaniu wymiany ciepła wewnątrz wrzeciennika zaproponowano posłużenie się dodatkowymi elementami przestrzennymi typu „Ciecz” i „Powietrze”. Omówiono model MES i jego weryfikację dla obliczeń nagrzewania się i odkształceń cieplnych wrzecienników. Zamieszczono wyniki obliczeń wrzeciennika ze złożonym napędem, uzyskane z wykorzystaniem: proponowanej procedury dla łożysk i modeli wymiany ciepła wewnątrz wrzeciennika.

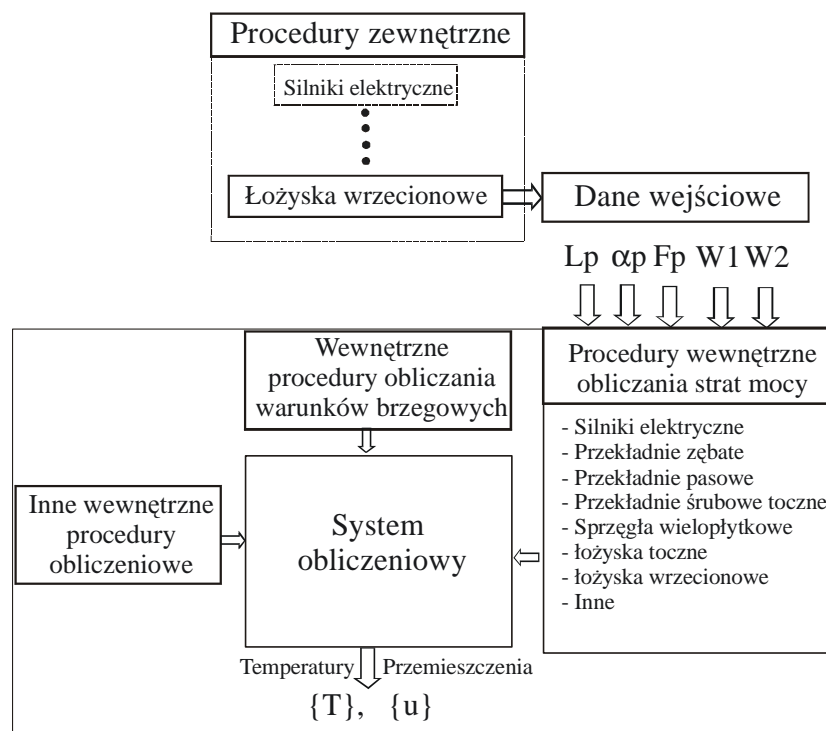
1. WPROWADZENIE

Możliwość użycia komercyjnych programów MES takich jak: Simdesigner for Catia, Nastran, Ansys czy Abakus do symulacji cieplnego zachowania się konstrukcji obrabiarek lub ich zespołów jest ograniczona, gdyż nie mają one wielu wymaganych warunków brzegowych, pozwalających na uwzględnianie istotnych sprzężeń pomiędzy wydajnością wewnętrznych źródeł ciepła a temperaturami i odkształceniami całej konstrukcji. Dotyczy to zwłaszcza zespołów łożyskowych, przekładni zębatych, sprzęgieł itp. umieszczonych w zamkniętych przestrzeniach, w których to straty mocy są funkcją temperatury i cieplnych oraz sprężystych zmian wymiarowych.

Najlepiej w takich przypadkach sprawdzają się systemy dedykowane, np. opracowany na Politechnice Wrocławskiej system SATO [5]. Przeznaczony jest on do symulacji cieplnego i statycznego zachowania się obrabiarek. Przy jego budowie wykorzystano metodę elementów skończonych, różnic skończonych i szereg innych metod wspomagających modelowanie warunków brzegowych. System ten integruje obliczenia rozkładów temperatury i przemieszczeń z wyznaczaniem strat mocy w ogniach kinematycznych układów napędowych (rys. 1.).

¹ Instytut Technologii Maszyn i Automatyzacji, Politechnika Wroclawska

² DOOSAN Infracore Corporation



Rys. 1. Dedykowany system obliczeniowy SATO
 Fig. 1. Dedicated computation system SATO

Zawarte w systemie warunki brzegowe zapewniają modelowanie cieplnych i sprężystych zjawisk występujących w obrębie konstrukcji, jak i na stałych oraz ruchomych powierzchniach połączeń między zespołami i elementami obrabiarek. Ujmują one: promieniowanie, konwekcję naturalną i wymuszoną ruchem elementów, unoszenie ciepła przez przepływ czynnika chłodzącego, przewodność stykową i sztywność stykową. Warunki brzegowe zawarte w systemie umożliwiają modelowanie wymiany ciepła zarówno do otoczenia, jak i w zamkniętych przestrzeniach wewnątrz korpusów, jak to ma miejsce np. wewnątrz wrzecienników.

Wewnętrzne procedury obliczania strat mocy w podzespołach i parach kinematycznych obrabiarki wymagają przygotowania danych wejściowych w stanie początkowym (zimnym) z pomocą procedur zewnętrznych. Do najbardziej złożonych zaliczają się procedury dla łożysk tocznych w stanie zmontowanym oraz dla silników elektrycznych przy różnych prędkościach obrotowych.

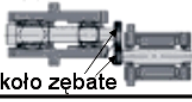

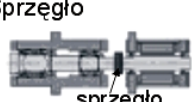

2. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE NAPĘDÓW GŁÓWNYCH

Napędy główne dla tokarek, frezarek, szlifierek jak i centrów obróbkowych są przeważnie wyposażone w synchroniczne lub asynchroniczne silniki elektryczne. Mogą być różne sposoby przeniesienia napędu z silnika na wrzeciono obrabiarki. Wstawienie skrzyni przekładniowej między silnikiem a wrzecionem umożliwia, w szerokim zakresie, dostrajanie prędkości obrotowej i momentu na wrzecionie do realizowanego procesu

technologicznego. W takich rozwiązaniach należy liczyć się z możliwością wystąpienia dodatkowych niekorzystnych sił promieniowych, zwiększonym hałasem i przyspieszonym zużyciem. Innym rozwiązaniem może być przeniesienie napędu z silnika na wrzeciono z pomocą przekładni pasowej. Głównym ograniczeniem jest wówczas wielkość przenoszonego momentu oraz sztywność kątowna wrzeciona. Swoje zalety ma też łączenie silnika z wrzecionem za pomocą sprzęgła. Silnik jest wówczas ustawiony w osi wrzeciona, nie występują więc siły tnące a ruch obrotowy jest bardziej dokładny i trwałość silnika większa. Najbardziej zwartym napędem jest silnik zintegrowany z wrzecionem (elektrowrzeciono), w którym brak jakichkolwiek mechanicznych zespołów przenoszenia napędu. Wybór jednego ze sposobów przeniesienia napędu będzie zawsze kompromisem między wymaganą wartością momentu a prędkością obrotową i dokładnością a kosztem.

