

nie pierścieni ruchu obrotowego w obudowie metalowej typu B wg DIN 3760. Jako dodatkowe pierścienie uszczelniające montowano uszczelnienia lamelowe. Podczas wprowadzania wałków w klatki walcownicze zostało uszkodzonych ok. 25% pierścieni typu B. Uszczelnienia te zastąpiono pierścieniami CARCOSEAL/SCA/ATLMP wykonanymi (ze względu na temperaturę) z materiału HT720. Pierścienie lamelowe zastąpiono V-ringami. Z zastosowaniem nowego rozwiązania, skończyły się trudności montażowe.

#### LITERATURA

- [1] Katalogi firmy CARCO Basiano.
- [2] Ceppi R., Okularczyk W.: *Pierścienie typu ATLMP® wałków walcarki*. Konferencja międzynarodowa „Uszczelnienia i technika uszczelniania maszyn i urządzeń”, Wrocław–Kudowa Zdrój 2007.
- [3] *Mały poradnik hutnika*. Praca zbiorowa pod red. F. Olszaka, Wydaw. Górniczo-Hutnicze, Katowice 1960.
- [4] Dobrucki W.: *Podstawy konstrukcji i eksploatacji walcowni*. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1973.
- [5] Celikov A. I.: *Projektowanie i budowa walcowni*. Państwowe Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1951.
- [6] PN-88/M-73067. *Pierścienie uszczelniające wały obrotowe – wg ISO. Wymiary nominalne i tolerancje*.

JACEK CINK  
MAREK GOZDALIK  
ANDRZEJ KOSUCKI

## Badania wolnobieżnych silników hydraulicznych tłoczkowo–promieniowych

### Wprowadzenie

Konstrukcje o minimalnych prędkościach kątowych od 0 do 10 obr/min i maksymalnych prędkościach wirowania od 150 do 250 obr/min zalicza się do wolnobieżnych silników hydraulicznych [1], [2]. Tego typu silniki wykazują zdolność płynnego ruchu przy niedużych prędkościach obrotowych, a ze względu na wysokie chłonności jednostkowe rozwijają na wale wyjściowym (bez dodatkowej przekładni mechanicznej) znaczne momenty obrotowe i z tego powodu są nazywane także silnikami wysokomomentowymi. W porównaniu z układem silnik szybkobieżny-przekładnia mechaniczna, opisywane konstrukcje (w porównywalnym obszarze pracy) osiągają wyższą sprawność całkowitą, ciszej pracują, mają mniejsze wymiary i lepszy stosunek masy do rozwijanej mocy. Odznaczają się także lepszą dynamiką rozruchu, co jest konsekwencją korzystniejszego stosunku momentu napędowego do masowego momentu bezwładności wirnika. Wyraźne są różnice między silnikami wolnobieżnymi i szybkobieżnymi, tak pod względem konstrukcji, jak i zasady działania. Dużą chłonność jednostkową, poza zastosowaniem dużej liczby komór roboczych o dużej objętości, można uzyskać dodatkowo po zwielokrotnieniu cykli opróżniania i napełniania na jeden obrót wału (silniki wielokrotnego działania). Silniki wolnobieżne są najczęściej jednostkami o stałej lub zmiennej skokowo chłonności, co uzyskuje się przez przyłączenie lub odłączenie określonej liczby komór roboczych. Ze względu na specyficzną konstrukcję tego typu silniki

