

Modelowanie obciążenia bloku cylindrowego pompy wielotłoczkowej z wykorzystaniem programu fluent

Tadeusz Złoto, Damian Sochacki, Piotr Stryjewski

Instytut Technologii Mechanicznych Politechnika Częstochowska

Streszczenie. W pracy przedstawiono model numeryczny obliczania ciśnienia w szczelinie klinowej rozrządu tarczowego pompy wielotłoczkowej osiowej z zastosowaniem pakietu CFD Fluent. Wykorzystując opracowany model wykonano analizę sił odciażających w zależności od zmiennego kąta pochylenia bloku cylindrowego.

Słowa kluczowe: pompa wielotłoczkowa, szczelina o zmiennej wysokości, siła hydrostatyczna odciażenia bloku cylindrowego

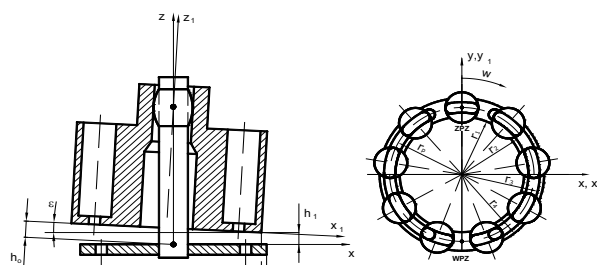
WSTĘP

Pompy wielotłoczkowe, ze względu na możliwość pracy przy wysokich ciśnieniach a jednocześnie przy małych gabarytach znajdują zastosowanie w wielu dziedzinach przemysłu tj. lotnictwo, transport, przemysł ciężki [5, 6, 11, 12, 13]. Szeroki obszar zastosowań tego typu pomp wporowych wymusza na producentach prowadzenie ciągłych prac badawczych i rozwojowych w kierunku poprawy sprawności oraz zwiększenia parametrów eksploatacyjnych tych maszyn [1, 2, 7, 14].

Znaczący wpływ na stratę energii w pompach wielotłoczkowych ma para kinematyczna blok cylindrowy – tarcza rozdzielacza związana z rozrządem cieczy roboczej. Jedną z przyczyn znaczących strat energii w tej parze jest niezrównoważenie momentów wypadkowych sił hydrostatycznych dociskających i odciażających bloku cylindrowego, w wyniku czego powstaje szczelina o zmiennej wysokości (rys.1) [2, 3, 8, 9, 10]. Powstanie szczeliny o zmiennej wysokości powoduje generowanie pików nadciśnienia i podciśnienia oleju oraz spadek sprawności wolumetrycznej pompy [4, 16, 17, 18].

W pracy zastosowano symulację numeryczną rozkładu ciśnienia oleju w szczelinie klinowej rozrządu tarczowego pompy wielotłoczkowej osiowej z wykorzystaniem pakietu CFD Fluent. Na bazie opracowanego modelu rozkładu ciśnienia oleju w szczelinie czołowej przeprowadzono

analizę sił odciażających bloku cylindrowego oraz współczynnika odciażenia w zależności od zmiennego kąta pochylenia bloku.