Porównanie wybranych cech omówionych napędów zamieszczono w tabeli 1.

Tabela 1. Właściwości systemów przeniesienia napędu na wrzeciono [6]
Table 1. Properties of systems for power transmission to a spindle [6]

	Moment	Prędkość obrotowa	Dokładność	Łatwość naprawy	Koszt części	Sztywność dynamiczna	Hałas	Czas wymiany	Efekty cieplne
Przekładnia zębata 	⊙	×	○	○	△	○	×	△	○
Przekładnia pasowa 	○	△	△	○	○	○	△	△	○
Sprzęgło 	△	○	○	○	○	○	○	△	○
Elektrowrzeciono 	△	⊙	⊙	△	○	△	⊙	⊙	△

⊙ doskonały ○ dobry △ poprawny × słaby

Występują też rozwiązania napędów głównych z silnikami wysokomomentowymi lub silnikami łączonymi szeregowo dla zwiększenia momentu na wrzecionie [8], [9]. Rozwiązania te są jednak znacznie droższe od omówionych. Jako przykład modelowania zachowania się cieplnego elementów napędu głównego wybrano rozwiązanie o dużym stopniu złożoności, z przekładniami zębatymi, w którym występuje potrzeba chłodzenia łożysk wrzecionowych i wszystkich przekładni zębatych.

Trudności w modelowaniu napędów głównych rosną wraz ze złożonością ich struktury kinematycznej, a zatem zależą od sposobu przeniesienia napędu, z którym związane są niezbędne systemy chłodzenia silników, łożysk lub przekładni. Rośnie też wówczas liczba i różnorodność źródeł ciepła, które wymagają odpowiednich modeli obliczeniowych.

Istotnymi źródłami ciepła, występującymi niezależnie od sposobu przeniesienia napędu, są łożyska wrzecionowe. Na możliwie dokładne modelowanie strat mocy w tych łożyskach zwraca się szczególną uwagę. Poniżej omówiono procedurę wyznaczania parametrów opisujących łożyska kulkowe skośne, najczęściej stosowane w zespołach wrzecionowych, po ich zamontowaniu na wrzecionie i w korpusie. Procedura ta jest procedurą zewnętrzną dla dedykowanego programu obliczeniowego (rys.1).

3. MODEL ŁOŻYSKA SKOŚNEGO W STANIE ZIMNYM

Kulkowe łożyska skośne wykonywane są z luzem fabrycznym P_d (rys.2a), gwarantującym, po osiowym przesunięciu pierścieni, wystąpienie nominalnego kąta działania łożyska α^0 , gdy siły działające na pierścienie są równe zero (rys. 2b). Wielkość tego luzu wynika bezpośrednio z zależności geometrycznych

$$P_d = d_o - d_i - 2D \quad (1)$$

gdzie: d_o , d_i - średnice bieżni łożyska,

D - średnica kulki.

Można go wyznaczyć z zależności:

$$P_d = 2A^0 \cdot (1 - \cos \alpha^0) \quad (2)$$

gdzie: A^0 jest odległością między środkami krzywizn bieżni zewnętrznej i wewnętrznej, wynikającą również bezpośrednio z zależności geometrycznych

$$A^0 = r_i + r_o - D \quad (3)$$

gdzie: r_i , r_o - promienie krzywizn bieżni wynoszące zwykle $0,515 \cdot D \div 0,535 \cdot D$.

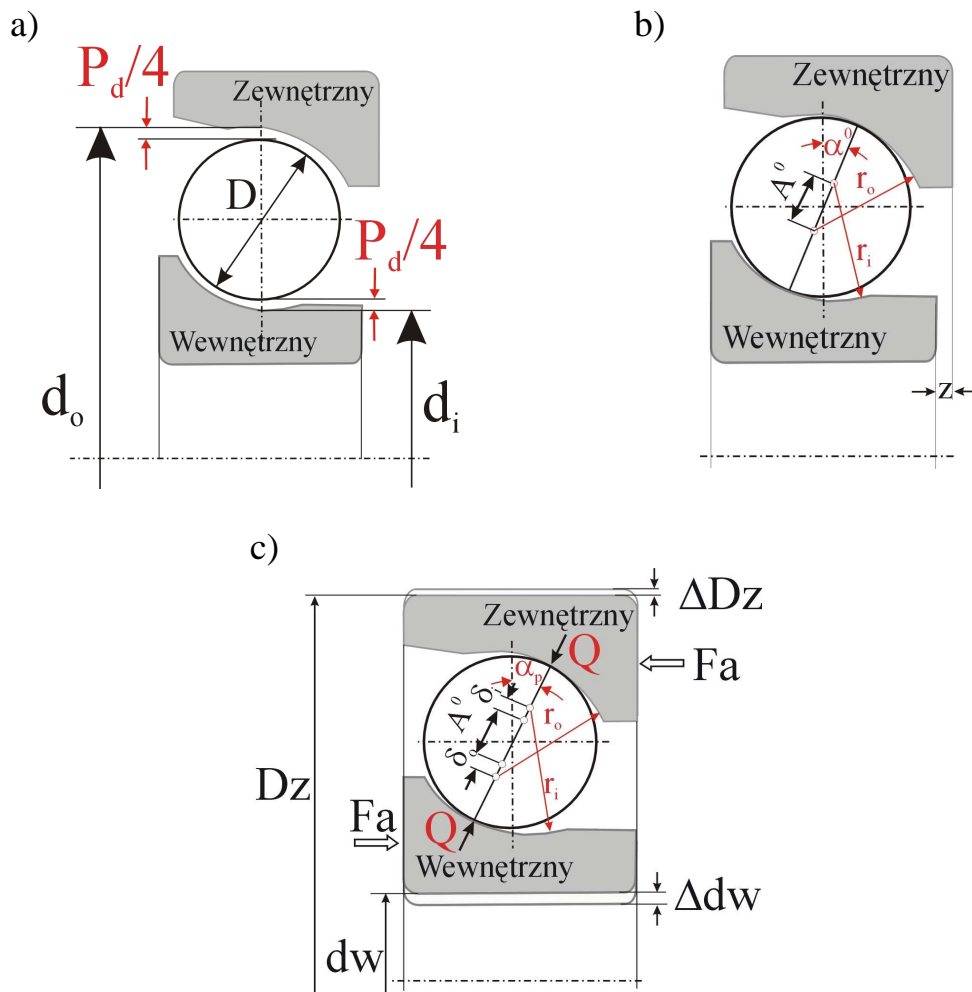
Wzajemne przemieszczenie obydwu pierścieni o wartość zeszlifowania z , podawaną w katalogach, gwarantuje wystąpienie napięcia wstępnego F_a , założonego przez producenta łożysk. Konsekwencją tego są odkształcenia Hertza w miejscach styku kulki z bieżniami δ_o , δ_i oraz następuje zmiana kąta działania łożyska z α^0 na α_p (rys. 2c). Zmienia się również wartość luzu fabrycznego o:

