

## PODNOSENIE OLEJU W WIRUJĄCYM CYLINDRZE W ASPEKCIE SMAROWANIA GÓRNYCH ŁOŻYSK

### STRESZCZENIE

Szczególne znaczenie dla właściwej pracy takich urządzeń, jak reduktory i motoreduktory z różnie usytuowanymi wałami ma zastosowany sposób smarowania i chłodzenia łożysk wałów. Jego rozwiązaniem ma szczególne znaczenie dla właściwej pracy przekładni zębatych. Zagadnienie istotnie komplikuje się przy przekładniach pracujących z pionowym usytuowaniem osi wałów. Proste smarowanie zanurzeniowe jest mało skuteczne. W znanych rozwiązaniach technicznych stosuje się specjalne pompy wymuszające obieg oleju lub dostarczanie go z zewnętrznych układów smarowniczych. Rozwiązaniem uzupełniającym jest zastosowanie łożysk zamkniętych. Jednym ze sposobów rozwiązania problemu jest wbudowana w wał pompa bezwrtownikowa. Rozwiązanie powstało w Zakładzie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Akademii Górniczo-Hutniczej w wyniku obserwacji zachowywania się oleju w wirującym cylindrze. Wskutek występowania sił odśrodkowych następuje podnoszenie cząsteczek oleju po jego wewnętrznej powierzchni. Zadaniem nowego układu smarowniczego jest wywołanie ciągłego przepływu oleju, którym napelciona jest przekładnia, do górnych łożysk, a następnie do strefy współpracy wieńców zębatych. W celu opisu wysokości podnoszenia oleju w nowym układzie do samoczynnego smarowania opracowano model unoszenia oleju w cylindrycznej komorze wydrążonej w wale. Sformułowano zależności matematyczne do określenia podstawowych wymiarów i parametrów nowego układu. Przedstawiono wykonane badania modelowe i aplikacyjne tego układu z użyciem olejów mineralnych o klasie lepkości VG46 stosowanych do smarowania lekko, średnio i mocno obciążonych przekładni zębatych. Zaprezentowane wyniki badań aplikacyjnych, w pełni uzasadniają twierdzenie, że przedstawiony w artykule nowy układ do samoczynnego smarowania olejem, skutecznie smaruje górne łożyska w przekładni zębatej z pionowo usytuowanymi wałami. Transportowany olej może być również wykorzystany do smarowania zazębien.

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

### RAISE UP OF OIL IN THE ROTATING CYLINDER AIMED AT LUBRICATION OF UPPER BEARINGS

Failure-free operation of mechanisms with shafts situated in various positions, in this number reducing gears, motored reducers and compressors depends on the method of bearings lubrication and cooling. Solution of that problem is of high importance for proper operation of reducing gears. The problem is significantly more complex for gears with vertical position of shafts. The simple bath lubrication is poorly efficient. Known technological solutions are based on special pumps to force the oil circulation or external lubrication systems are used for this aim. One of methods to solve this problem is the rotorless pump embedded into the shaft. This design has been developed in the Department of Machine Design and Technology in the AGH University Science and Technology. The behaviour of oil has been observed in the rotating cylinder and it was stated that centrifugal forces cause convection of oil particles along the internal surface of the cylinder. The new lubrication system has to provoke continuous flow of oil the gear is filled, up to the upper bearings then to the area of teeth cooperation. The model of oil convection in the cylindrical chamber made in the shaft has been developed to describe the oil convection height in the new self-lubricating system. Mathematical relations have been formulated for determination the basic dimensions and parameters of the new system. The model and bench tests of this system are presented with application of mineral oils VG46 used in lubrication of the light, medium and heavy loaded toothed gears. The results of tests confirm that the new self-lubrication oil system efficiently lubricates the upper bearings of toothed gear with vertical shafts. Oil transported in this way may be also used for the gear mesh lubrication.

**Keywords:** lubrication, oil lubrication, toothed gear, shaft

### 1. WPROWADZENIE

Aby zmniejszyć tarcie i będące jego następstwem zużycie elementów maszyn, pomiędzy współpracujące powierzchnie tych elementów wprowadzany jest smar. Zwykle jest to olej mineralny.

W przekładniach zębatych ogólnego przeznaczenia stosuje się dwa podstawowe sposoby smarowania [1]:

- 1) zanurzeniowo-rozbryzgowo,
- 2) natryskowe.

Pierwszy z nich może być stosowany w określonym zakresie prędkości obwodowych i nie spełni swego zadania, gdy duże obroty spowodują powstanie znacznych sił odśrodkowych odrzucających olej.

\* Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Wiertnictwa, Nafty i Gazu; siemek@agh.edu.pl; sluczyn@agh.edu.pl

\*\* Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, Wydział Inżynierii. Mechaniki i Robotyki; jsalwin@agh.edu.pl; ledar@agh.edu.pl

Alternatywne smarowanie natryskowe wymaga doprowadzenia oleju przewodami do zazębień i węzłów łożyskowych. Konieczne jest zastosowanie pompy i stosownej instalacji olejowej. Są to rozwiązania złożone i kosztowne. Wymagają użycia niezawodnych komponentów. Niesprawność jednego z nich może być przyczyną groźnej awarii.

Przy pionowym usytuowaniu wałów obserwuje się szczególnie niekorzystny efekt działania sił odśrodkowych. Powstający rozbryzg przemieszcza olej na boczne ścianki korpusu. Olej ścieka z nich, omijając górne węzły łożyskowe. Niekiedy przy takim usytuowaniu wałów, stosowane jest smarowanie łożysk smarem plastycznym, okresowo uzupełnianym [3]. Jest to jednak znacznym utrudnieniem w eksploatacji przekładni i sposób ten jest mniej skuteczny od smarowania olejem. Przy dużych prędkościach obrotowych wałów, smarowanie smarem plastycznym nie może być stosowane.

Choć opracowano i opatentowano wiele sposobów podnoszenia oleju z misy olejowej na wysokość potrzebną do zrealizowania procesu smarowania górnych łożysk, m.in. [5, 7–10], to nadal przekładnie zębate z pionowo usytuowanymi wałami mają zmniejszoną trwałość i niezawodność. Poszukując rozwiązania tego problemu, w Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie opracowano konstrukcję nowego układu realizującego samoczynne smarowanie górnych łożysk i równocześnie zazębienia [6].

## 2. KONSTRUKCJA I DZIAŁANIE NOWEGO UKŁADU SMAROWNICZEGO

Opracowany układ smarowniczy może być zastosowany w urządzeniach mechanicznych działających z pionowo usytuowanymi wałami, wymagających smarowania węzłów łożyskowych usytuowanych powyżej poziomu oleju w misie olejowej. Jego konstrukcja i działanie będą przedstawione na przykładzie przekładni zębatej.

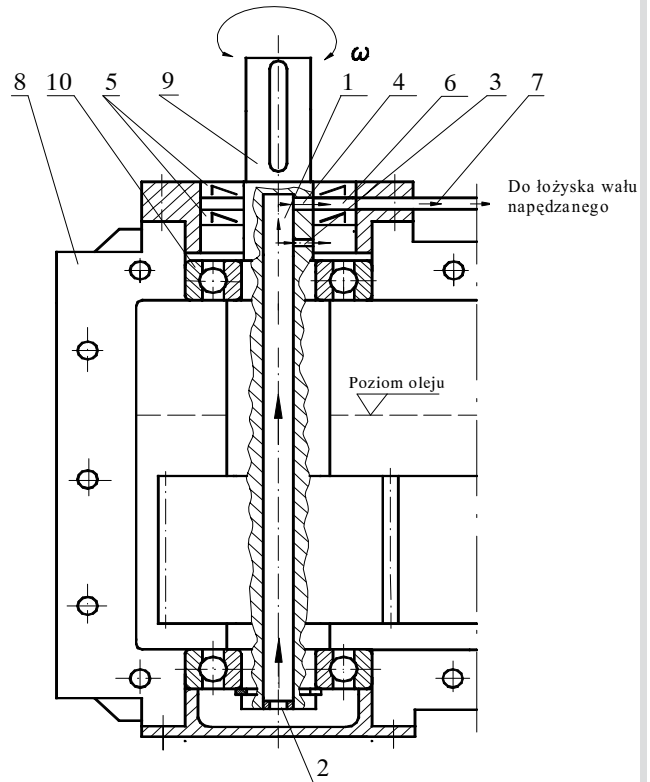
Na rysunku 1 przedstawiono zespół wału napędzającego z nowym układem smarowniczym zasilającym przynajmniej dwa węzły łożyskowe. Układ działa samoczynnie podczas pracy przekładni przy dowolnym kierunku obrotów wału.

Pionowy przepływ oleju następuje w wyniku ruchu obrotowego cylindrycznej komory 1 wykonanej w wale 9. Jej dolna część, zamknięta pierścieniem 2 z otworem dopływowym, zanurzona jest w oleju wypełniającym korpus przekładni. Olej unoszony jest po ściankach komory do otworów wypływowych 3 i 4, z których spływa grawitacyjnie do łożysk; do łożyska 10 na wale napędzającym bezpośrednio, a do łożyska na wale napędzanym za pośrednictwem pierścieniowego pojemnika 6 i przewodu olejowego 7. Rozdział oleju podawanego do łożyska na wale napędowym oraz do łożyska na wale napędzanym, może być regulowany średnicami i ewentualnie ilością otworów wypływowych.

