

DARIUSZ LEPIARCZYK, JÓZEF SALWIŃSKI*, STANISŁAW ŁUCZYŃSKI**

MODEL PRZEPŁYWU OLEJU W SAMOCZYNNYM UKŁADZIE SMAROWNICZYM

THE MODEL OF THE OIL FLOW IN THE AUTOMATIC OIL LUBRICATION SYSTEM

Streszczenie

W niniejszym artykule przedstawiono model przepływu oleju w samoczynnym układzie smarowniczym oraz wybrane wyniki badań potwierdzające skuteczność działania układu smarowniczego m.in. w przekładniach zębatych z pionowymi wałami. Na podstawie otrzymanych wyników badań przeprowadzono również weryfikację modelu matematycznego, która potwierdza możliwość wykorzystania go do wstępnego określenia natężenia przepływu w nowym układzie smarowniczym. Opracowany model jest wystarczający do stwierdzenia efektywności i niezawodności działania nowego układu smarowniczego.

Słowa kluczowe: smarowanie, smarowanie olejem, przekładnia zębata, wał

Abstract

The paper presents a model of the oil flow in automatic lubrication system and selected results confirming the effectiveness of the lubrication system including the crown gears with vertical shafts. On the basis of test results, verification of mathematical model was conducted, which confirms the possibility of using it initially to estimate flow rate in the new lubrication system. The mathematical model is sufficient to discover the effectiveness and reliability of the new lubrication system.

Keywords: lubrication, oil lubrication, crown gear, shaft

* Dr inż. Dariusz Lepiarczyk, dr hab. inż. Józef Salwiński, prof. AGH, Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie.

** Dr Stanisław Łuczyński, Katedra Inżynierii Gazowniczej, Wydział Wiertnictwa, Nafty i Gazu, Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie.

Oznaczenia

p_D	– ciśnienie na powierzchni wewnętrznej cylindra [Pa]
p_o	– ciśnienie otoczenia [Pa]
l	– wymiar liniowy (l_1, l_2 – długość otworu dopływowego i wypływowego) [m]
v_1, v_2	– prędkość dopływu i wypływu cieczy [m/s]
ν	– lepkość kinematyczna oleju [m^2/s]
ρ	– gęstość oleju [kg/m^3]
D	– średnica cylindrycznej komory [m]
$Q, W1(z)$	– masowe natężenie przepływu oleju [kg/s]
A_1, A_2	– pole przekroju otworu dopływowego i wypływowego [m^2]
$d_d = d_1$	– średnica otworu dopływowego [m]
$d_w = d_2$	– średnica otworu wpływowego [m]
$h_w = z_2 - h_z$	– wysokość wypływu oleju z cylindrycznej komory (wysokość położenia otworów wypływowych) [m]
h_z	– wysokość zanurzenia cylindrycznej komory [m]
D	– średnica wewnętrzna cylindrycznej komory [m]
k	– ilość otworów wpływowych
ω	– prędkość kątowna [rad/s]
n	– prędkość obrotowa [1/min]
ξ_1	– współczynnik oporu miejscowego na dopływie cieczy do układu
ξ_2	– współczynnik oporu miejscowego na wypływie cieczy z układu

1. Wstęp

Poprawne funkcjonowanie wielu urządzeń mechanicznych jest zapewnione przez odpowiednie smarowanie i chłodzenie węzłów tribologicznych. Wymaga to zastosowania takich rozwiązań konstrukcyjnych układów smarowniczych, które umożliwią niezawodne dostarczanie czynnika smarnego w wystarczającej ilości do strefy tarcia.

Zagadnienie właściwego smarowania węzłów tarcia jest szczególnie istotne w przekładniach pracujących z pionowo usytuowanymi osiami wałów. Zwłaszcza dotyczy to górnych węzłów łożyskowych. Trudności w zapewnieniu ciągłego dostarczania smaru do tych węzłów przynoszą obniżenie trwałości i niezawodności łożysk przekładni.