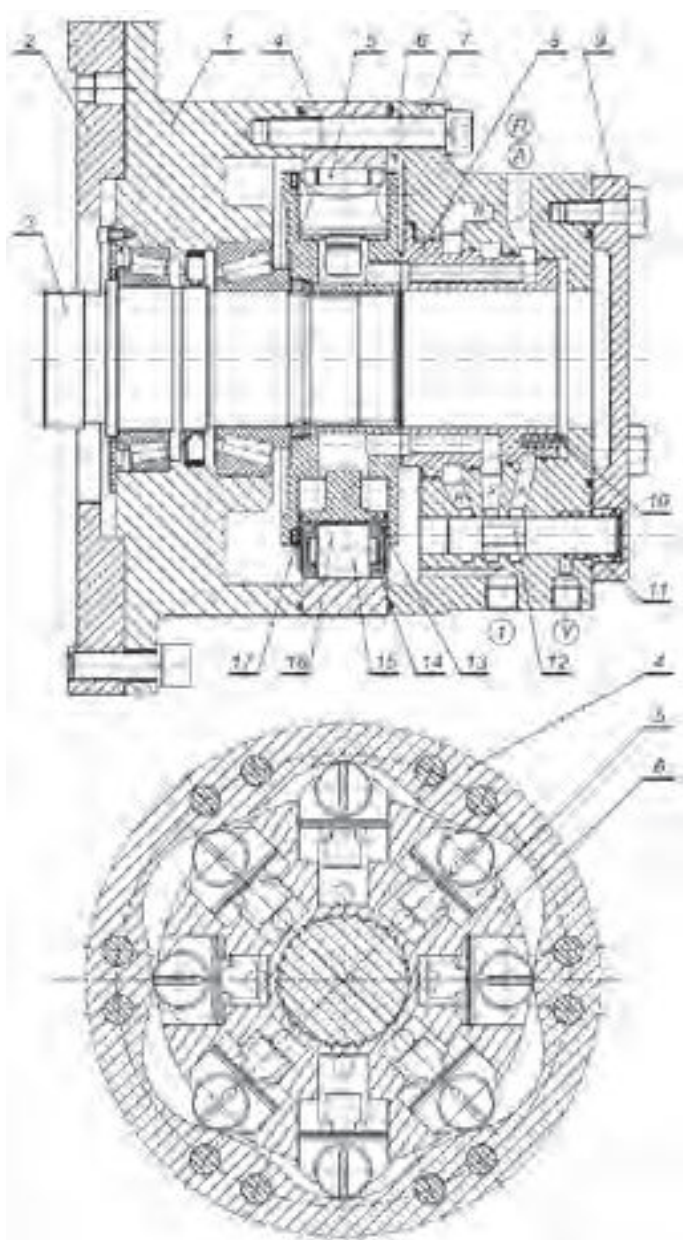
nie najlepiej pracują jako pompy, a nawet nie są przystosowane do tego trybu pracy.

Do konstrukcji obrotowych zalicza się silniki zębate, łopatkowe i obiegowo-krzywkowe (SOK). Jednostki tłoczkowe są wykonywane najczęściej jako promieniowe (jedno- i wielorzędowe), pojedynczego (tzw. mimośrodowe – z krzywką wewnętrzną) i wielokrotnego działania, tzw. krzywkowe – z krzywką zewnętrzną; konstrukcje osiowe należą do rzadkości.

### Silnik tłoczkowy promieniowy typu MS

Kopalnia Węgla Brunatnego w Bełchatowie zaangażowała do modernizacji hydraulicznego napędu jazdy transportera gąsienicowego [3], [4], [5] zespół pracowników Katedry Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej. Najistotniejsza w pracach modernizacyjnych była zamiana obiegowo-krzywkowych silników SOK 400 na nowoczesne jednostki wolnobieżne tłoczkowe promieniowe, jednorzędowe wielokrotnego działania z krzywką zewnętrzną MSE11-1 firmy Poclair-Hydraulics. Wybrano silnik dwubiegowy bez hamulca o następujących parametrach: chłonność jednostkowa 1536/768 cm<sup>3</sup>/obr, ciśnienie maksymalne 40 MPa, prędkość maksymalna 140/180 obr/min [6]. Wykorzystanie silników fabrycznych nie było możliwe, bowiem należało dostosować konstrukcję do istniejącej już części mechanicznej (hamulce i motoreduktor) przy ograniczonej przestrzeni zabudowy. Konieczne było wykonanie zespołu przeniesienia napędu: wału oraz korpusu z łożyskowaniem w wersji skróconej, co było możliwe dzięki modułowej budowie silnika, brakowi obciążenia promieniowego wału i niższemu poziomowi ciśnienia maksymalnego w układzie, w porównaniu z danymi katalogowymi silników. Konstrukcję silnika MSE-11 po adaptacji do na-

*Prof. Jacek Cink, dr inż. Marek Gozdalik i dr inż. Andrzej Kosucki pracują w Katedrze Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej.*