Konieczna wysokość podnoszenia oleju wynika z wymiarów przekładni. Z wstępnych obserwacji i wyników ba-

dań można wnosić, że uzyskana wysokość podnoszenia zależy od średnicy komory, prędkości kątowej wirowania, głębokości zanurzenia w oleju oraz średnicy otworu dopływowego. Natomiast nie jest związana z lepkością oleju i jego gęstością. Stwierdzenie takie uzasadnione jest wynikami badań przeprowadzone z użyciem mediów o skrajnie różnych parametrach; wody, olejów i rtęci.

Teoretyczne zasady określania wymiarów i parametrów nowego układu smarowniczego przedstawiono poniżej.



**Rys. 1.** Schemat układu smarowniczego zastosowanego w przekładni zębatej z pionowo usytuowanymi wałami; 1 – komora cylindryczna, 2 – pierścień z otworem dopływowym, 3 – dolny otwór wypływowy, 4 – górny otwór wypływowy, 5 – uszczelki, 6 – pierścieniowy pojemnik, 7 – przewód olejowy, 8 – korpus przekładni, 9 – wał napędzający, 10 – łożysko

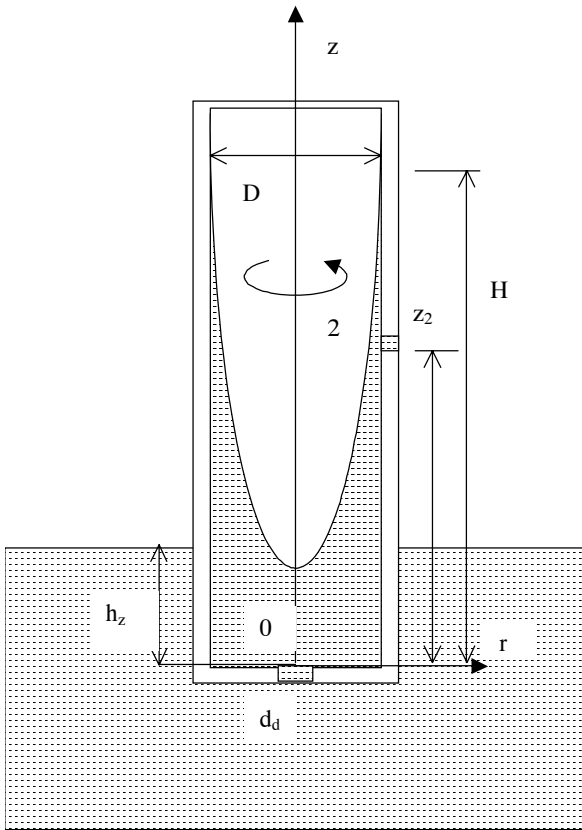
## 3. TEORETYCZNY OPIS WYSOKOŚCI PODNOSZENIA CIECZY

Naczynie cylindryczne o średnicy  $D$  mające denny otwór o średnicy  $d_d$  jest zanurzone w cieczy na głębokość  $h_z$  i obraca się wokół swojej osi ze stałą prędkością  $\omega$  (rys. 2).

W pierwszym przybliżeniu można rozpatrywać równowagę względną cieczy w stosunku do poruszającego się naczynia.

Jednostkowe siły masowe, działające na element płynu w naczyniu są następujące:

$$F_r = \omega^2 r, \quad F_z = -g \quad (1)$$



Rys. 2. Schemat modelu podnoszenia cieczy

Ciśnienie w dowolnym punkcie cieczy wyznaczamy z równania hydrostatyki, zapisanego w układzie współrzędnych cylindrycznych [2]

$$dP = \rho(F_r dr + F_z dz) = \rho(\omega^2 r dr - g dz) \quad (2)$$

Po scałkowaniu tego równania różniczkowego otrzymamy zależność opisującą rozkład ciśnienia

$$P = \rho \left( \frac{\omega^2 r^2}{2} - gz \right) + C \quad (3)$$

Dla  $z = 0$  siłę  $\vec{F}_d$  oddziałującą wewnątrz naczynia na powierzchnię otworu dennego można obliczyć jako

$$F_d = 2\pi \int_0^{\frac{d_d}{2}} P r dr = \frac{\pi d_d^2}{4} \left( \frac{\rho \omega^2 d_d^2}{16} + C \right) \quad (4)$$

Ciśnienie średnie na tej powierzchni

$$P_{sr} = \frac{F_d}{S_1} = \frac{\rho \omega^2 d_d^2}{16} + C \quad (5)$$

gdzie  $S_1 = \frac{\pi d_d^2}{4}$ .

Na zewnątrz naczynia na powierzchnię tego samego otworu będzie oddziaływać ciśnienie hydrostatyczne

$$P_h = P_o + \rho g h_z \quad (6)$$

Różnica  $P_h - P_{sr}$  określa dopływ cieczy przez ten otwór

$$P_h - P_{sr} = \frac{\rho v_1^2}{2} (1 + \xi_1) \quad (7)$$

gdzie:

$v_1$  – średnia prędkość przepływu,

$\xi_1$  – współczynnik oporu miejscowego, który jest funkcją liczby Reynoldsa  $\xi_1 = f(\text{Re})$ .