Aby zapewnić poprawną pracę przekładni, stosowane są różne, niekiedy niestandardowe sposoby dostarczania środka smarnego. Należy do nich użycie łożysk tocznych smarowanych smarem plastycznym i zabezpieczonych przed jego wypłynięciem albo wypełnienie korpusu przekładni środkiem smarnym. To ostatnie rozwiązanie, nieopisywane w literaturze, stosuje kilka firm dostarczających przekładnie do pracy w nietypowym usytuowaniu [1]. Smarowanie smarami plastycznymi musi być poddawane okresowej kontroli i uzupełnianiu ubytków smaru, co może być znacznym utrudnieniem w eksploatacji przekładni [2]. Ponadto taki sposób smarowania nie zapewnia wystarczającej intensywności odprowadzania ciepła tarcia w łożyskach oraz zanieczyszczeń powstałych w wyniku zużycia łożyska podczas jego pracy. Dlatego może on być stosowany w ograniczonym zakresie parametrów pracy, przy niedużych mocach tarcia w łożysku i jest mniej efektywne od smarowania olejem [3].

Po dokonaniu krytycznej analizy dostępnych rozwiązań smarowania reduktorów z pionowo usytuowanymi osiami wałów stosowanych przez producentów [3, 4] oraz rozwiązań przedstawionych w dostępnych opisach patentowych [5, 6, 7] opracowano własną koncepcję nowego układu smarowniczego. Stała się ona przedmiotem wniosku patentowego i uzyskała stosowną ochronę praw autorskich [8]. Szczegóły rozwiązania konstrukcyjnego zaprezentowano w innych publikacjach autorów [1, 9].

Aby zapewnić właściwe funkcjonowanie nowego układu smarowniczego, konieczne jest zagwarantowanie takich parametrów jego pracy, aby było zrealizowane wystarczające natężenie wypływu oleju w obszarze górnych łożysk przekładni. Należy tutaj mieć na uwadze zarówno zagadnienie smarowania łożysk przez zapewnienie minimalnej ilości oleju dopływającego do łożysk, jak i zagadnienie odprowadzania ciepła ze współpracujących par ciernych.

Do wytworzenia warunków zapewniających minimalny moment tarcia wystarczająco stosunkowo niewielkie ilości oleju [10]. Natomiast ilość ciepła wytworzonego i przejętego przez olej jest zależna od warunków pracy i natężenia przepływu środka smarowego. Zatem ważnym zagadnieniem jest znajomość natężenia przepływu realizowanego przez nowy układ smarowniczy przy różnych jego parametrach pracy.

W artykule przedstawiono model przepływu oleju w samoczynnym układzie smarowniczym oraz wybrane wyniki badań potwierdzających skuteczność opracowanego układu i zasadność jego użycia, m.in. w przekładniach zębatych z pionowo usytuowanym wałami [11].

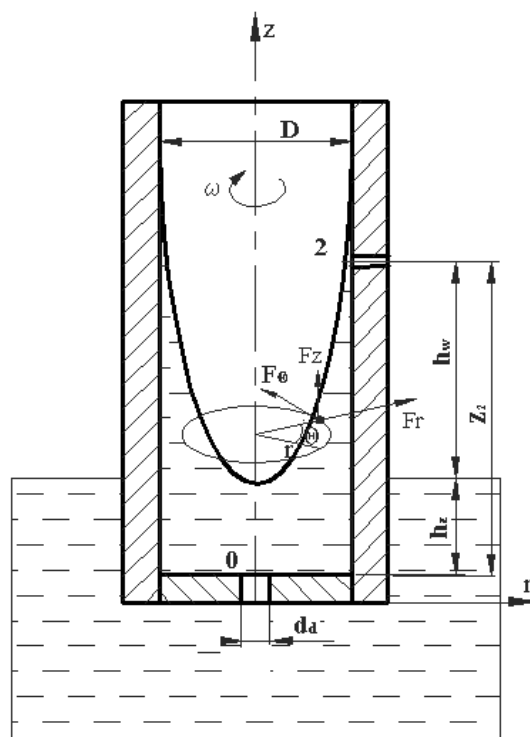
2. Model przepływu

W celu sformułowania modelu, w którym występuje przepływ oleju o określonej lepkości ν przez cylindryczną komorę o zadanej średnicy D , przyjęto następujące założenia:

- dopływ oleju do cylindrycznej komory następuje otworem o średnicy d_d ,
- wypływ oleju następuje przez jeden górny otwór wypływowy d_w wykonany na wysokości h_w ,
- cylindryczna komora wiruje ze stałą prędkością kątową ω ,
- zastosowany olej posiada następujące właściwości: jest cieczą nieściśliwą, newtonowską, jego własności termofizyczne są stałe, ponadto nie występują w nim reakcje chemiczne oraz przemiany fazowe.

Wydajność rozpatrywanego układu smarowniczego jest ograniczona przez ilość oleju, jaka może przepłynąć przez otwór dopływowy d_d pod wpływem ciśnienia hydrostatycznego związanego z wysokością zanurzenia h_z – rys. 1. Można ją stosunkowo łatwo określić. Wydajność układu smarowniczego jest limitowana także oporami przepływu w wirującej komorze cylindrycznej.

Założono również, że przepływ jest laminarny i można określić natężenie dopływu cieczy przez otwór dopływowy o znanych wymiarach.



Rys. 1. Schemat obrazujący modelu przepływu cieczy
 Fig. 1. The diagram illustrating the model of fluid flow

Wyptyw oleju przez górny otwór lub otwory wypływowe powoduje zaburzenie stanu równowagi względnej cieczy znajdującej się w naczyniu, czego następstwem jest obniżenie wierzchołka paraboloidy. Różnica wysokości między poziomem cieczy a wierzchołkiem paraboloidy obrotowej powoduje dopływ cieczy przez otwór dopływowy do cylindrycznej komory. W wyniku jej wirowania ciecz jest podnoszona do górnych otworów wypływowych, gdzie następuje jej wypływ. Jednocześnie dopływa olej przez dolny otwór dopływowy. Taka sytuacja następuje w momencie zapewnienia intensywnego odprowadzania oleju przez otwory odpływowe.

3. Model matematyczny

Rozpatrując rozkład sił działających na ciecz w poruszającym się naczyniu otrzymano zależności na rozkład ciśnienia na powierzchni wewnętrznej cylindra (dla $r = D/2$) [12]:

$$p_D = p_o + \frac{\rho\omega^2}{8} \left(D^2 - \frac{d_d^2}{2} \right) + \rho g (h_z - z) - \frac{\rho v_1^2}{2} (1 + \xi_1) \quad (1)$$

Zgodnie z równaniem ciągłości przepływu prędkość v_2 można obliczyć, znając prędkość dopływu v_1 , za pomocą wzoru:

$$v_2 = \sqrt{\frac{\frac{\omega^2}{4} \left(D^2 - \frac{d_d^2}{2} \right) + 2g(h_z - z_2)}{(1 + \xi_1) \left(\frac{d_w}{d_d} \right)^4 + (1 + \xi_2)}} \quad (2)$$

gdzie: z_2 – wysokość na której znajduje się otwór 2.

Objętościowe natężenie przepływu można wyznaczyć wg zależności:

$$Q = \rho \frac{\pi d_w^2}{4} k v_2 = \rho \frac{\pi d_w^2}{4} k \sqrt{\frac{\frac{\omega^2}{4} \left(D^2 - \frac{d_d^2}{2} \right) + 2g(h_z - z_2)}{(1 + \xi_1) \left(\frac{d_w}{d_d} \right)^4 + (1 + \xi_2)}} \quad (3)$$

gdzie:

- ω – prędkość kątowna wirującego cylindra,
- ρ – gęstość cieczy,
- h_z – wysokość zanurzenia cylindrycznej komory,
- $h_w = z_2 - h_z$ – wysokość wypływu oleju z cylindrycznej komory,
- D – średnica wewnętrzna cylindrycznej komory,
- d_w – średnica otworu wypływowego,
- d_d – średnica otworu dopływowego,
- ξ_1 – współczynnik oporu miejscowego na dopływie cieczy,
- ξ_2 – współczynnik oporu miejscowego na wypływie cieczy.