$$\Delta P_d = 2(\delta_o + \delta_i) = -Lp \quad (4)$$

gdzie: Lp - wartość tzw. ujemnego luzu pomontażowego w stanie zimnym, wymagana przez procedury obliczeniowe programu dedykowanego SATO.

Kąt działania łożyska napiętego siłą F_a można obliczyć z zależności (5) [2]:

$$\alpha_p = \cos^{-1} \left(1 - \frac{P_d + Lp}{2A} \right) \quad (5)$$



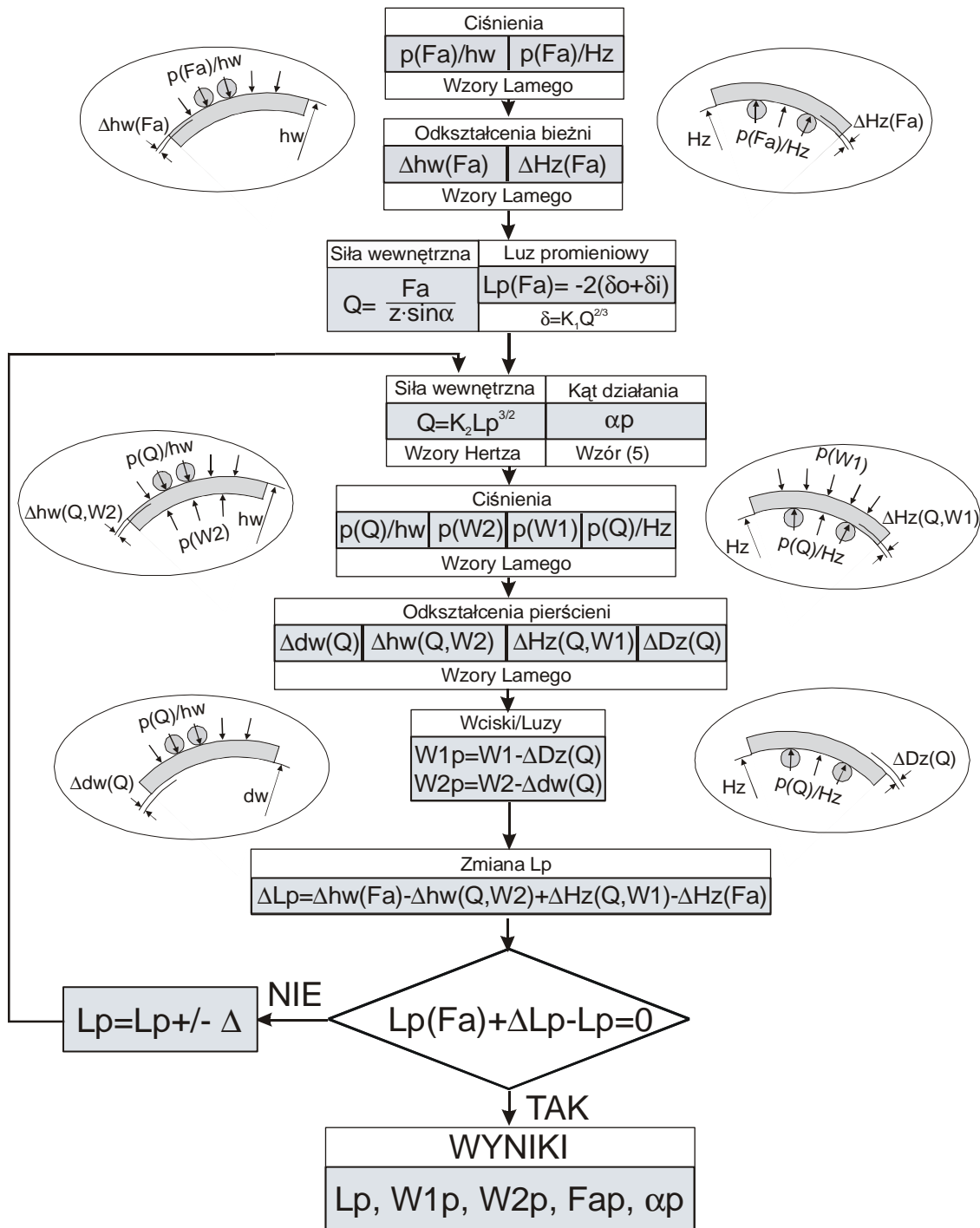
Rys. 2. Łożysko kulkowe skośne: a) swobodne, b) po dosunięciu pierścieni, c) napięte wstępnie w stanie niezabudowanym

Fig. 2. Angular contact ball bearing: a) unloaded, b) after rings are moved into the contact with bearing balls, c) preloaded before assembly