Stałą całkowania  $C$  można określić ze wzorów (5), (6), (7)

$$C = P_o - \frac{\rho \omega^2 d_d^2}{16} - \frac{\rho v_1^2}{2} (1 + \xi_1) + \rho g h_z \quad (8)$$

Po podstawieniu równania (8) do równania (3) otrzymuje się

$$P = P_o + \frac{\rho \omega^2}{2} \left( r^2 - \frac{d_d^2}{8} \right) + \rho g (h_z - z) - \frac{\rho v_1^2}{2} (1 + \xi_1) \quad (9)$$

Na powierzchni wewnętrznej cylindra (dla  $r = D/2$ ), ciśnienie można obliczyć ze wzoru

$$P_D = P_o + \frac{\rho \omega^2}{8} \left( D^2 - \frac{d_d^2}{2} \right) + \rho g (h_z - z) - \frac{\rho v_1^2}{2} (1 + \xi_1) \quad (10)$$

Odpyw cieczy o prędkości  $v_2$  przez otwór 2 będzie zależał od różnicy ciśnień, panujących wewnątrz i na zewnątrz cylindra na poziomie otworu  $z_2$ , czyli

$$P_D - P_o = \frac{\rho v_2^2}{2} (1 + \xi_2) \quad (11)$$

gdzie  $\xi_2$  – współczynnik oporu miejscowego.

Z równania ciągłości prędkość dopływu  $v_1$  i odpływu  $v_2$  cieczy połączone są wzorem

$$\rho v_1 \frac{\pi d_d^2}{4} = \rho v_2 \frac{\pi d_w^2}{4} \quad (12)$$

Wtedy prędkość  $v_2$  można obliczyć, uwzględniając (10), (11) i (12), za pomocą wzoru

$$v_2 = \sqrt{\frac{\frac{\omega^2}{4} \left( D^2 - \frac{d_d^2}{2} \right) + 2g(h_z - z_2)}{(1 + \xi_1) \left( \frac{d_w}{d_d} \right)^4 + (1 + \xi_2)}} \quad (13)$$

gdzie  $z_2$  – wysokość, na której znajduje się otwór 2.

$$\text{Masowe natężenie odpływu } m = \rho v_2 \frac{\pi d_w^2}{4} \quad (14)$$

W przypadku  $v_2 = 0$  wzór (13) można przekształcić do postaci pozwalającej obliczyć wysokość podnoszenia cieczy w cylindrze  $h_u$

$$h_u = H - h_z = \frac{\omega^2}{8g} \left( D^2 - \frac{d_d^2}{2} \right) \quad (15)$$

Natomiast wysokość podnoszenia w obecności wypływu można określić z wzoru (10), przyjmując  $P_D = P_0$  i zadając  $z = H$ .

Stałą całkowania  $C$  w równaniu (3) również można określić, przyjmując, że na poziomie  $z = h_z$  promień powierzchni swobodnej, gdzie  $P = P_0$ , równy jest  $\frac{d_d}{2}$ . Jest to jednak postępowanie przybliżone i mniej ścisłe niż poprzednia analiza. Otrzymuje się

$$C = P_0 + \rho g h_z - \frac{\rho \omega^2 d_d^2}{2} \quad (16)$$

Ciśnienie na powierzchni cylindra dla  $r = \frac{D}{2}$  można obliczyć ze wzoru

$$P_D = P_0 + \frac{\rho \omega^2}{8} \left( D^2 - d_d^2 \right) + \rho g (h_z - z) \quad (17)$$

Uwzględniając (17), (12) i (9), otrzymujemy dla prędkości odpływu cieczy  $v_2$  przez otwór  $d_w$ , który się znajduje na wysokości  $z_2$ , następujący wzór

$$v_2 = \sqrt{\frac{2}{(1 + \xi_2)} \left[ \frac{\omega^2 (D^2 - d_d^2)}{8} + g (h_z - z_2) \right]} \quad (18)$$