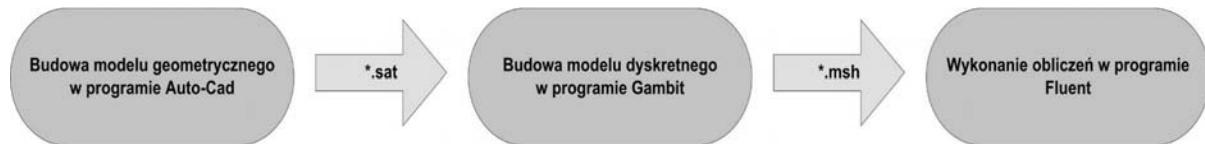


Rys. 1. Widok ukosowania bloku cylindrowego i powstanie szczeliny klinowej

Fig. 1. View of the cylinder block beveling and the formation of wedge gap

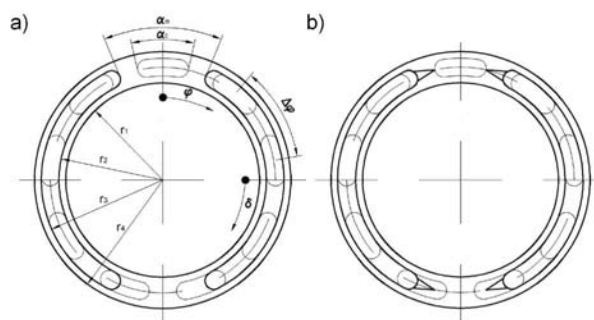
MODELOWANIE ROZKŁADU CIŚNIENIA OLEJU I SIŁY ODCIAŻAJĄCEJ W SZCZELINIE KLINOWEJ ROZRZĄDU TARCZOWEGO Z WYKORZYSTANIEM PAKIETU CFD FLUENT

Utrudniona dostępność do strefy rozrządu pompy wielotłoczkowej oraz bardzo mała wysokość szczeliny klinowej nie przekraczająca $65\mu\text{m}$ [9] sprawia, że badania zjawisk zachodzących w szczelinie są utrudnione. Z tych powodów do badania zjawisk zachodzących w strefie rozrządu pompy wielotłoczkowej stosuje się symulacje numeryczne. Symulacje numeryczne zjawisk zachodzących w strefie rozrządu pompy przeprowadzono na modelu szczeliny klinowej, którego opracowano w pakiecie CFD Fluent. Poszczególne etapy budowy modelu obliczeniowego dla szczeliny klinowej w pakiecie CFD Fluent przedstawiono na rysunek 2.



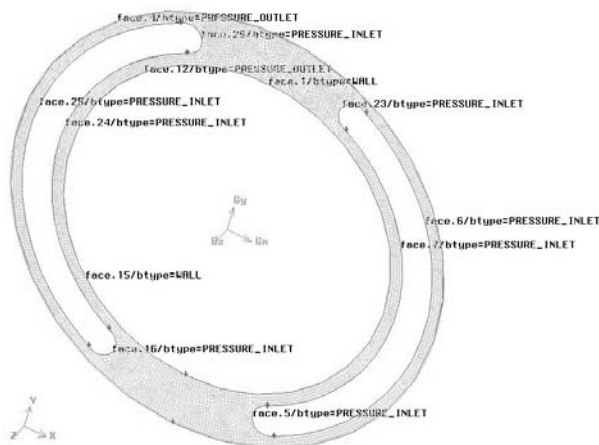
Rys. 2. Etapy budowy modelu obliczeniowego dla szczeliny klinowej w pakiecie CFD Fluent
Fig. 2. Stages of construction of the calculation model for the wedge gap in Fluent CFD package

Geometrię szczeliny klinowej wykonano w programie Auto-Cad dla dwóch odmian konstrukcyjnych tarczy rozdzielacza z przykryciem dodatnim i tarczy rozdzielacza z rowkami odciążającym (rys.3). Do badań wykorzystano tarcze rozdzielacza o następujących wymiarach promieni charakterystycznych: $r_1 = 0,0284\text{m}$, $r_2 = 0,0304\text{m}$, $r_3 = 0,0356\text{m}$, $r_4 = 0,0376\text{m}$ i kącie rozwarcia α_m stref przejściowych równych 45° .



Rys. 3. Odmiany konstrukcyjne tarczy rozdzielacza a) z przykryciem dodatnim b) z rowkami odciążającymi
Fig. 3. Design options for distributor shield a) with a positive cover b) with relieving grooves

Na opracowanej geometrii szczeliny klinowej naniesiono siatkę numeryczną wygenerowaną automatycznie w programie Gambit. Siatka składa się z komórek objętościowych typu Hex/Wedge najbardziej przystosowanych do kształtu szczeliny. Ponadto w programie Gambit określono obszary warunków brzegowych, które przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Siatka numeryczna z zaznaczonymi obszarami warunków brzegowych
Fig. 4. Numerical grid with marked areas of boundary conditions

Ostatnim etapem tworzenia modelu numerycznego dla szczeliny klinowej rozrzędu tarczowego jest wczytanie