Opis natężenia przepływu w postaci równania (3) otrzymano przez analizę zagadnienia dynamicznego przepływu cieczy, dokonując uproszczeń w postaci przyjętych założeń przepływu. Uproszczenia takie mogą jednak prowadzić do niezgodności pomiędzy teorią a doświadczeniem. Analiza zagadnienia przepływu wskazuje, że wpływ lepkości jest tutaj istotny i objawia się nie tylko w powstawaniu naprężeń stycznych, z którymi mają związek opory przepływu przez otwory dopływowe i wypływowe, ale również wpływ lepkości objawia się w zmianie wartości ciśnienia w porównaniu do jego wartości w płynie idealnym. Dlatego w przyjętym opisie zdecydowano się na wprowadzenie współczynników doświadczalnych, które uwzględnią wpływ lepkości na rozkład ciśnienia w cylindrycznej komorze oraz opory związane z przepływem. W celu lepszego dopasowania modelu opisanego równaniem (3) do otrzymanych wyników badań dokonano modyfikacji równania, uwzględniając rodzaje przepływu przez wprowadzenie szczegółowego zapisu dla współczynników oporu miejscowego na dopływie ξ_1 i wypływie ξ_2 , zależnych m.in. od parametrów geometrycznych otworu dopływowego i wypływowego, lepkości i gęstości oleju oraz stałych C_1 , C_2 , n_1 , n_2 , których wartość można określić na podstawie uzyskanych wyników badań.

$\xi_1 = C_1 [\text{Re}_1]^{n_1}$ – współczynnik oporu miejscowego na dopływie cieczy,

$\xi_2 = C_2 [\text{Re}_2]^{n_2}$ – współczynnik oporu miejscowego na wypływie cieczy.

$$Q = \frac{\sqrt{\frac{\omega^2}{4} \left(D^2 - \frac{d_1^2}{2} \right) - 2gh_w}}{\sqrt{k^2 \left[1 + C_1 [\text{Re}_1]^{n_1} \right] \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 + \left[1 + C_2 [\text{Re}_2]^{n_2} \right]}} \cdot \rho A_2 k \quad (4)$$

Wprowadzona liczba Reynoldsa ma postać:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot l}{\nu} \quad (5)$$

Dla celów obliczeniowych w wykorzystywanym programie Mathcad, zapis na liczbę Re przekształcono do postaci:

$$\begin{aligned} \text{Re}_2 &= \frac{v_2 \cdot l_2}{\nu} = \frac{w_i d_2}{\rho \nu A_2} \\ \text{Re}_1 &= \frac{v_1 \cdot l_1}{\nu} = \frac{w_i d_1}{\rho \nu A_1} \end{aligned} \quad (6)$$

otrzymując wzór na natężenie przepływu według zależności:

$$Q = \frac{\sqrt{\frac{\omega^2}{4} \left(D^2 - \frac{d_1^2}{2} \right) - 2gh_w}}{\sqrt{k^2 \left[1 + C_1 \left[\frac{w_i d_1}{\rho \nu A_1} \right]^{n_1} \right] \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 + \left[1 + C_2 \left[\frac{w_i d_2}{\rho \nu A_2} \right]^{n_2} \right]}} \cdot \rho A_2 k \quad (7)$$

gdzie:

- l – wymiar liniowy (l_1, l_2 – długość otworu dopływowego i wypływowego),
- v – prędkość przepływu cieczy,
- ν – lepkość kinematyczna oleju,
- ρ – gęstość oleju,
- D – średnica cylindrycznej komory,
- A_1, A_2 – pole przekroju otworu dopływowego i wypływowego,
- $d_1 = d_d$ – średnica otworu dopływowego,
- $d_2 = d_w$ – średnica otworu wypływowego,
- h_w – wysokość położenia otworów wypływowych,
- k – ilość otworów wypływowych,
- ω – prędkość kątowna wirującego cylindra,
- w_i – natężenie przepływu oleju dla kolejnych kroków iteracyjnych.