Masowe natężenie odpływu cieczy można obliczyć na podstawie wzoru (14), a wysokość podnoszenia cieczy

$$h_u = H - h_z = \frac{\omega^2}{8g} \left( D^2 - d_d^2 \right) \quad (19)$$

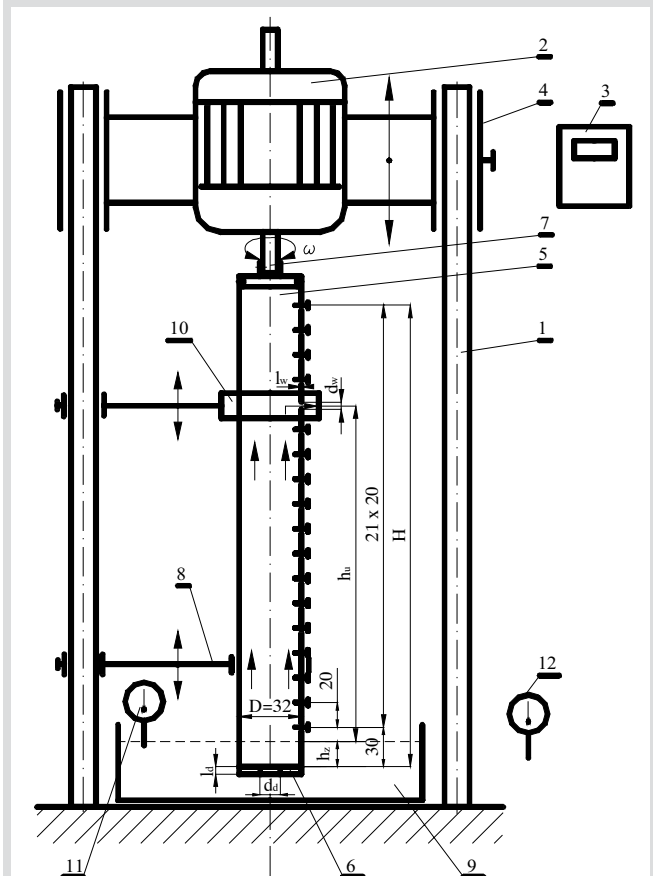
#### 4. WERYFIKACJA PRZYJĘTEGO MODELU FIZYCZNEGO

Opracowane w rozdziale 3 zależności matematyczne określają wysokość podnoszenia cieczy  $h_u$ , w wirującej komorze cylindrycznej w zależności od jej średnicy, prędkości kątowej oraz średnicy otworu dopływowego. W celu weryfikacji adekwatności wzorów wykonano badania w laboratorium Zakładu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie, na specjalnie do tego celu zaprojektowanym i zbudowanym stanowisku badawczym.

##### 4.1. STANOWISKO BADAWCZE

Konstrukcję oraz podstawowe parametry stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 3.

Do napędu stanowiska zastosowano silnik elektryczny 2, o mocy  $N = 0,18$  kW i obrotach  $n = 2685$  obr./min. Jego posadowienie w stojaku 1 umożliwiło łatwy montaż, swobodne przemieszczenia osiowe i właściwe ustalenie. Obroty silnika regulowano za pomocą przemiennika częstotliwości 3. Wartość prędkości obrotowej mierzono za pomocą dotykowego i optycznego miernika o rozdzielczości 0,1 obr./min.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego: 1 – prowadnice, 2 – silnik, 3 – przemiennik częstotliwości, 4 – mechanizm przesuwu, 5 – model komory, 6 – pierścień dopływowy, 7 – sprężelą, 8 – łożysko ślizgowe, 9 – zbiornik oleju, 10 – ekran kontrolny, 11 – termometr do pomiaru temperatury oleju, 12 – termometr do pomiaru temperatury otoczenia

Wirującą komorę cylindryczną modelowano rurą 5 wykonaną ze szkła organicznego o średnicach 38/32, pozwalającego obserwować proces unoszenia i kształtowania się powierzchni swobodnej. Ponieważ zasadniczym celem badań była weryfikacja wysokości unoszenia oleju, wyznaczonej sformułowanym wcześniej modelem matematycznym, w niniejszym opracowaniu przedstawione będą wyniki odnoszące się tylko do jednej średnicy komory, uznanej za reprezentatywną. Transportowanym medium były dwa oleje o znacząco różniące się lepkości oraz woda.

Komora od dołu zamknięta była wymiennym pierścieniem 6 mogącym mieć różne średnice dopływowe  $d_d$  i różną długości  $l_d$ . Położenie komory ustalono z jednej strony za pośrednictwem sprzęgła podatnego 7 na czopie silnika. Drugim ustaleniem było łożysko ślizgowe 8 dopuszczające przemieszczenia wzdłużne przy zmianach głębokości zanurzenia komory. Dolna jej część zanurzona była w cieczy wypełniającej zbiornik 9 o pojemności ok. 4 dm<sup>3</sup>.

Wypływ cieczy mógł nastąpić przez otworki wybrane spośród 22 o średnicy  $M2$ , wykonanych w ścianie komory w odstępach 20 mm. W miarę potrzeby otworki zaślepiano metalowymi wkretami. Początek wypływu rejestrowano na przesuwym ekranie cylindrycznym 10 mocowanym na prowadnicach stojaka. W trakcie badań rejestrowano temperaturę cieczy w zbiorniku oraz temperaturę otoczenia.