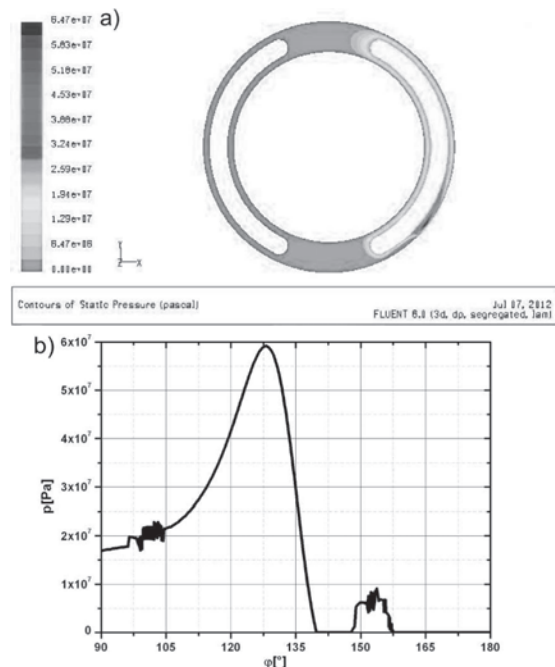
siatki numerycznej z wyznaczonymi obszarami warunków brzegowych do programu Fluent, gdzie określano wartości ciśnienia oleju na obszarach brzegowych i przeprowadzono symulacje rozkładu ciśnienia oleju.

W opracowanym modelu przyjęto następujące założenia:

- przepływ w szczelinie jest laminarny,
- powierzchniowo współpracujące są sztywne i nie odkształcają się,
- szczelina rozrzędu tarczowego w pełni wypełniona jest olejem,
- naprężenia styczne w cieczy podlegają prawu Newtona,
- ciecz jest nieściśliwa,
- stała lepkość oleju podczas obliczeń.

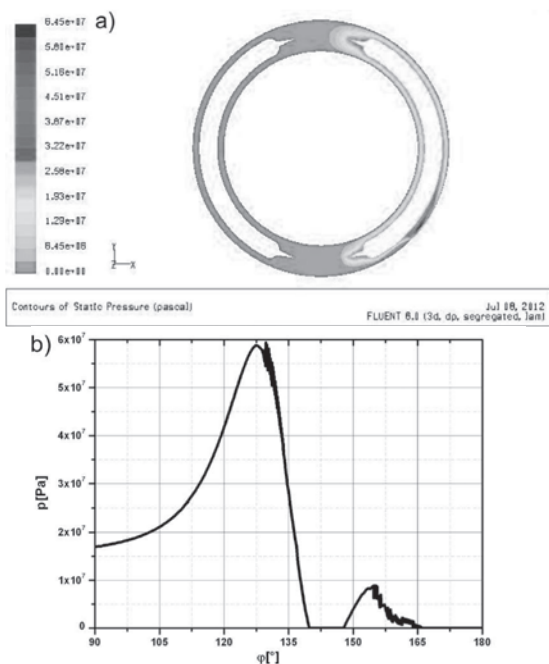
Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono warstwiczne zmiany ciśnienia i ciśnienia w określonych przekrojach obwodowych w otoczeniu najmniejszej wysokości szczeliny klinowej na tarczy rozdzielacza dla przekrycia dodatniego i z rowkami odciążającymi uzyskane w CFD Fluent.

Z rysunków 5b i 6b wynika, że na tarczy rozdzielacza występuje podciśnienie, któremu najczęściej towarzyszy niekorzystne zjawisko kawitacji.



Rys. 5. Rozkłady ciśnienia oleju na tarczy rozdzielacza z przekryciem dodatnim: a) warstwiczne zmiany ciśnienia, b) przebieg ciśnienia w przekroju obwodowym na tarczy rozdzielacza na promieniu $r=0,0366\text{m}$ w otoczeniu minimalnej wysokości szczeliny

Fig. 5. Oil pressure distributions on the distributor shield with a positive cover: a) contour changes in pressure, b) course of pressure in circumferential cross-section on the face of the distributor on the radius $r = 0,0366\text{m}$ in the vicinity of the minimum gap height



Rys. 6. Rozkłady ciśnienia oleju na tarczy rozdzielacza z rowkami odciążającymi: a) warstwiczne zmiany ciśnienia, b) przebieg ciśnienia w przekroju obwodowym na tarczy rozdzielacza na promieniu $r=0.0366\text{m}$ w otoczeniu minimalnej wysokości szczeliny