Rys. 1. Konstrukcja silnika MSE11-1: 1 – obudowa łożysk, 2 - tarcza pośrednia, 3 – wałek, 4 – krzywka, 5- zespół tłoczka, 6 – wirnik, 7 – korpus, 8 – tuleja rozrządca, 9 – pokrywa tylna, 10 – sprężyna rozrządu, 11- sprężyna rozdzielacza, 12 – suwak rozdzielacza zmiany biegów, 13 – tłoczek, 14 – łupki, 15 – rolka, 16 – panewka, 17- element zabezpieczający

pedu jazdy transportera pokazano na rys. 1. Wał napędowy 3 ułożyskowany w obudowie 1 zakończony jest wielowypustem, na którym osadzono wirnik 6 z ośmioma tłoczkami 13. Tłoczki wyposażone w walcowe rolki 15 ułożyskowane ślizgowo, są zabezpieczone przed obrotem i wypadnięciem (podczas demontażu) za pomocą elementu 17. Rolki tłoczków obtaczają się po sześciokrotnej krzywce 4. Płaska powierzchnia czołowa wirnika współpracuje ze stopniowaną tuleją rozrządczą 8, osadzoną i zabezpieczoną przed obrotem w korpusie 7, tworząc rozrząd typu tarczowego. Docisk powierzchni rozrządu jest hydrostatyczny

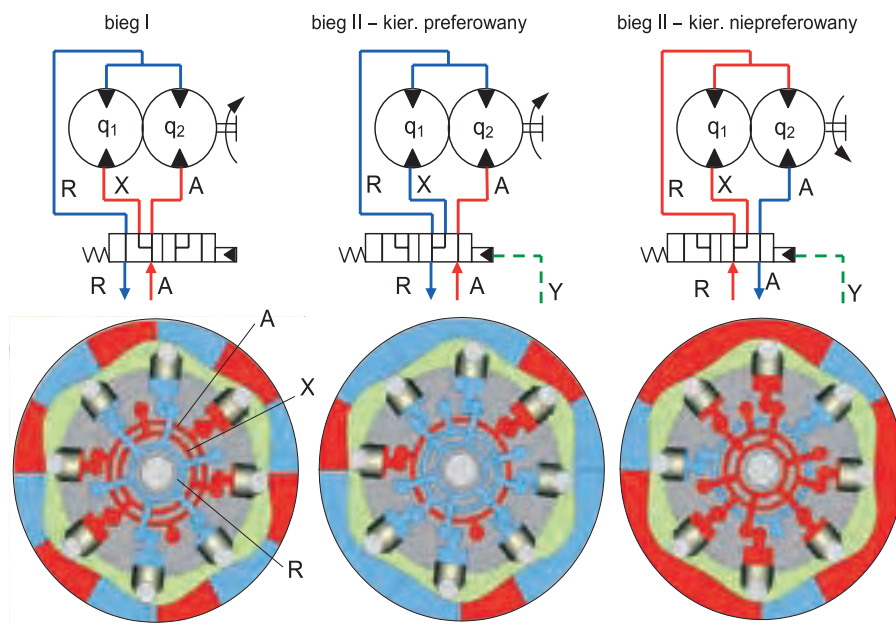
i możliwy dzięki oddziaływaniu sumarycznej siły pochodzącej od ciśnień działających na poszczególne powierzchnie pierścieniowe tulei, a siła od napięcia sprężyn 10 zapewnia wstępny docisk w stanie bezciśnieniowym. Dwanaście otworów rozrządu wyprowadzono do trzech kanałów w tulei (6+3+3). Zasilanie „A” (dla kierunku obrotów zgodnych z oznaczeniem silnika) połączono z ostatnim kanałem, a powrót „R” z kanałem pierwszym. Środkowa komora „X” jest łączona z jednym ze skrajnych kanałów za pomocą rozdzielacza zmiany biegów 12 sterowanego ciśnieniowo z przyłącza „Y”. Wszystkie części wirujące, łącznie z wewnętrznym łożyskiem wału, są smarowane olejem z przecieków zewnętrznych, wypełniającym wnętrze korpusu i odprowadzanym do zbiornika gniazdem „1”.

Opisywana konstrukcja jest dwubiegowa, tzn. istnieje możliwość skokowej zmiany chłonności jednostkowej. Jeśli brak sygnału sterującego w gnieździe „Y”, to silnik pracuje przy pełnej chłonności ( $q_1+q_2$ ) na pierwszym biegu, rozwijając nominalny moment, po doprowadzeniu ciśnienia sterującego uzyskuje się drugi, szybszy bieg przy zmniejszonej chłonności ( $q_2$ ) i zredukowanym momencie napędowym (rys. 2).