Większość przekładni zębatach ogólnego przeznaczenia małej i średniej mocy, napędzana jest silnikami o prędkości obrotowej ok. 1500 obr./min [9]. Przyjmując, że układ samoczynnego smarowania powinien być wbudowany w wał szybkoobrotowy, badania modelowe wykonywano dla zakresu prędkości kątowej 0÷200 1/s, co odpowiada przedziałowi 0÷1900 obr./min. W badaniach zastosowano otworki dopływowe o średnicach  $d_d = 10, 17$  i 25 mm i długości  $l_d = 2$  mm. Dolna część komory z otworem dopływowym zanurzona była w oleju na głębokość  $h_z = 10 \pm 1$  mm.

Kierując się zaleceniami producentów [10] przekładni zębatach małej i średniej mocy, do badań zastosowano olej mineralny o klasie lepkości VG46 i VG220 [7]. Dla celów porównawczych zastosowano w niektórych badaniach wodę.

W trakcie badań temperatura otoczenia, jak i temperatura oleju mieściły się w przedziale 20÷25°C

#### 4.2. Wyniki badań

Wyniki przeprowadzonych badań przedstawiono na wykresach (rys. 4–8). Każdy z naniesionych punktów obrazuje średnią wartość z trzech zrealizowanych pomiarów. Zmierzone wysokości podnoszenia oleju odnoszono do opracowanych wcześniej modeli matematycznych ujętych we wzorach (15) i (19).

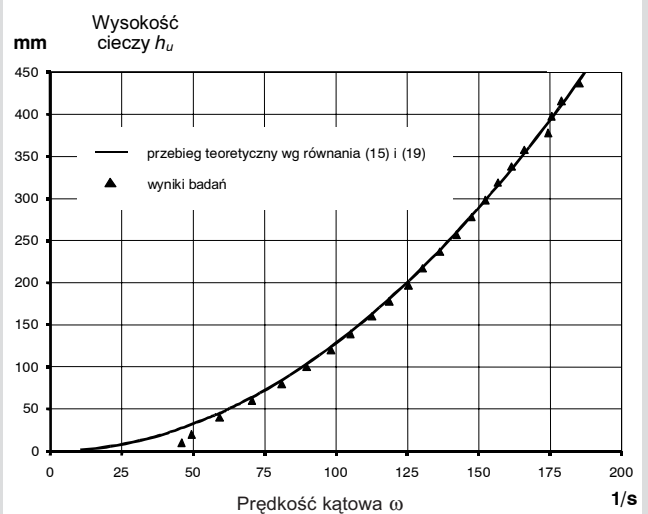
Pierwsza seria pomiarów (rys. 4), dla stosunkowo małego otworu dopływowego  $d_d = 4$  mm potwierdza poprawność przyjętych modeli w całym zakresie badanych prędkości kątowych. Przebiegi teoretyczne według dwu wspomnianych wzorów są niemal identyczne. Dokładność wykresu nie pozwala ich rozróżnić.

Również przy średnicy otworu dopływowego  $d_d = 10$  mm, przebiegi teoretyczne są niemal identyczne (rys. 5). Zwiększając średnicę otworu dopływowego do  $d_d = 17$ , można

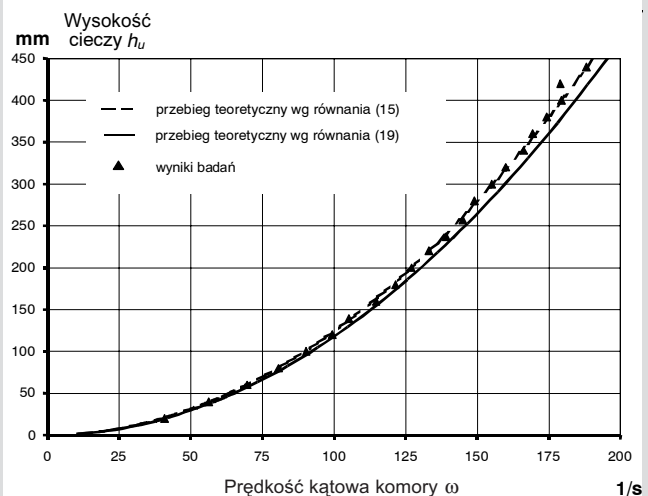
zaobserwować powiększanie się różnicy między przebiegami teoretycznymi i lokowanie się punktów pomiarowych między przebiegami (rys. 6).

Uznając, że istotnym celem jest uzyskanie wysokiej niezawodności funkcjonowania układu stwierdzono, że do celów aplikacyjnych właściwszy jest opis według wzoru dającego niższe wartości podnoszenia cieczy (19).