Fig. 6. Oil pressure distributions on the distributor shield with relieving grooves: a), contour changes in pressure, b) course of pressure in circumferential cross-section on the face of the distributor on the radius $r = 0.0366\text{m}$ in the vicinity of the minimum gap height

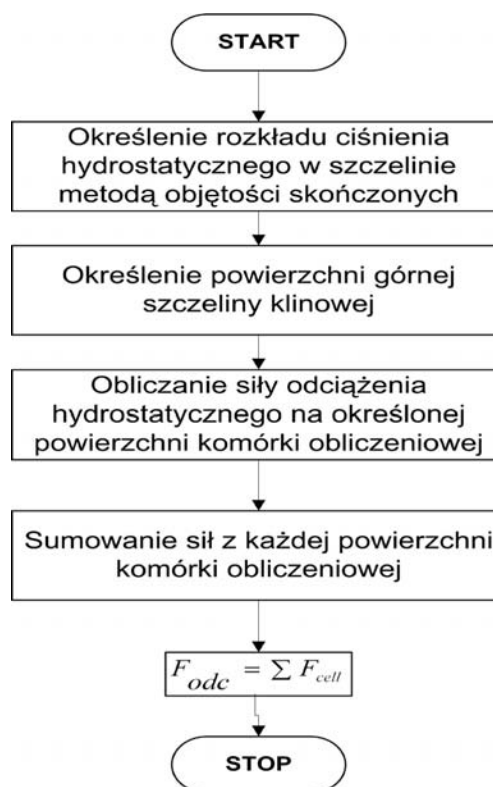
Dokładność wyników z przeprowadzonych symulacji rozkładu ciśnienia oleju w szczelinie klinowej zależy od przyjętej liczby objętości skończonych w metodzie numerycznej. Jednakże, zbyt duża liczba elementów powoduje wydłużenie czasu obliczeń. Dlatego ważne jest przyjęcie optymalnej liczby objętości skończonych zapewniającej w miarę dokładne wyniki przy jednocześnie możliwie jak najkrótszym czasie obliczeń. W tym celu obliczono wartości względne różnicy ciśnień maksymalnych oleju uzyskane dla czterech poziomów liczb objętości skończonych zamieszczonych w tabeli 1.

Z obliczeń wartości względnych wynika, że w przypadku modelu dla szczeliny klinowej dla tarczy rozdzielacza z przykryciem dodatnim maleją one od około 41% do około 4.7%, natomiast dla tarczy z rowkami odciążającymi maleją

od około 40% do około 5%. Kolejny piąty poziom rozmiaru siatki powiększony ośmiokrotnie spowodowałby znacznie zwiększenie czasu obliczeń i zużycie zasobów komputera nie poprawiając znacząco wyników.

Program CFD Fluent posiada rozszerzenie w postaci funkcji użytkownika (UDF – User Defined Function), które tworzy się w języku programowania C. Rozszerzenie to umożliwia dostosowanie Fluentu do specjalnych potrzeb użytkownika. W przypadku modelu obliczeniowego dla szczeliny klinowej funkcje UDF zastosowano do wyznaczenia sił odciążających z rozkładu ciśnienia oleju, poprzez sumę sił z iloczynu pola powierzchni płaszczyzny komórki siatki numerycznej i ciśnienia działającego na tą płaszczyznę.

Na rysunku 7 zobrazowano algorytm obliczania siły odciążającej z rozkładu ciśnienia oleju w szczelinie klinowej.