Wykorzystując możliwości programowania w środowisku MATHCAD sporządzono zapis matematyczny umożliwiający obliczenie stałych C_1, C_2, n_1, n_2 w oparciu o instrukcję

iteracyjną realizowaną kolejno dla poszczególnych serii pomiarowych otrzymując następujące wartości stałych: $C_1 = 200$, $C_2 = 15$, $n_1 = -0,5$ $n_2 = -1$.

$$Q(C1, C2, n1, n2, z) := \begin{cases} w_0 \leftarrow y_0 \\ \text{for } i \in 0..100 \\ \left| \begin{array}{l} w_{i+1} \leftarrow \frac{\frac{\omega^2}{4} \cdot \left(D^2 - \frac{d1^2}{2} \right) - 2 \cdot g \cdot z}{\sqrt{k^2 \left[1 + C1 \cdot \left[\frac{w_i \cdot d1}{(\rho \cdot A1) \cdot v} \right]^{n1} \right] \cdot \left(\frac{d2}{d1} \right)^4 + \left[1 + C2 \cdot \left[\frac{w_i \cdot d2}{(\rho \cdot A2 \cdot k) \cdot v} \right]^{n2} \right]}} \cdot \rho \cdot A2 \cdot k \\ \text{break if } \left| \frac{w_{i+1} - w_i}{w_i} \right| < 10^{-3} \end{array} \right. \end{cases} \quad (8)$$

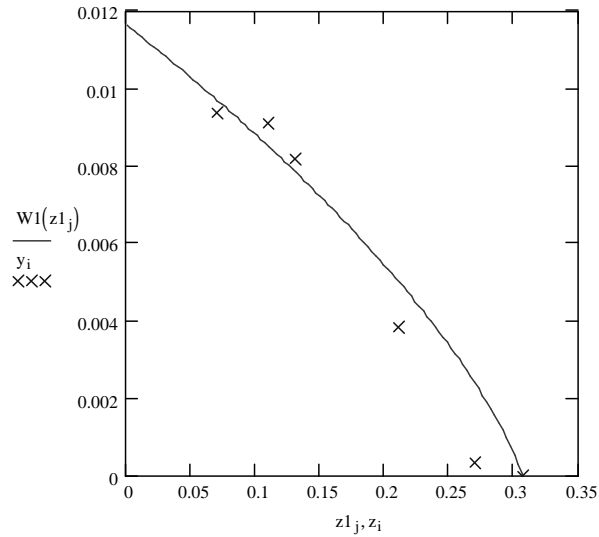
$$SSE(C1, C2, n1, n2) := \sum_i \left(y_i - Q(C1, C2, n1, n2, z_i) \right)^2$$

Procedura prowadząca do wyznaczenia natężenia przepływu za pomocą pakietu MATHCAD uzyskuje postać składni:

$$\begin{aligned} C1 &:= 200. & n1 &:= -0.5 \\ C2 &:= 15 & n2 &:= -1 \end{aligned}$$