Na drugim biegu następuje redukcja liczby czynnych komór roboczych (w opisywanym silniku o połowę), co w praktyce oznacza wyłączenie z pracy wybranych trzech, powtarzających się zarysów krzywki. Jest to możliwe po wywołaniu zwarcia, za pomocą rozdzielacza zmiany biegów, wejść i wyjść skojarzonych z nimi otworów w tulei rozrządczej z przewodem niskiego albo wysokiego ciśnienia, zależnie od kierunku wirowania. Ten drugi przypadek nie jest korzystny, wywołuje bowiem wzrost strat wewnętrznych, szybsze zużycie silnika i niebezpieczeństwo jego przegrzania. Dlatego dwubiegowe silniki MSE są oznaczone jako prawe albo lewe, co jest istotne na etapie zamawiania i później podłączenia do układu. Zamiana silnika z lewego na prawy lub odwrotnie jest technicznie możliwa, jeśli zostanie obrócona tuleja rozdzielacza w drugie możliwe i oznaczone położenie, ale wymaga to demontażu silnika. Symetryczna budowa sprawia, że dla biegu pierwszego obydwa kierunki wirowania są jednakowo uprzywilejowane i nie występuje różnica w właściwościach eksploatacyjnej silnika.

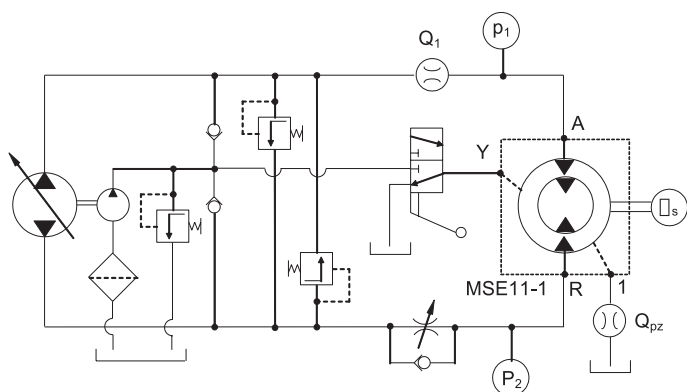
### Stanowisko badawcze

Nowe, potrzebne do modernizacji silniki zaprojektowano i wykonano w Katedrze Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej, zgodnie z opracowaną w katedrze technologią, uzgodnioną z producentem. Kompletne jednostki zalane olejem, odpowietrzone i przepłukane, by usunąć ewentualne zanieczyszczenia montażowe, zostały następnie wstępnie „dotarte” i sprawdzone na stanowisku doświadczalnym. Schemat stanowiska z rozmieszczonymi punktami pomiarowymi pokazano na rys. 3. Silnik włączono w układ o obiegu zamkniętym i obciążano ciśnieniem za pomocą zaworu



Rys. 2. Układ połączeń komór roboczych dla pierwszego i drugiego biegu silnika MSE

dławiącego, umieszczonego w linii powrotnej. Zgodnie z zaleceniami producenta podczas tego typu obciążenia nie przekraczano ciśnienia 8 MPa po stronie wyjściowej silnika. Wał silnika nie był w badaniach obciążony momentem ( $M_s = 0$ ). Układ pomiarowy umożliwił pomiar i rejestrowanie: ciśnienia  $p_1$  na wejściu i  $p_2$  na wyjściu, wartości strumienia wejściowego  $Q_1$  silnika, wielkości przecieków zewnętrznych  $Q_{pz}$  oraz kąta obrotu i prędkości kątowej  $\omega_s$  wału silnika.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego

Do pomiarów wykorzystano ośmiokanałową stację akwizycji danych Spider 8 firmy HBM z komputerem pomiarowym i nowoczesne przetworniki pomiarowe: tensometryczne czujniki ciśnienia, turbinkowe czujniki przepływu oraz nadajnik inkrementowy. Sprawdzano sprawność volumetryczną i poziom oporów wewnętrznych, zbadano także sprawność rozruchową i pracę przy bardzo niskich prędkościach obrotowych. Zbadano łącznie 10 jednostek MSE11-1, zatem prezentowane uśrednione wyniki można traktować jako reprezentatywne dla całej serii.