Rys. 7. Algorytm obliczania siły odciążającej z rozkładu ciśnienia oleju w szczelinie klinowej z wykorzystaniem funkcji UDF

Fig. 7. The algorithm for calculating the relief force from the oil pressure distribution in the wedge gap using the UDF function

Tabela 1. Wartości względne różnicy ciśnień maksymalnych oleju uzyskane z poszczególnych poziomów liczb komórek obliczeniowych Hex/Wedge dla dwóch odmian konstrukcyjnych tarczy rozdzielacza

Table 1. The relative values of maximum pressures difference of oil obtained from different levels of the Hex / Wedge calculating cells numbers for structural two varieties of distributor shield

Lp.	Tarcza z przykryciem dodatnim/ Shield with a positive cover			Tarcza z rowkami odciążającymi/ Shield with relieving grooves		
	liczby komórek HEX/Wedge	Ciśnienia maksymalne p_{max} [Pa]	Wartości względne[%]	liczby komórek HEX/Wedge	Ciśnienia maksymalne p_{max} [Pa]	Wartości względne [%]
1	1076	36786552	41.4	1093	37422828	40.5
2	8608	52015804		8744	52579108	
3	68864	61850624	4.65	69952	61318184	16.62
4	550912	64726616		559616	64408660	

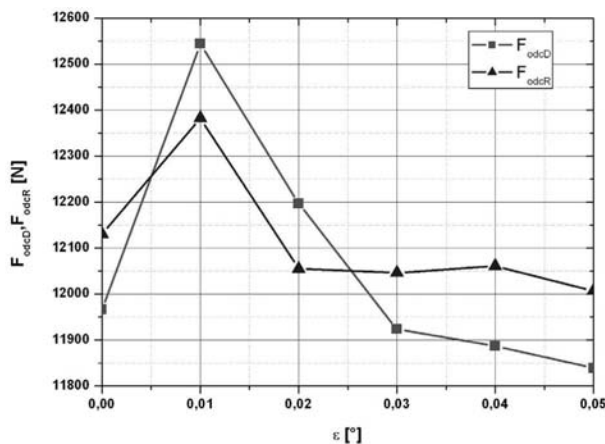
ODCIĄŻENIE BLOKU CYLINDROWEGO POMPY

Wykorzystując opracowany model numeryczny dokonano analizy sił odciążających blok cylindrowy od tarczy rozdzielacza oraz współczynników odciążenia K w zależności od kąta ε pochylenia bloku dla dwóch odmian konstrukcyjnych tarczy rozdzielacza z przykryciem dodatnim i z rowkami odciążającymi.

W opracowanym modelu obliczeniowym przyjęto następujące dane:

- w obszarze nerki tłocznej ciśnienie $p_t = 32$ MPa,
- w obszarze nerki ssawnej ciśnienie $p_s = 0,1$ MPa,
- na zewnątrz i wewnątrz tarczy rozdzielacza ciśnienie $p_o = 0$ MPa,
- prędkość kątowna bloku cylindrowego $\omega = 157$ rad/s,
- współczynnik lepkości dynamicznej oleju $\eta = 0,0258$ Pas,
- kąt położenia $\delta = 0,785$ rad względem osi x najmniejszej wysokości h_1 szczeliny klinowej,
- kąt pochylenia bloku cylindrowego względem tarczy rozdzielacza $\varepsilon = 0,000523$ rad,
- minimalna wysokość szczeliny $h_1 = 0,3 \times 10^{-6}$ m,
- promienie charakterystyczne tarczy rozdzielacza przykładowej pompy wynoszą: $r_1 = 0,0284$ m, $r_2 = 0,0304$ m, $r_3 = 0,0356$ m i $r_4 = 0,0376$ m.

Na rysunku 8 przedstawiono wartości hydrostatycznych sił odciążających blok cylindrowy F_{odc} dla dwóch odmian konstrukcyjnych tarczy rozdzielacza w zależności od kąta ε pochylenia bloku cylindrowego.

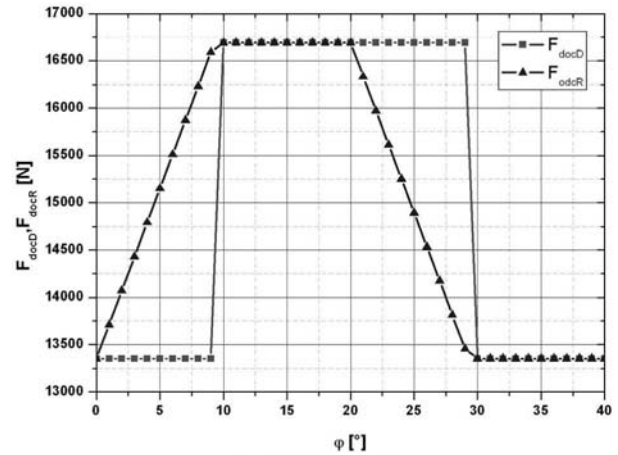


Rys. 8. Wartości hydrostatycznych sił odciążających w funkcji kąta ε pochylenia bloku cylindrowego dla odmian tarczy rozdzielacza z przykryciem dodatnim F_{odcD} i z rowkami odciążającymi F_{odcR} z wykorzystaniem CFD Fluent