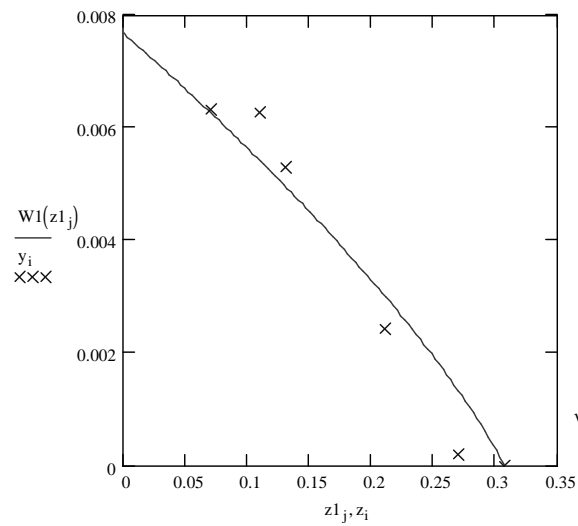
$$W1(z) := \begin{cases} w_0 \leftarrow y_0 \\ \text{for } i \in 0..100 \\ \left| \begin{array}{l} w_{i+1} \leftarrow \frac{\frac{\omega^2}{4} \cdot \left(D^2 - \frac{d1^2}{2} \right) - 2 \cdot g \cdot z}{\sqrt{k^2 \left[1 + C1 \cdot \left[\frac{w_i \cdot d1}{(\rho \cdot A1) \cdot v} \right]^{n1} \right] \cdot \left(\frac{d2}{d1} \right)^4 + \left[1 + C2 \cdot \left[\frac{w_i \cdot d2}{(\rho \cdot A2 \cdot k) \cdot v} \right]^{n2} \right]}} \cdot \rho \cdot A2 \cdot k \\ \text{break if } \left| \frac{w_{i+1} - w_i}{w_i} \right| < 10^{-3} \end{array} \right. \\ w_{i+1} \end{cases} \quad (9)$$

Wyniki obliczeń natężenia przepływu według równania (9) oraz wyniki badań laboratoryjnych dla przyjętych wyżej parametrów geometrycznych i kinematycznych nowego układu smarowniczego przedstawiono na poniższych rysunkach.



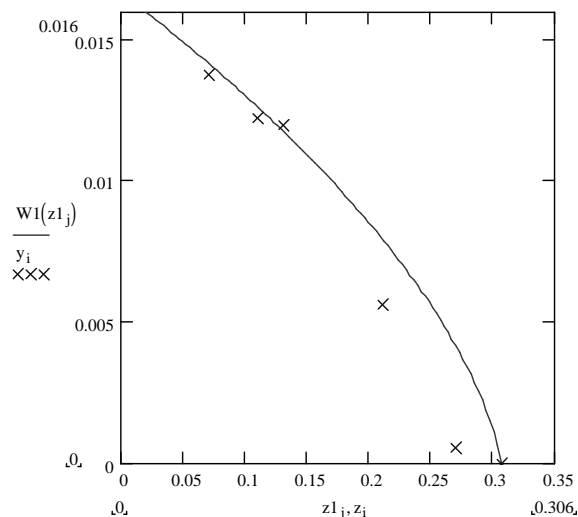
Rys. 2. Natężenie przepływu oleju VG100 w zależności od wysokości wypływu dla modelu obliczeniowego oraz wyników badań ($d_d = 0,01$ m, $n = 1500$ 1/min, $h_z = 0,01$ m)

Fig. 2. VG100 oil flow capacity depending on the height of outflow of the calculation model and research findings ($d_d = 0,01$ m, $n = 1500$ 1/min, $h_z = 0,01$ m)



Rys. 3. Natężenie przepływu oleju VG220 w zależności od wysokości wypływu dla modelu obliczeniowego oraz wyników badań ($d_d = 0,01$ m, $n = 1500$ 1/min, $h_z = 0,01$ m)

Fig. 3. VG220 oil flow capacity depending on the height of outflow of the calculation model and research findings ($d_d = 0,01$ m, $n = 1500$ 1/min, $h_z = 0,01$ m)



Rys. 4. Natężenie przepływu oleju VG46 w zależności od wysokości wypływu dla modelu obliczeniowego oraz wyników badań ($d_d = 0,01$ m, $n = 1500$ 1/min, $h_z = 0,07$ m)

Fig. 4. VG46 oil flow capacity depending on the height of outflow of the calculation model and research findings ($d_d = 0,01$ m, $n = 1500$ 1/min, $h_z = 0,07$ m)

4. Wnioski

Weryfikacja modelu matematycznego opisanego równaniem (9) wskazuje na dużą zbieżność z wynikami badań. Maksymalna różnica między zapisem teoretycznym a wynikami badań, jaka pojawiła się tylko w dwóch zakresach pomiarowych, nie przekroczyła 20%.