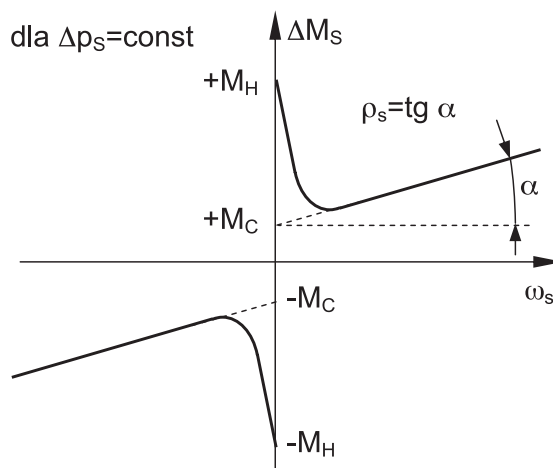
## Warunki rozruchu silników hydraulicznych

Silniki hydrauliczne, w odróżnieniu od pomp, pracują w całym zakresie dopuszczalnych obrotów i wielokrotnie są wprowadzane w stan rozruchu ze stanu spoczynku, także pod pełnym obciążeniem. Bardzo istotna dla silników hydraulicznych jest charakterystyka rozruchowa, opisująca silnika podczas przejścia ze stanu spoczynku do pewnego poziomu obrotów. Charakterystycznym parametrem każdego silnika jest moment rozruchowy, rozwijany przy obrotach zbliżonych do zera. W katalogach podawany jako minimalny moment napędowy, dostępny na wałe silnika podczas rozruchu ze stanu spoczynku i zadanej różnicy ciśnień lub jako procentowa wartość momentu teoretycznego (obliczonego jako ilo-

czyn chłonności i różnicy ciśnień), czyli w postaci mechaniczno-hydraulicznej sprawności rozruchowej. Spadek momentu rozruchowego w stosunku do momentu rozwijanego podczas ruchu wynika z dodatkowych strat wywołanych tarciem suchym mieszanym w parach tłoczek-cylinder i wszystkich połączeniach łożyskowych ślizgowo. Na rysunku 4 pokazano teoretyczną zależność przebiegu strat momentu  $\Delta M_s$  silnika, wywołanego tarciem rozruchowym i wiskotycznym w funkcji prędkości kątowej o charakterze analogicznym do tzw. krzywej tarcia Stribeck, wyrażono jako [7]:

$$\Delta M_s = [M_c + \rho_s \cdot |\omega_s| + (M_H - M_c) \cdot e^{-b|\omega_s|}] \cdot \text{sign}(\omega_s) \quad (1)$$

gdzie:  $M_c$  – moment tarcia o stałej wartości niezależny od prędkości (tarcie Coulomba) Nm,  $M_H$  – moment tarcia spoczynkowego Nm,  $\rho_s$  – współczynnik wiskotycznych strat momentu Nm·s/rad,  $b$  – stała s/rad



Rys. 4. Teoretyczna charakterystyka strat momentu silnika hydraulicznego

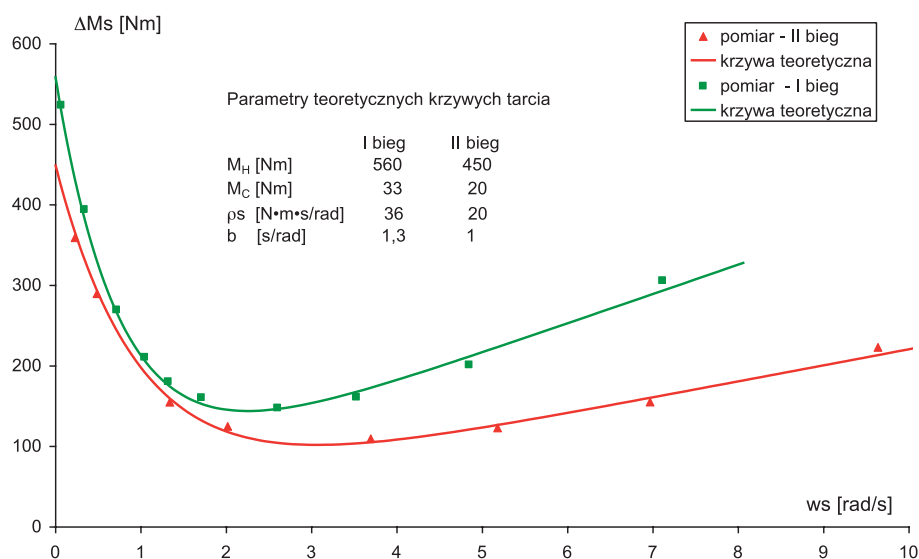
Wykonano serie badań eksperymentalnych, uwzględniając pracę silnika na biegach I i II, z różnymi prędkościami i różnymi nastawami zaworu dławiącego. Na tej podstawie określono przebiegi strat momentu silnika  $\Delta M_s = q_s \cdot (p_1 - p_2)$ , a także zależność między momentem strat  $\Delta M_s$  a jego prędkością kątową  $\omega_s$  (bez dławienia, tzn. dla  $p_2$  równego ciśnieniu doładowania). Uzyskaną eksperymentalnie zależność aproksymowano krzywą teoretyczną, określając jej parametry (rys. 5).