Fig. 8. Values of hydrostatic relief forces as a function of the angle ε of inclination of the cylinder block for varieties of distributor shield F_{odcD} with a positive cover and F_{odcR} with relieving grooves using CFD Fluent

Zauważa się, że dla kąta $\varepsilon = 0,01$ [°] zaobserwowano największe wartości sił odciążających dla każdej odmiany konstrukcyjnej tarczy rozdzielacza.

Natomiast na rysunku 9 przedstawiono hydrostatyczne siły dociskające blok cylindrowy do tarczy rozdzielacza w zależności od kąta φ obrotu bloku cylindrowego, a które zostały zaczerpnięte z literatury [15].



Rys. 9. Wartości sił hydrostatycznych dociskających blok cylindrowy do tarczy rozdzielacza dla odmiany konstrukcyjnej tarczy rozdzielacza z przykryciem dodatnim i z rowkami odciążającymi [15]

Fig. 9. The hydrostatic forces values pressing the cylinder block to distributor shield for the structural varieties of distributor shield with a positive cover and relieving grooves

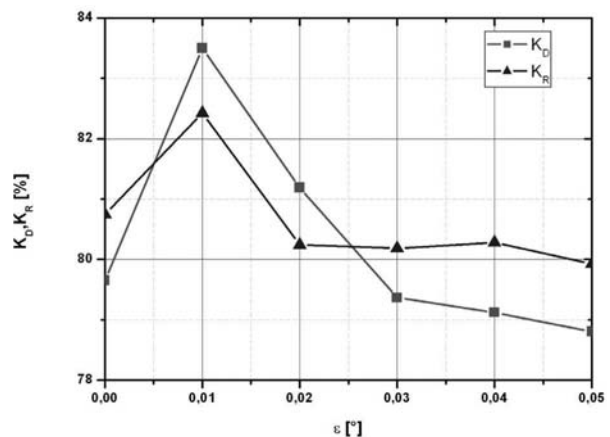
Średnią hydrostatyczną siłą dociskającą blok cylindrowy do tarczy rozdzielacza obliczono z następującej zależności:

$$F_{docsr} = \frac{\int_0^{40} F_{doc} d\varphi}{40} \quad (1)$$

Następnie obliczono współczynnik odciążenia bloku cylindrowego według następującej zależności:

$$K = \frac{F_{odc}}{F_{docsr}} * 100\% \quad (2)$$

Wyniki obliczeń współczynników odciążenia bloku cylindrowego przedstawiono na rysunku 10.



Rys. 10. Wartości współczynników odciążenia K w funkcji kąta ε pochylenia bloku cylindrowego dla tarcz rozdzielacza z przykryciem dodatnim K_D i z rowkami odciążającymi K_R

Fig. 10. The values of relief factors K as a function of the inclination angle ε of the cylinder block for distributor shields with positive covers K_D and relieving grooves K_R

Zauważa się, że dla kąta $\varepsilon = 0,01$ [°] pochylenia bloku cylindrowego występują największe współczynniki odciążenia bloku dla każdej odmiany konstrukcyjnej tarczy

rozdzielacza. Ten zauważalny wzrost współczynników odciażenia można wytłumaczyć pojawianiem się pików nadciśnienia przy tej wartości kąta pochylenia bloku cylindrowego.

WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski:

1. Opracowany model numeryczny w pakiecie CFD Fluent umożliwia symulację rozkładu ciśnienia oleju w szczelinie klinowej rozrządu tarczowego pompy wielotłoczkowej oraz analizę sił odciażających.
2. Wartości sił odciażających w znacznej mierze zależą od kąta pochylenia bloku cylindrowego.
3. W badanym modelu pompy wielotłoczkowej osiowej występuje niski współczynnik odciażenia bloku cylindrowego (79-84 %) co może być przyczyną znacznych strat energetycznych.