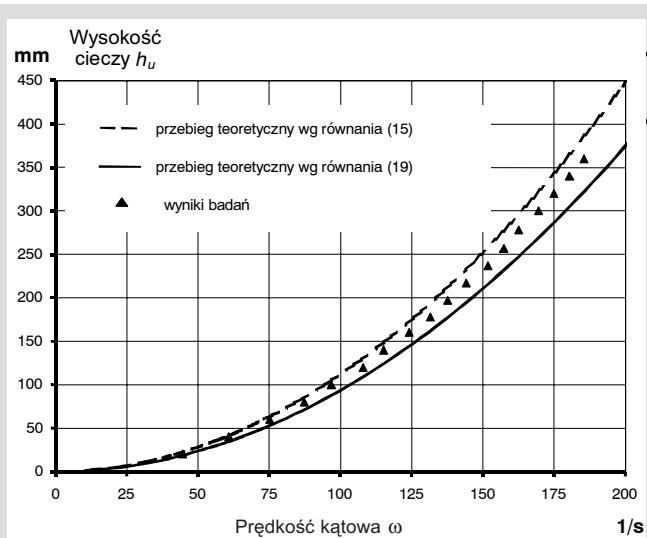
Niemiecki ośrodek badawczy związany z firmą FAG podaje [6], że dla stosunkowo dużego łożyska NNU4926 ( $d = 130$  mm) dla uzyskania warunków tarcia płynnego potrzebne jest zaledwie 0,01÷0,1 mm<sup>3</sup>/min oleju. Nie jest więc zasadne stosowanie otworów dopływowych o znacznej średnicy umożliwiających uzyskanie znacznego natężenia przepływu. Można zatem uznać, że zastosowanie znajdujących układy o średnicach otworów dopływowych nie większych niż 10 mm, kiedy to oba przytoczone opisy dają znikomo różniące się wysokości podnoszenia.



Rys. 4. Wysokość podnoszenia oleju VG46 w wirującej komorze:  $D = 32$  mm,  $H = 450$  mm, otwór dopływowy  $d_d = 4$  mm,  $l_d = 2$  mm, głębokość zanurzenia  $h_z = 10$  mm



Rys. 5. Wysokość podnoszenia oleju VG46 w wirującej komorze:  $D = 32$  mm,  $H = 450$  mm, otwór dopływowy  $d_d = 10$  mm,  $l_d = 2$  mm, głębokość zanurzenia  $h_z = 10$  mm

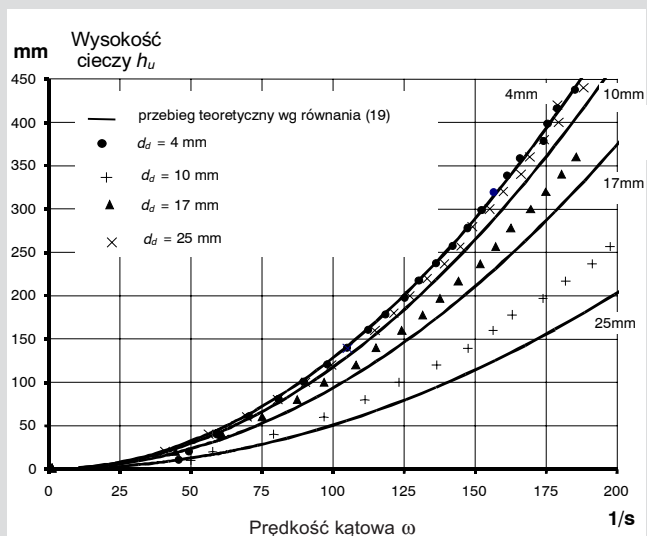


**Rys. 6.** Wysokość podnoszenia oleju VG46 w wirującej komorze:  $D = 32$  mm,  $H = 450$  mm, otwór dopływowy  $d_d = 17$  mm,  $l_d = 2$  mm, głębokość zanurzenia  $h_z = 10$  mm

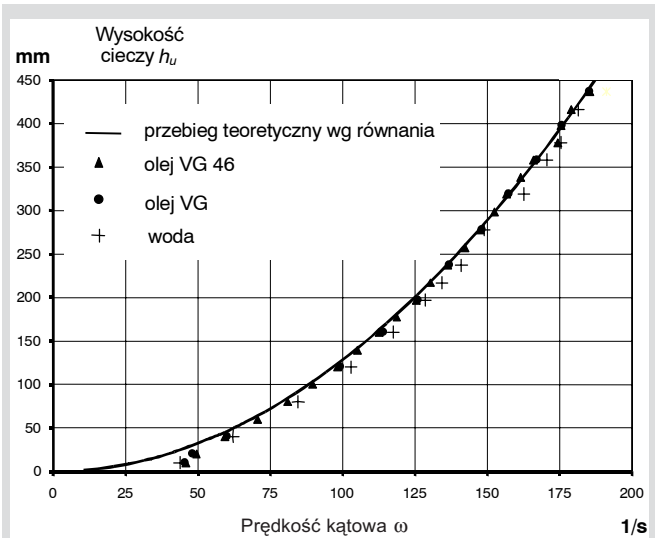
Niekorzystny efekt dużej średnicy otworu dopływowego uwiadcniają wyniki badań przedstawione na rysunku 7. Przy średnicy  $d_d = 4$  mm, wysokość podnoszenia przy prędkościach kątowych  $\omega = (100 \div 200)$  1/s jest ponad dwukrotnie większa niż przy średnicy  $d_d = 25$  mm.