Poziom oporów na biegu II w porównaniu z biegiem I wywołał ok. 10% mniejszy moment tarcia spoczynkowego oraz o 40% niższe straty będące skutkiem tarcia *Coulomba* i niemal dwukrotnie mniejszy współczynnik oporów wiskotycznych. Jest to wynik zmniejszenia liczby komórek będących pod ciśnieniem  $p_1$ , a tym samym mniejszej siły działającej na rozdzielacz na II biegu silnika. Ponadto zmniejsza się liczba tłoczków obciążonych ciśnieniem, co powoduje zmniejszenie sumarycznej siły tarcia między

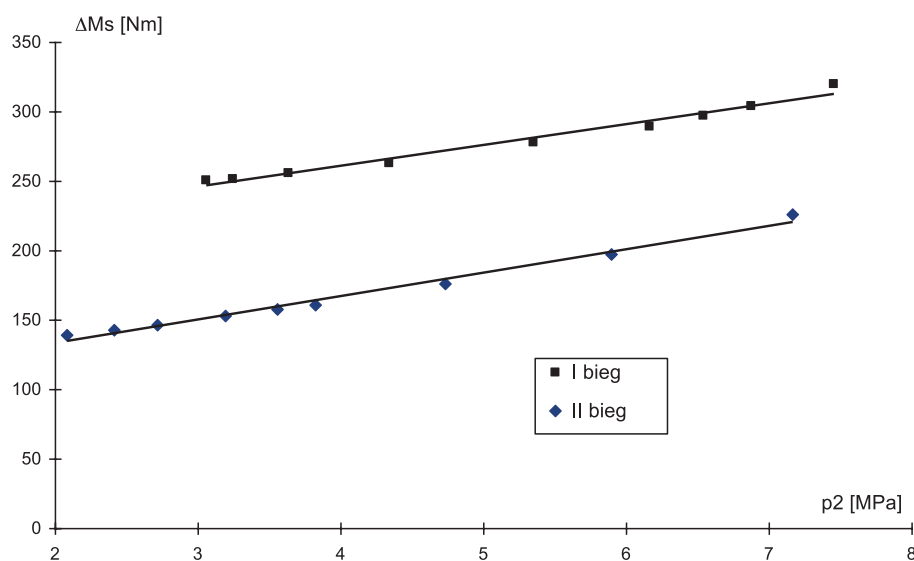
tłoczkami i cylindrami oraz zmniejszenie oporów ruchu rolek. Udział momentu oporów wynikających ze wstępnego napięcia zestawu łożysk stożkowych był mniejszy od 10% ogółu strat rozruchowych (momentu  $M_H$ ).

Dla prędkości obrotowej wynoszącej ok. 67 obr/min, ograniczonej wydajnością pompy zasilającej, określono straty momentu  $\Delta M_s$  dla różnych ciśnień  $p_2$  (rys. 6). Dla badanego zakresu ciśnień mają one charakter liniowy, przy wyraźnie niższych wartościach odpowiadających pracy na biegu II.

Korzystając z zależności  $\eta_v = \omega_s \cdot q_s / Q_1$  określono sprawność wolumetryczną silników, która dla maksymalnych ciśnień i obrotów osiąganych na stanowisku badawczym wynosiła od 0,98 do 0,99. Decydowały o niej głównie przecieki wewnętrzne, wobec bardzo małych (niemierzalnych) przecieków zewnętrznych. Do pracy silników zastosowano olej Hydraulic Premium 46, a temperatura cieczy zawierała się w przedziale od 30 do 50°C.