LITERATURA

1. **Ivantysyn J., Ivantysynova M., 2001:** Hydrostatic Pumps and Motors. Akademia Books International. New Delhi.
2. **Jang D.S., 1997:** Verlustanalyse an Axialkolbenheiten. Dissertation. RWTH, Aachen.
3. **Kaczmarek R., Rutański J., 1982:** Pompy wielotłoczkowe osiowe. Pomiar grubości szczeliny w rozdzielaczu z wykorzystaniem indukcyjnych czujników pomiarowych. Przegląd Mechaniczny nr 23–24.
4. **Kondakow L. A., 1975:** Uszczelnienia układów hydraulicznych. WNT, Warszawa.
5. **Murrenhoff H., 2005:** Grundlagen der Fluidtechnik. Teil 1: Hydraulik, Shaker Verlag, Aachen.
6. **Osiecki A., 1998:** Hydrostatyczny napęd maszyn. WNT, Warszawa.
7. **Osiecki A., Osiecki L., 1998:** Prace rozwojowe nad nową konstrukcją pomp wielotłoczkowych osiowych. Hydraulika i Pneumatyka Nr 4, s. 4-9.
8. **Pasynkov R.M., 1965:** K razcietu torcowych razpriedielitielei aksialno-porszniewych nasosow. Viestnik Maszinstrojenia Nr 1, 22-26.
9. **Pasynkov R.M., 1976:** Wlijanie pieriekosa cilindrowowo bloka na rabotu tarcowowo razpriedielitielea aksialno-porszniewoj gidromasziny. Viestnik Maszinstrojenia Nr 10, 49-50.
10. **Podolski M. E., 1981:** Upornyje podszipniki skolżenia, Leningrad.
11. **Ryzhakov A., Nikolenko I., Dreszer K., 2009:** Selection of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment. Polska Akademia Nauk, Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa, Tom IX, s. 267-276, Lublin.
12. **Szydelski Z., Olechowicz J., 1986:** Elementy napędu i sterowania hydraulicznego i pneumatycznego. PWN, Warszawa.
13. **Stryczek S., 1995:** Napęd Hydrostatyczny, Tom 1. WNT, Warszawa.
14. **Zhang Y., 2000:** Verbesserung des Anlauf- und Langsamlaufverhaltens eines Axialkolbenmotors in Schrägscheibenbauweise durch konstruktive und materialtechnische Maßnahmen. Dissertation RWTH, Aachen.
15. **Złoto T., 2007:** Modelowanie odciażenia hydrostatycznego i analiza zjawisk przepływowych w szczelinie rozrządu tarczowego pompy wielotłoczkowej. Seria monografie 133. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa.
16. **Złoto T., 2009:** Modeling the pressure distribution of oil film in the variable height gap between the valve plate and cylinder block in the axial piston pump. Polska Akademia Nauk, Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki, Vol. V, nr 7, 418-430.
17. **Złoto T., Sochacki D., 2010:** Pressure Distributions in Oil Film Between the Cylinder Block and Valve Plate in the Piston Pump. 6th FPNI – PhD Symposium West Lafayette 2010. West Lafayette, USA.
18. **Złoto T., Sochacki D., 2011:** Oil Leakage in a Variable-Height Gap Between the Cylinder Block and the Valve Plate in a Piston Pump. Polska Akademia Nauk, Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki, Vol. V, nr 11c, 353-360.

MODELLING OF HYDROSTATIC RELIEF OF THE CYLINDER BLOCK IN AN AXIAL PISTON PUMP WITH THE USE OF THE FLUENT SOFTWARE

Summary. The paper presents the numerical model for calculating the pressure in a variable-height gap between the cylinder block and the valve plate in an axial piston pump. This numerical model was created in CFD Fluent software. The same numerical model was used to analysis of hydrostatatic relief of the cylinder block. The analysis was performed as a function of the inclination angle of the cylinder block.

Key words: Piston pump, variable-height gap, hydrostatic relief force of the cylinder block.