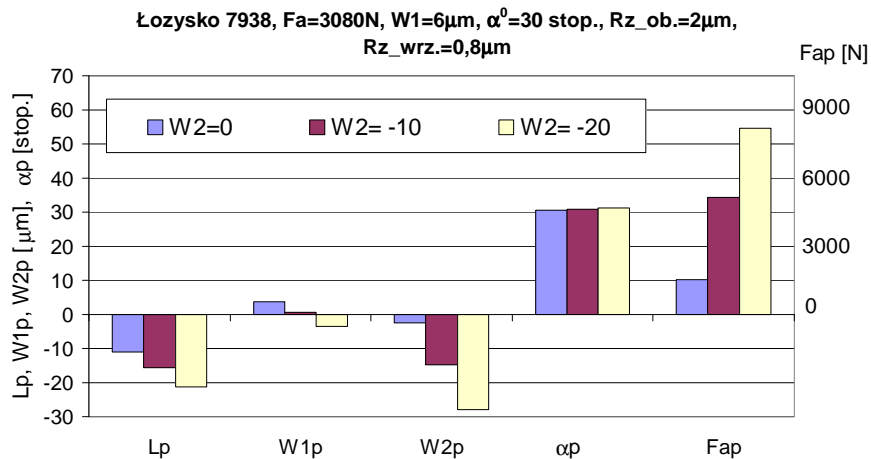
Wartość siły F_a i kąta α_p nie uwzględnia jeszcze oddziaływań wrzeciona i korpusu, jakie wystąpią w stanie zamontowanym. Wymagany wcisk W_2 między wrzecionem a pierścieniem wewnętrznym i możliwy wcisk W_1 między obudową a pierścieniem zewnętrznym, a także zmiany wymiarowe średnic łożyska ΔDz i Δdw , pokazane na rysunku 2c, spowodują zmianę sił Q , F_a i odkształceń δ_o , δ_i . Wartości siły napinającej łożysko oraz kat α_p i zmiana luzu $\Delta P_d = -Lp$ będą musiały być skorygowane.

Na rys.3 pokazano algorytm wyznaczania skorygowanych wartości Lp , α_p oraz wynikowego wcisku lub luzu między łożyskiem a obudową W_{1p} i łożyskiem a wrzecionem W_{2p} . Wynikowe wciski W_{1p} , W_{2p} uwzględniają nie tylko odchyłki wymiarowe otworu

w obudowie i czopa wrzeciona, ale też jakość powierzchni wyrażoną przez wysokość chropowatości Rz. Przykład symulacji zmian podstawowych parametrów opisujących łożysko, po zamontowaniu na wrzecionie i w obudowie, pokazano na rys. 4 dla trzech różnych wartości wcisku W2, wynikającego z tolerancji pasowań pierścienia łożyska i czopa wrzeciona.



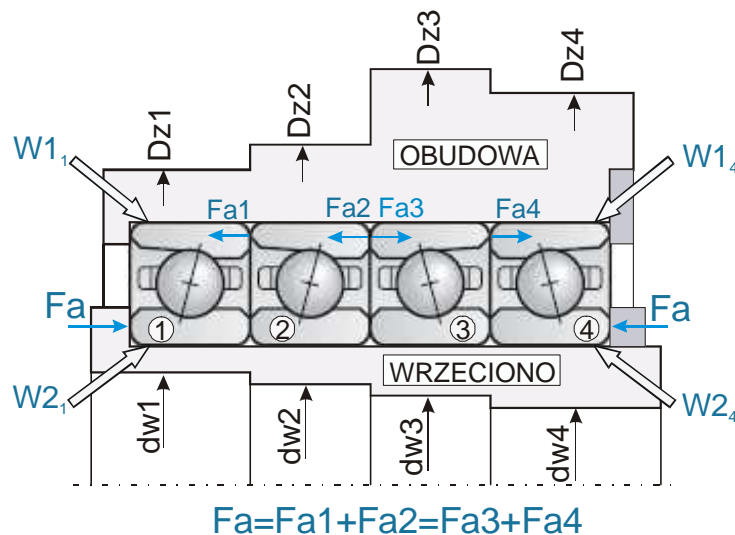
Rys. 3. Algorytm wyznaczania parametrów opisujących łożysko kulkowe skośne po jego zamontowaniu
 Fig. 3. Algorithm for determining parameters describing angular contact ball bearing after its mounting-in



Rys. 4. Parametry opisujące łożysko kulkowe skośne po jego zamontowaniu dla trzech wartości początkowego wcisku W_2

Fig. 4. Parameters describing angular contact ball bearing after mounting-in for three values of preliminary interference W_2

Łożyska skośne montowane są w zestawach, po 2 lub więcej łożysk, ustawionych w układach „X”, „O” lub ich kombinacjach. Każde z łożysk takiego zestawu może mieć inne warunki zabudowy, z powodu np. różnych wymiarów otworu we wrzecionie i wymiarów zewnętrznej średnicy obudowy (rys. 5).



Rys. 5. Równowaga sił osiowych w zestawie czterech łożysk napiętych wstępnie
Fig. 5. Equilibrium of axial forces in a set of four preloaded bearings

Konsekwencją tego będzie chwilowy brak równowagi sił w zestawie łożysk, co spowoduje osiowe przemieszczenie wrzeciona, niezbędne dla zrównania sił osiowych po obu stronach zestawu. Poszukiwanie położenia równowagi przeprowadzane jest iteracyjnie, tak aby spełniony był warunek:

$$\sum_{i=1}^k Fa_i - \sum_{j=k+1}^n Fa_j = 0 \quad (6)$$

gdzie:

- Fa_i – siła osiowa obciążająca i-te łożysko po lewej stronie zestawu,
- Fa_j – siła osiowa obciążająca j-te łożysko po prawej stronie zestawu,
- k - liczba łożysk po lewej stronie,
- n – liczba łożysk w zestawie.

Dla tak ustalonych sił, z pomocą wzorów (4) i (5), obliczana jest ostateczna wartość kąta α_p dla każdego łożyska.

Parametry wyznaczone algorytmem z rys.3, opisujące każde łożysko pozwolą, po przesłaniu ich do dedykowanego systemu obliczeniowego, na dokładne modelowanie strat mocy w tych łożyskach.