Rys. 5. Eksperymentalne i teoretyczne przebiegi strat momentu w funkcji prędkości kątowej silników MSE11-1



Rys. 6. Zależność strat momentu od ciśnienia wyjściowego silników MSE11-1

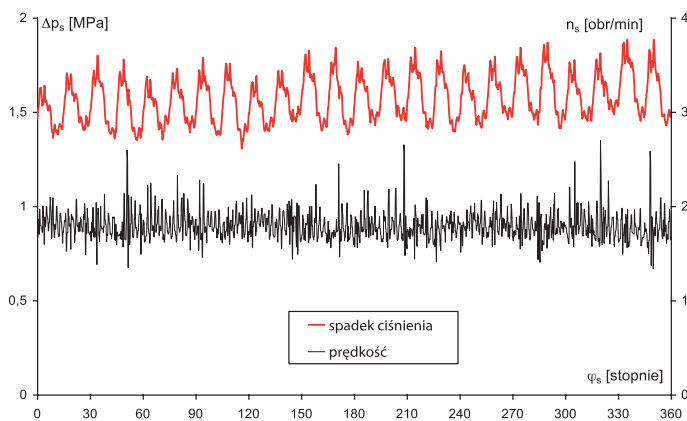
### Praca silników przy bardzo małych prędkościach

Silniki wolnobieżne ze względu na niski zakres prędkości roboczych w eksploatacji często osiągają obroty zbliżone do zera, a ich parametry zasadniczo odbiegają od obliczeń teoretycznych. Przebiegi ciśnień, momentu i chwilowej prędkości odznaczają się dużą nierównomiernością w funkcji kąta obrotu, znacznie odbiegającą, albo całkowicie niezgodną, z teoretycznymi przebiegami tych wartości. Zjawisko ma swoje źródło w bardzo dużej zmianie przecieków i strat momentu w funkcji położenia kąтового wirnika [8]. Dodatkowo, poniżej pewnej prędkości granicznej, dla określonych warunków obciążenia i właściwości oleju, mogą pojawiać się drgania cierne określane jako stick-slip (zlepianie-poślizg). Jest to zjawisko występujące przy stałej i małej prędkości ruchu względnego dwóch gładkich, przylegających do siebie powierzchni trących się ciał, tym intensywniejsze im większy jest nacisk. Efekt stick-slip wywołuje bardzo nieregularną pracę silnika, w skrajnym przypadku, polegającą na naprzemiennym rozruchu i zatrzymywaniu [9]. Przebiegi spadku ciśnienia i prędkości obrotowej nieobciążonego silnika dla małej prędkości w funkcji kąta obrotu wału pokazano na rys. 7 i rys. 8, odpowiednio dla biegów I i II.

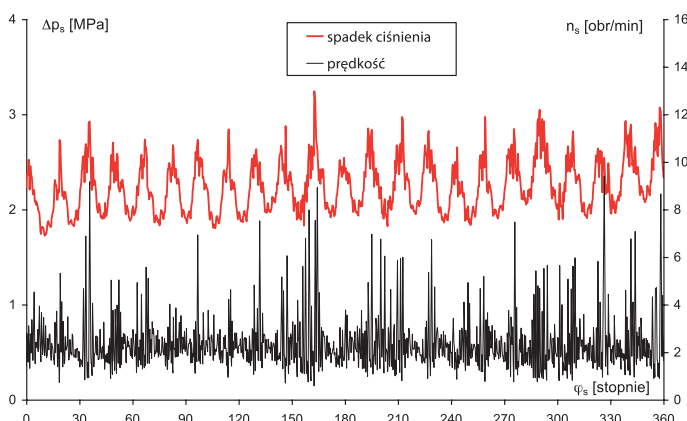
Przebieg spadku ciśnienia wykazuje regularną pulsację (24/obr), wynikającą z konstrukcji silnika. W wirniku rozmieszczono co 45° osiem tłoczków ( $z_t = 8$ ) z rolkami obciążającymi się po krzywce z sześcioma ( $z_k = 6$ ) powtarzającymi się co 60° zarysami. Podczas jednego obrotu wirnika jednakowa konfiguracja tłoczków i krzywek pojawia się  $n$  razy, według zależności (2).

$$n = \frac{z_t \cdot z_k}{z_t - z_k} = \frac{8 \cdot 6}{8 - 6} = 24 \quad (2)$$

Przebieg prędkości, zwłaszcza na biegu II, jest bardzo nieregularny, czego przyczyny można upatrywać również w sposobie pomiaru prędkości kątowej. Mogły nałożyć się tu błędy zamocowania czujnika inkrementowego (bicie promieniowe, luzy, przenoszenie drgań z silnika) oraz zbyt mała liczba impulsów (1000) czujnika na obrót, co przy ustalonym czasie próbkowania dla bardzo małej prędkości kątowej prowadzi do dużych błędów w jej określeniu.