Opracowanie teoretyczne według równania (9) ze względu na swoją uniwersalność zastosowania może być wykorzystane do wstępnego określenia natężenia przepływu w nowym układzie smarowniczym. Zapis ten jest wystarczający do stwierdzenia efektywności i niezawodności działania nowego układu smarowniczego. Natomiast, jeżeli będzie występować konieczność dokładnego określenia natężenia przepływu dla szczególnego przypadku przepływu, należy określić stałe C_1 , C_2 , n_1 , n_2 dla tego przepływu na podstawie zależności matematycznych sformułowanych według przedstawionej procedury, ale uszczegółowionych.

Obszerne badania natężenia przepływu oleju przez model nowego rozwiązania układu smarowniczego przeprowadzone na stanowisku badawczym potwierdziły jego zdolność do dostarczania wystarczających ilości oleju do górnych węzłów łożyskowych przekładni zębatych. Wydajność układu znacznie przekracza wartości wystarczające dla uzyskania optymalnych warunków tarcia w łożyskach. Dla uzyskania dobrych warunków dostarczania oleju do węzłów łożyskowych wystarczający jest otwór dopływowy o średnicy 4–6 mm i jeden otwór odpływowy.

Rozważania teoretyczne pozwoliły na sformułowanie modelu matematycznego, który wspomagany ogólnie dostępnym naukowo-inżynierskim oprogramowaniem komputerowym pozwalają obliczyć spodziewaną wydajność nowego układu smarowniczego. Jest ona zależna od parametrów geometrycznych i kinematycznych układu oraz właściwości termofizycznych oleju, a w szczególności jego lepkości.

Literatura

- [1] Lepiarczyk D., Michalczyk K., *Nowe rozwiązanie układu smarowniczego pracującego w przekładniach zębatych z pionowym usytuowaniem wałów*, Przegląd Mechaniczny 3/2010.
- [2] Katalog łożysk tocznych FAG, WL41 520/2 PLA 1997.
- [3] *Oferta produkcyjna fabryki reduktorów i motoreduktorów NORD S.A.*, <http://www.nord.pl>.
- [4] Katalog: *Reduktory i motoreduktory, typoszereg H*, Fabryka Reduktorów i Motoreduktorów Befared S.A. Poland.
- [5] *Umlaufschmierung für schnellaufende Vertikalwellen, insbesondere bei hängenden Spinnzentrifugen*, Deutsches Patentamt Patentschrift, nr 813 425.
- [6] *Vertical Shaft with Oil Feed Channel*, Internationale Patentklassifikation F16N 7/36.
- [7] *Urządzenie do tłoczenia oleju do szczelnie zamkniętych sprężarek chłodniczych z wałem pionowym*, Opis patentowy 72258.
- [8] Salwiński J., Lepiarczyk D., Prawo Ochronne nr 63723 na wzór użytkowy pt. *Wał pionowy z układem pompowym oleju*.
- [9] Siemek J., Salwiński J., Łuczyński S., Lepiarczyk D., *Использование явления подъема масла во вращающемся цилиндре для смазки подшипников в зубчатых передачах*. Gornoe Oborudovanie Elektromehanika, 2006, No. 7.
- [10] *Schmierung von Wälzlagern*, Publ.-Nr. WL 81 115/4 DA, FAG Kugelfischer-Gruppe.
- [11] Lepiarczyk D., *Wpływ wybranych parametrów na wydajność nowego rozwiązania układu do samoczynnego smarowania przekładni z pionowo usytuowanymi wałami*, praca doktorska, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 2007.
- [12] Siemek J., Salwiński J., Łuczyński S., Lepiarczyk D., *Podnoszenie oleju w wirującym cylindrze w aspekcie smarowania górnych łożysk*, Mechanics, Vol. 24 No. 1, 2005, s. 29-35.