4. MODELOWANIE WYMIANY CIEPŁA WE WRZECIENNIKU

Źródła ciepła we wrzecienniku o złożonym systemie przeniesienia napędu to głównie łożyska i przekładnie. Wytwarzane w nich ciepło musi zostać przyporządkowane do odpowiednich elementów pierścieniowych modelu i do węzłów siatki dyskretyzacji.

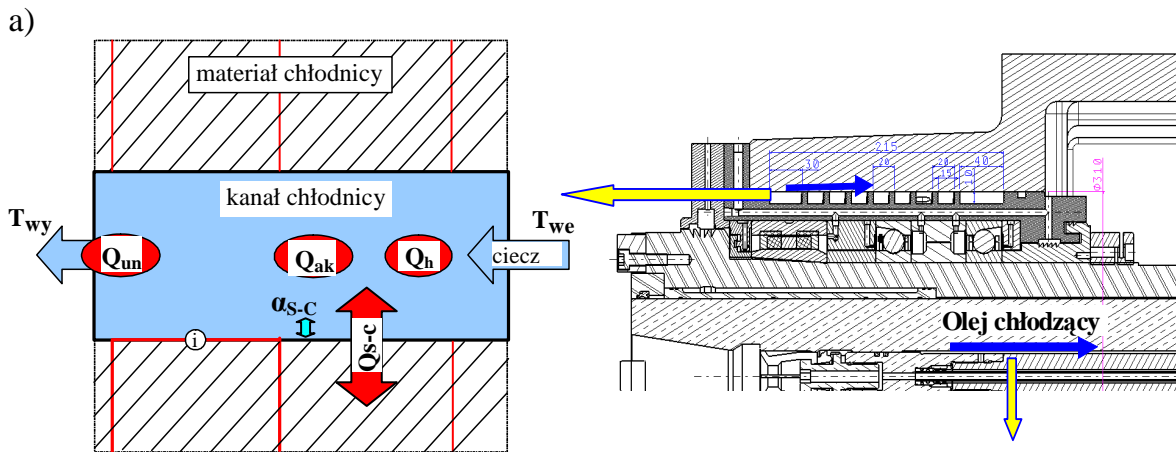
Szczególnie istotnym dla poprawności wyników obliczeń jest modelowanie wymiany ciepła przez chłodnice, a także modelowanie wymiany ciepła między olejem chłodzącym a przekładniami zębatymi, wałkami i ściankami wrzeciennika.

Modelowanie wymiany ciepła w złożonych konstrukcjach wrzecienników wymaga zdefiniowania dwóch dodatkowych elementów objętościowych typu „ciecz” i „powietrze”. Pierwszy z nich stosowany może być do modelowania chłodnic kanałowych np. chłodnic łożysk wrzecionowych (p. rys. 6a), chłodnic silników itp. Drugi element „powietrze” pozwala na modelowanie przestrzeni wewnętrznych korpusów wypełnionych powietrzem. Powietrze we wnętrzu może być zarówno zamknięte jak i przepływać w celu chłodzenia lub nagrzewania obiektu. W wielu złożonych wrzeciennikach dużych obrabiarek we wnętrzu korpusu spotkać można zarówno powietrze jak i olej podawany na wirujące elementy, którego celem jest zarówno smarowanie par kinematycznych wewnątrz korpusu jak i ich chłodzenie (rys. 6.b).

Strumienie ciepła wchodzące w skład bilansów pokazanych na rys. 6 to:

- Q_{S-C} - strumień ciepła wymieniany między ścianką a cieczą,
- Q_W - strumień ciepła związany z oporami przepływu cieczy w kanale chłodnicy,
- Q_U - strumień ciepła unoszonego przez ciecz lub powietrze,
- Q_A - strumień ciepła akumulowanego w cieczy lub powietrzu,
- Q_{P-C} – strumień ciepła wymieniany między powietrzem wewnątrz korpusu a cieczą,
- Q_{S-P} – strumień ciepła wymieniany między ścianką a powietrzem wewnątrz korpusu.

Przedstawione modele wymiany ciepła wewnątrz złożonych korpusów wymagają od użytkownika dużego doświadczenia, opartego najlepiej na analizach eksperymentalnych i dostępnej literaturze [1], [3], [4], [7], w celu podziału wewnętrznych powierzchni na elementy pokryte olejem oraz „suche” i przypisania im odpowiednich współczynników konwekcji wymuszonej.

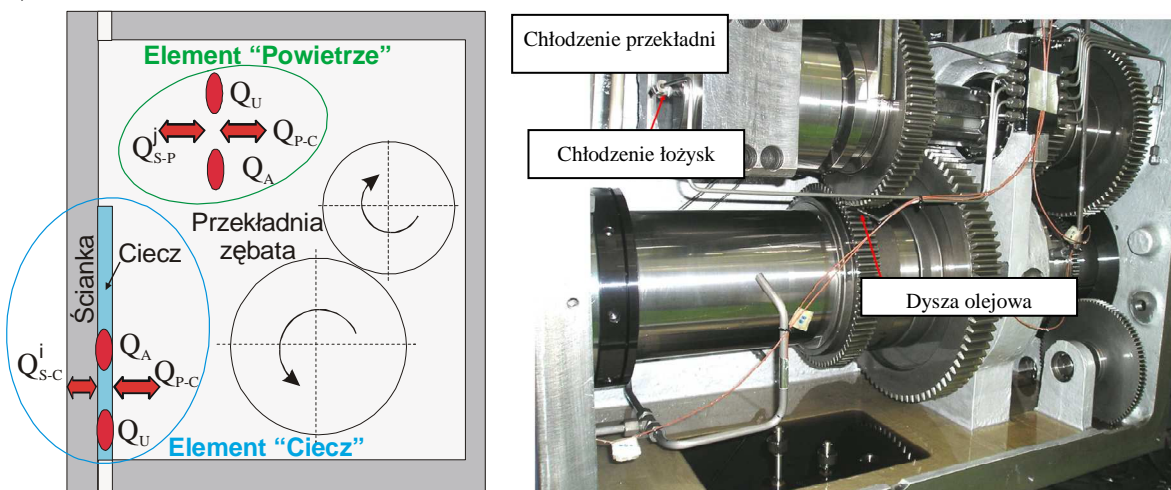


Element typu „Ciecz”

$$\sum_{i=1}^n Q_{S-C}^i + Q_W + Q_A + Q_U = 0$$

i – numer elementu powierzchniowego

b)