Rys. 7. Nierównomierność biegu I w funkcji kąta obrotu wału nieobciążonego silnika MSE11-1



Rys. 8. Nierównomierność biegu II w funkcji kąta obrotu wału nieobciążonego silnika MSE11-1

Przebieg kinematycznej nierównomierności chłonności i momentu silnika promieniowego krzywkowego zależy głównie od geometrii krzywki. W zarysach optymalizowanych, będących połączeniem wielu odcinków o różnych opisach matematycznych bardzo często uzyskuje się przebiegi o pomijalnie małej nierównomierności. Oceny stopnia reje-

strowania pulsacji ciśnienia i prędkości są uwarunkowane kinematycznie, a zależność od zmian strat wewnętrznych w funkcji położenia kąтового wału, wymagają dokładnej znajomości geometrii krzywki i oddzielnych badań na specjalnie do tego celu przystosowanym stanowisku.

## Podsumowanie

Opisane stanowisko badawcze doskonale sprawdziło się w ocenie poprawności wykonania i montażu zaadaptowanych do napędu jazdy transportera silników MSE11-1. Było niezbędne do przeprowadzenia procedury pierwszego uruchomienia i pozwoliło na sprawdzenie zgodności podstawowych parametrów pracy z danymi katalogowymi silników fabrycznych. Brak możliwości obciążenia silnika momentem zewnętrznym znacznie ograniczył zestaw możliwych do wykonania badań. Uzyskane na stanowisku wyniki dają jedynie przybliżony opis własności rozruchowych jednostek i ich zachowania się przy bardzo małych prędkościach. Dokładne zbadanie silników w tym kierunku polegające min. na wyznaczeniu przebiegu start mechaniczno-hydraulicznych i wolumetrycznych w funkcji kąta obrotu wirnika oraz określeniu minimalnego momentu rozruchowego (zgodnie z normą DIN ISO 4392), wymaga zastosowania odpowiedniej procedury badawczej np. metody tzw. wymuszonego obrotu, z czym związana jest konieczność budowy specjalnego i kosztownego stanowiska [10], [11].

## LITERATURA

- [1] Strzyżek S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1990.
- [2] Ivantysyn J., Ivantysynova M.: *Hydrostatische Pumpen und Motoren*. Vogel Fachbuch, Würzburg 1993.
- [3] Bednarski S., Cink J., Gozdzalik M., Kosucki A.: *Poligonowe pomiary parametrów hydraulicznych hydrostatycznego napędu jazdy transportera gąsienicowego TUR 500.1*. *Górnictwo Odkrywkowe*, z. 4/2002.
- [4] Bednarski S., Cink J., Gozdzalik M., Kosucki A.: *Badania symulacyjne hydraulicznego mechanizmu jazdy transportera gąsienicowego TUR.500.1*. *Hydraulika i Pneumatyka*, z. 4/2002.
- [5] Cink J., Gozdzalik M., Kosucki A.: *Modernizacja układu hydraulicznego napędu jazdy transportera gąsienicowego*. *Hydraulika i Pneumatyka*, z. 3/2007.
- [6] *Hydraulikmotoren MS11-MSE11*. Katalog techniczny, Poclairn, 2007.
- [7] Glotzbach J.: *Adaptive Sekundär-Drehzahlregelung hydraulischer Rotationsantriebe*. VDI Verlag, Düsseldorf 1996.
- [7] Nonnenmacher G.: *Das Anlaufverhalten von Hydromotoren*. *Ölhydraulik und Pneumatik*, Nr. 5/1973.
- [8] Schlösser W.M.J.: *Stick-Slip Phenomena in Hydraulic Motors*. *Hydraulic Pneumatic Power* 136/1966.
- [9] Renvert P.: *Vergleich von Prüfverfahren zur Untersuchung des Anlauf- und Langsamlaufverhaltens von Hydromotoren*. Praca doktorska, RWTH Aachen, 1981.
- [10] Findeisen D.: *Ölhydraulik. Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. Springer Verlag, 2006.

Autorzy niniejszego opracowania, tematyce badań wolnobieżnych silników hydraulicznych tłoczkowych promieniowych z krzywką zewnętrzną poświęcili referat, podczas międzynarodowej konferencji „Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne ‘2007’”, Wrocław 2007.