W komorze z otworami dopływowymi o średnicy  $d_d = 4$  i 10 mm zmierzone wysokości podnoszenia oleju są bardzo zbliżone do wartości wyliczonych, a w komorze z otworami o średnicy  $d_d = 17$  i 25 mm zmierzone wysokości są większe od wyliczonych według wzoru (19), odpowiednio około 8 i 18%. Ten większy zakres średnic nie ma jednak znaczenia praktycznego.

Z przytoczonych wcześniej powodów można przyjąć, że równanie (19) stanowi podstawowy opis teoretyczny wysokości podnoszenia oleju w wirującej komorze cylindrycznej i ma znaczenie aplikacyjne.



**Rys. 7.** Wysokość podnoszenia oleju VG46 w wirującej komorze:  $D = 32$  mm,  $H = 450$  mm, otwór dopływowy  $d_d = 4, 10, 17$  i 25 mm,  $l_d = 2$  mm, głębokość zanurzenia  $h_z = 10$  mm



**Rys. 8.** Wysokość podnoszenia oleju VG 46, VG 220 i wody w wirującej komorze:  $D = 32$  mm,  $H = 450$  mm, otwór dopływowy  $d_d = 4$  mm,  $l_d = 2$  mm, głębokość zanurzenia  $h_z = 10$  mm

Aby zweryfikować wynikający z teoretycznych rozważań brak wpływu lepkości na wysokość podnoszenia, przeprowadzono badania dla cieczy o skrajnych wartościach lepkości: wody, lekkiego oleju VG46 oraz oleju ciężkiego VG220. Eksperyment w pełni potwierdza, że lepkość nie wpływa na możliwą do uzyskania wysokość podnoszenia (rys. 8), można zatem sprowadzić zagadnienie do problemu hydrostatycznego.

## 5. WNIOSKI

Wyniki rozważań teoretycznych i przeprowadzonych obszernych badań upoważniają do sformułowania poniższych wniosków.

- Przedstawiony w artykule nowy układ smarowniczy może być wykorzystany do samoczynnego smarowania górnych łożysk w przekładni zębataj z pionowo usytuowanymi wałami. Wysokości podnoszenia mają wartości wystarczające do jego praktycznego zastosowania.
- Przeprowadzone badania modelowe, wskazują na to, że wzór (15) może być podstawowym dla obliczenia wysokości podnoszenia oleju w wirującej komorze cylindrycznej i ma znaczenie aplikacyjne. Wzór (19) dający nieznacznie zaniżone wartości wysokości podnoszenia, w procesie projektowania układu smarowniczego zapewni pewność osiągnięcia zamierzonych parametrów.
- Lepkość oleju nie ma praktycznego wpływu na uzyskiwaną wysokość podnoszenia w wirującej komorze cylindrycznej – zagadnienie można rozpatrywać jako problem hydrostatyczny.
- Powiększanie średnicy otworu dopływowego obniża możliwą do uzyskania wysokość podnoszenia oleju.

**Literatura**

- [1] Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiedzki A.: *Przekładnie zębate*. Warszawa, PWN 1989
- [2] Gryboś R.: *Podstawy mechaniki płynów*. Warszawa, PWN 1998
- [3] Müller L.: *Przekładnie zębate*. Warszawa, WNT 1979
- [4] Stanaszek A.: *Napędy i Sterowanie*, nr 7, 1999, 10–11
- [5] *Schmierung von Wälzlagern*, Publ.-Nr. WL 81 115/4 DA, FAG OEM und Handel AG
- [6] Salwiński J., Lepiarczyk D.: *Urządzenie do smarowania mechanizmów z pionowym usytuowaniem wałów*. Biuletyn Urzędu Patentowego, nr 13 (770), 2003, 39
- [7] *Umlaufschmierung fürschnellaufende Vertikalwellen, insbesondere bei hängenden Spinnzentrifugen*. Deutsches Patentamt Patentschrift, Nr 813, 425
- [8] *Ustrojstvo dla smazki verchniej podšipnikovoj opory vertykalnogo vala zubčatoj peredač*. Rosijskoje Agentvo Po Patentam i Tovarnym Znakam. RU 2 014 550 C1
- [9] *Ustrjstvo dla smazki zubčatych peredač s vertykalnym raspoloženiem wala*. Rosijskoje Agentvo Po Patentam i Tovarnym Znakam. RU 2 084 752 C1
- [10] *Vertical Shaft With Oil Feed Channel*. PCT Weltorganisation für Geistiges Eigentum. WO 96/30694