Element typu „Ciecz”

$$\sum_{i=1}^k Q_{S-C}^i + Q_{P-C} + Q_A + Q_U = 0$$

i – numer elementu powierzchniowego zwilżonego cieczą

Element typu „Powietrze”

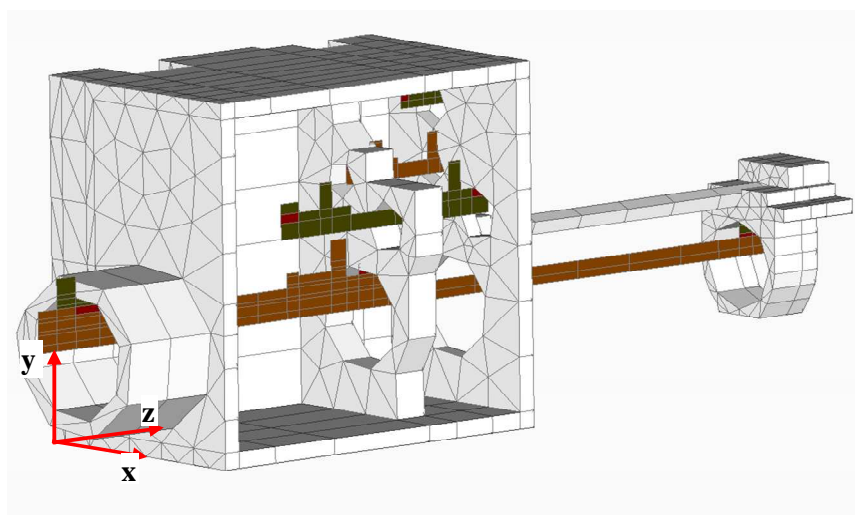
$$\sum_{j=k+1}^n Q_{S-P}^j + Q_{P-C} + Q_A + Q_U = 0$$

j – numer elementu powierzchniowego bez warstwy cieczy

Rys. 6. Modelowanie wymiany ciepła we wrzecionniku: a) chłodzenie łożysk i wrzeciona, b) chłodzenie ścianek wrzecionnika olejem podawanym na przekładnie zębate i wałki
 Fig. 6. Modelling of heat exchange in a headstock: a) cooling of bearings and spindle, b) cooling of headstock walls by oil fed to gear transmissions and shafts

5. SYMULACJA KOMPUTEROWA

Dla wrzeciennika wiertarko-frezarki pokazanego na rys. 6b został opracowany model dyskretny MES (rys. 7), oparty na uproszczonym modelu CAD 3D, w którym pominięto szczegóły nieistotne dla zachowania się obliczanej konstrukcji, jak: śruby, otwory, przewody i itp. Przy tworzeniu tego modelu starano się zachować taką strukturę, aby w procesie zadawania warunków brzegowych możliwe było łatwe identyfikowanie istotnych elementów, jak: chłodnice, uzwojenia, łożyska itp.



Rys. 7. Model dyskretny MES oparty na uproszczonej geometrii wrzeciennika: - elementy przyzmatyczne (korpus, śruba toczna, obudowa nakrętki), - elementy cylindryczne (wrzeciono, łożyska, koła zębate, wałki, nakrętka)

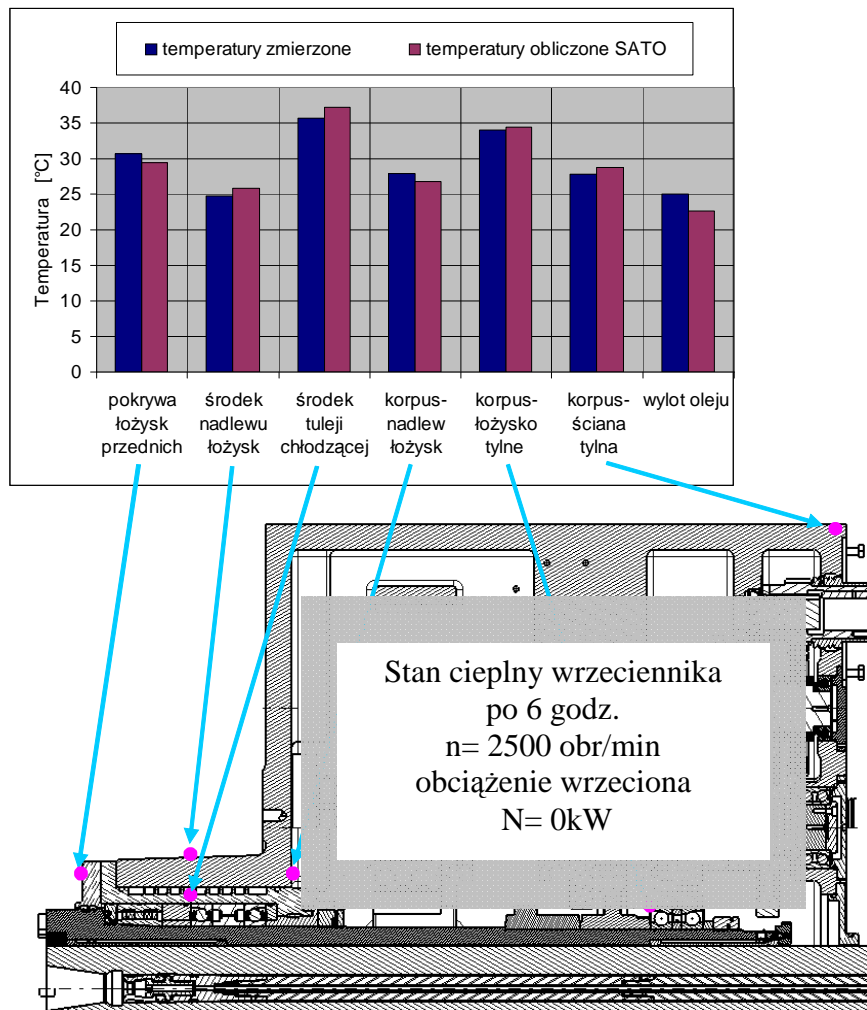
Fig. 7. Discrete FEM model based on a headstock simplified geometry: - prismatic elements (body, ball screw, ball nut housing), - cylindrical elements (spindle, bearings, gear wheels, shafts, nut)

W temperaturowym modelu MES wrzeciennika z wałkami pośrednimi i przekładniami zębatymi, umieszczonymi wewnątrz korpusu, należało uwzględnić dużą liczbę zjawisk cieplnych, bardzo trudnych często do teoretycznego opisu. Najistotniejsze z nich to:

- ustalone i niestalone przewodzenie ciepła w materiale korpusu i elementach napędowych zespołu wrzeciona,
- wymiana ciepła wymuszona cieczą chłodzącą płynącą przez:
 - tuleję chłodzącą łożyska toczne przedniej podpory wrzeciona,
 - otwór wrzeciona,
- wymiana ciepła cieczą chłodząco-smarującą podawaną na:
 - koła zębate, wałki pośrednie i ich łożyska,
 - wewnętrzne powierzchnie korpusu,
- wymiana ciepła z wewnętrzną przestrzenią korpusu,
- wymiana ciepła przez połączenia,
- przekazywanie ciepła do otoczenia przez wymuszoną i swobodną konwekcję oraz promieniowanie,
- generowanie strumienia ciepła przez łożyska wrzecion i wałków oraz koła zębate.

W modelu obliczania przemieszczeń odpowiednie stopnie swobody odbierano w węzłach siatki MES leżących na prowadnicach i w miejscu przekazania ruchu posuwu na wrzecienniku.

Dla weryfikacji przedstawionego podejścia do modelowania wrzeciennika ze złożonym napędem przeprowadzono ocenę zgodności obliczonych temperatur z wartościami eksperymentalnymi (rys. 8).



Rys. 8. Porównanie obliczonych i zmierzonych temperatur dla wybranych punktów wrzeciennika
Fig. 8. Comparison of computed and measured temperatures for selected headstock points

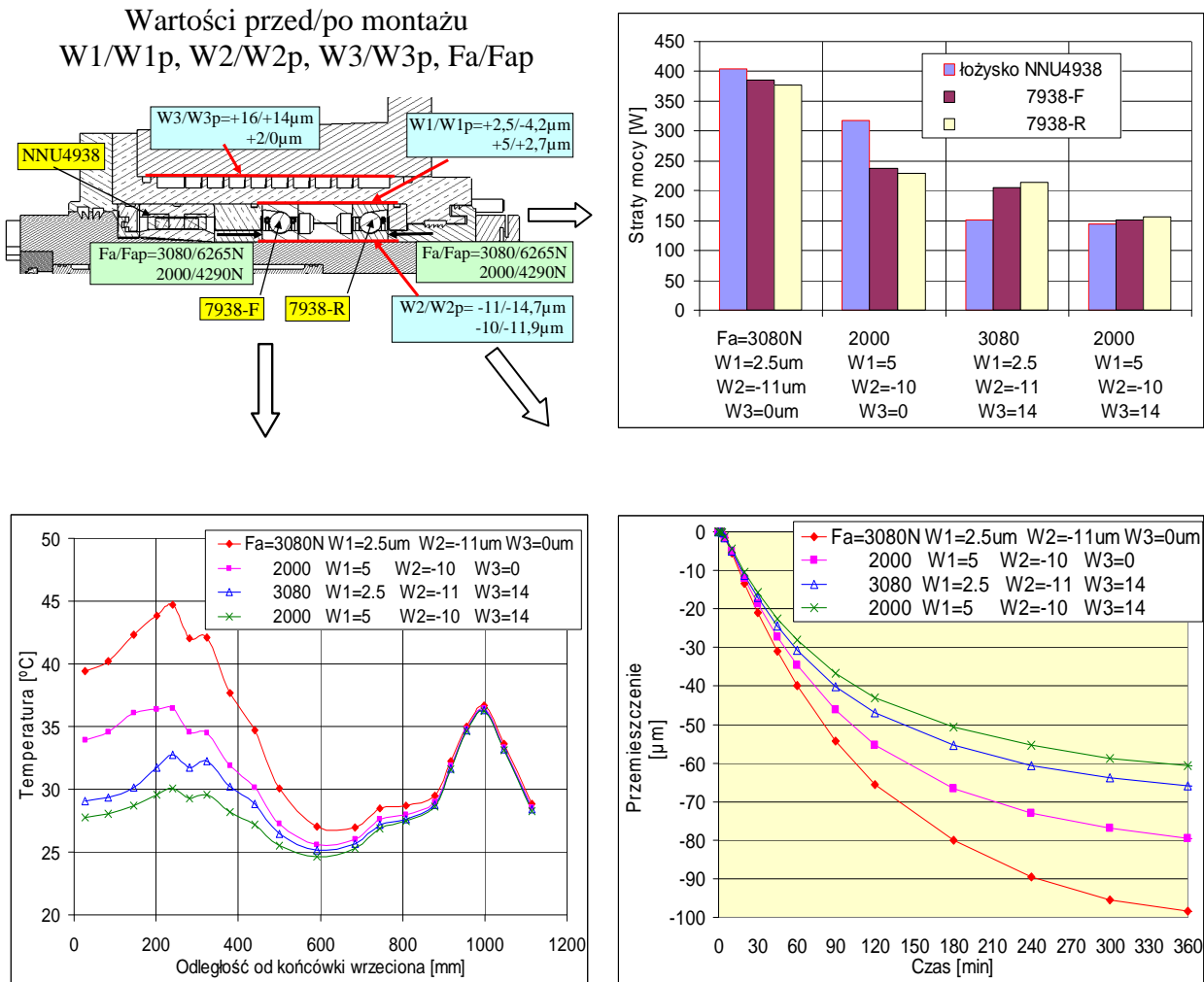
Obliczenia przeprowadzono dla warunków:

- praca wrzeciennika bez obciążenia przez 6 godz.,
- prędkość obrotowa wrzeciona 2500 obr/min,
- smarowanie mgłą olejową łożysk przednich,
- smarowanie strumieniowe kół zębatach oraz pozostałych łożysk,
- natężenie przepływu oleju chłodzącego przez:
tuleję chłodzącą łożyska przednie 14,8l/min,

- otwór wrzeciona 6,4l/min,
- wnętrze wrzeciennika, koła zębate, wałki i ich łożyska 8,2l/min,
- temperatura otoczenia 19,5°C,
- temperatura wlotu oleju chłodzącego 20°C.

Rozbieżność mierzonych i obliczonych temperatur oceniana w siedmiu punktach konstrukcji zawierała się w zakresie od 0,5°C do 1,5°C.

Na rys. 9 pokazano wpływ podstawowych parametrów opisujących łożyska skośne przed (W1, W2, Fa) i po ich zamontowaniu na wrzecionie i w obudowie (W1p, W2p, Fap) na: straty mocy w łożyskach, temperaturę wzdłuż zewnętrznego wrzeciona i przemieszczenia osiowe jego końcówki.



Rys. 9. Wpływ parametrów W1, W2, W3, Fa na: straty mocy w łożyskach, temperaturę wzdłuż zewnętrznego wrzeciona i przemieszczenia osiowe jego końcówki

Fig. 9. Influence of W1, W2, W3 & Fa parameters on: heat losses in bearings, temperature along the external spindle and axial displacements of its tip

Oprócz wartości wcisków/luzów początkowych $W1$, $W2$ i napięcia Fa , dotyczących łożysk skośnych, uwzględniono również wcisk/luz $W3$ pomiędzy tuleją wrzecionową a korpusem. Obliczenia wykonano dla czterech zestawów wartości tych parametrów. Pomontażowe wartości $W1p$, $W2p$, Fap wyznaczano procedurą zewnętrzną, zgodnie z algorytmem omówionym w rozdziale 3. Warunki pracy wrzeciennika były zgodne z podanymi przy opisie wyników z rys. 8. Pokazane na rys. 9 wyniki symulacji warunków pracy wrzeciennika pozwalają na ocenę ważności poszczególnych parametrów oraz poszukiwanie ich wartości optymalnych.

6. PODSUMOWANIE

Omówione w artykule zagadnienia stanowią niewielką część modeli obliczeniowych, które powinno się zastosować dla pełnego opisu zjawisk cieplnych, towarzyszących pracy wrzecienników. Często posługuje się bardzo uproszczonymi modelami lub pomija się modelowanie niektórych zjawisk, zakładając np., że ma ono niewielki wpływ na wyniki końcowe. Jest to niekiedy ryzykowne, co pokazują nawet wyniki zamieszczone na rys. 9, gdzie pokazano, że zmiany parametrów związanych z łożyskami skośnymi wpływają znacząco na straty mocy i temperaturę pracy głównego łożyska walcowego. Ważne jest w tym przypadku, aby modelowanie łożysk jako źródeł ciepła uwzględniało główne sprzężenia obliczanych strat mocy z odkształceniami termicznymi elementów łożyskowania oraz temperaturami. Również modelowanie przekazywania ciepła w układach chłodzących dla różnych prędkości przepływu z unoszeniem ciepła nie jest sprawą prostą podobnie jak modelowanie złożonych funkcji konwekcji wymuszonej na ścianach wewnętrznych wrzecienników. W tych przypadkach dobrą weryfikacją przyjętych modeli obliczeniowych i warunków wymiany ciepła wewnątrz wrzeciennika może być zgodność temperatury oleju powracającego do systemu chłodzącego, obliczonej podczas symulacji i zmierzonej podczas badań testowych.

Autorzy składają podziękowania Rządowi Republiki Korei oraz Ministerstwu Nauki i Szkolnictwa Wyższego RP - sponsorom projektu pt.: "High speed and precision vertical machining centre – smart compensation strategies for linear motor machines", w ramach którego opracowano niniejszą publikację

LITERATURA

- [1] BUCHMAN K., JUNGnickel G., Przekazywanie ciepła w urządzeniach wytwórczych. Prace naukowe Inst. Technol. Bud. Masz., PWr, 20, Serii Monografie, 3, Wrocław, 1978.
- [2] HARRIS T. A., KOTZALAS M. N., Rolling Bearing Analysis. Fifth Edition, Taylor&Francis Group, 2006.
- [3] HOBLER T., Ruch ciepła i wymienniki, WNT, Warszawa, 1971.
- [4] JĘDRZEJEWSKI J., MODRZYCKI W., KOWAL Z., KWAŚNY W., WINIARSKI Z., Precise Modelling of HSC Machine Tool Thermal Behaviour. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, 24/1, September, 2007, 245-251.

- [5] KOWAL Z., WINIARSKI Z., Komputerowy system do analizy i optymalizacji odkształceń cieplnych centrów obróbkowych. *Przegląd Mechaniczny*, 49, 21/22, 1990, 42-46.
- [6] MAEDA O., CAO Y., ALTINTAS Y., Expert spindle design system. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 45, 2005, 537–548.
- [7] WINIARSKI Z., Analizy termiczne w projektowaniu elektrowrzecienników współczesnych obrabiarek. *Mechanik*, 03, Agencja Wydawnicza SIMP, Warszawa, 2006, 230-234.
- [8] WANG Z., SOSHI M., YAMAZAKI K. A comparative study on the spindle system equipped with synchronous and induction servo motors for heavy duty milling with highly stable torque control. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 59, 2010, 369–372.
- [9] JĘDRZEJEWSKI J., KWAŚNY W., Development of high performance machine tools. *Journal of Machine Engineering*, 9/2, 2009, 5-31.

THERMAL BEHAVIOUR MODELLING OF A SPINDLE WITH A COMPLEX DRIVE SYSTEM

Design solutions for main drives of CNC machine tools are discussed. The authors propose the procedure of determining parameters describing angular contact ball bearings, after they are mounted in a headstock. Modelling of heat exchange by radiators is discussed, as well as modelling of heat exchange between cooling-lubricating oil and gear transmissions, shafts and headstock walls. In modelling of heat exchange inside the headstock, the use of additional space elements of type “Fluid” and “Air” is proposed. FEM model and its verification for headstocks heating and thermal deformations was described. Paper also includes computation results of the headstock with a complex drive acquired with the use of proposed procedure for bearings and models of heat exchange inside the headstock.