

KOMAG INSTYTUT TECHNIKI GÓRNICZEJ

BADANIE, KONSTRUKCJA, WYTWARZANIE EKSPLOATACJA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH



ISBN 978-83-60708-52-1 Open Access (CC BY-NC 3.0. PL)





Cylinder 2011

Instytut Techniki Górniczej

Praca zbiorowa

BADANIE, KONSTRUKCJA,

WYTWARZANIE I EKSPLOATACJA

UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

Monografia

Gliwice 2011

Redakcja naukowa monografii:

Prof. dr hab. inż. Adam Klich Dr inż. Antoni Kozieł Prof. dr hab. inż. Edward Palczak

Recenzenci:

Prof. dr hab. inż. Ryszard Dindorf Prof. dr hab. inż. Adam Klich Dr inż. Piotr Osiński Prof. dr hab. inż. Edward Palczak Prof. dr hab. inż. Stanisław Szweda

Wydawca: Instytut Techniki Górniczej KOMAG ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374100, 2374355

Skład i druk: Komdruk-Komag Sp. z o.o. ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374651, 2374563

Projekt okładki: Natalia Król

ISBN: 978-83-60708-52-1

Nakład: 80 szt.

Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Wprowadzenie

Prezentujemy Państwu kolejną monografię poświęconą projektowaniu, badaniu, wytwarzaniu i eksploatacji układów hydraulicznych.

W kontekście postępującej globalizacji produkcji innowacja oparta na maksymalnym wykorzystaniu zdobyczy nauki i postępu technicznego jest podstawowym elementem wzrostu gospodarczego.

Jedną z gałęzi polskiej gospodarki będącej na czele procesu innowacji jest przemysł maszynowy, w tym obejmujący obszar wytwarzania układów hydraulicznych. Sprzyjają temu kompetencje pracowników, wydajność i kultura pracy, a także stabilne otoczenie polityczno-gospodarcze.

Najnowsze osiągnięcia z obszaru układów hydraulicznych, będące wynikiem prac badawczych w wielu ośrodkach uczelnianych, instytutach oraz jednostkach przemysłowych, są przykładem rozwoju tej dziedziny gospodarki.

Podejmowane innowacyjne projekty są niezmiernie cenne w aspekcie podnoszenia jakości wyrobów, standardów bezpieczeństwa oraz ochrony środowiska.

Zakres tematyczny monografii przedstawia ich wyniki w poszczególnych rozdziałach. W części pierwszej obejmującej projektowanie, wykonawstwo i wdrożenie urządzeń hydraulicznych wskazano trendy rozwojowe i doświadczenia eksploatacyjne.

W rozdziale drugim omówiono najnowsze badania układów hydraulicznych maszyn i urządzeń z szerokiego zakresu zastosowań przemysłowych.

W kolejnym rozdziale, dotyczącym układów sterowania, diagnostyki i monitoringu hydraulicznych napędów znajdziecie Państwo rozwiązania mechatroniczne z obszaru high-technology.

Tworzenie i badania elementów hydraulicznych układów napędowych omówiono w rozdziale czwartym.

W podsumowaniu poszczególnych rozdziałów zawarto wiele wniosków dotyczących przyszłych kierunków prac naukowo-badawczych oraz wdrożeniowych, które będą realizowane w niedalekiej przyszłości.

Redaktorzy monografii wraz z osobami zaangażowanymi w jej redakcję składają serdeczne podziękowania wszystkim Autorom oraz Recenzentom publikacji, wyrażając jednocześnie nadzieję, że przedstawione osiągnięcia naukowo-badawcze przyczynią się do rozwoju układów hydraulicznych, istotnego obszaru gałęzi przemysłu maszynowego.

> Prof.dr hab.inż. Adam Klich Dr inż. Antoni Kozieł Prof.dr hab.inż. Edward Palczak Redaktorzy naukowi monografii

Gliwice, wrzesień 2011 r.

Spis treści

1. PROJEKTOWANIE, WYKONAWSTWO I WDRAŻANIE URZĄDZEŃ HYDRAULICZNYCH

Napędy hydrauliczne maszyn roboczych i górniczych - problemy 1.1. rozwoju na początku XXI wieku 7 1.2. Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie wyporowej stosowanej w napędzie hydrostatycznym 27 Modernizacja elektrohydraulicznego urządzenia podnoszenia 1.3. 43 Azymutalny pędnik podowy z napędem hydraulicznym dla małej jed-1.4. nostki pływającej 53 1.5. Filtr samoczyszczący do wody i cieczy nisko lepkich 65 Zakres stosowania PE-UHMW na uszczelnienia i elementy prowadzące 1.6. 77 2. BADANIA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH MASZYN I URZĄDZEŃ Badanie szczelności łączników rurowych jednokanałowych z żeliwa 2.1. ciągliwego dla płynowych instalacji przemysłowych 95 2.2. Wyznaczanie charakterystyk elementów i układów hydraulicznych stanowisko dydaktyczne 105 Analiza badań doświadczalnych i modelowych hydrostatycznego układu 2.3. napędowego transportera gąsienicowego 125 2.4. Porównanie metod synchronizacji ruchu elementów wykonawczych stosowanych w układach hydraulicznych 135 Ocena dokładności wyznaczenia charakterystyki sprężysto-tłumiącej 2.5. zderzaka z ciekłym elastomerem z produkcji seryjnej 145 2.6. układu sterowania sekcji obudowy zmechanizowanej Badania w aspekcie nagłych przyrostów ciśnienia 155 Wpływ lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie 2.7. tłokowej o zmiennej wydajności 163 2.8. Wpływ prędkości obrotowej na straty objętościowe w silniku hydraulicznym 181 Porównanie strat mocy energetycznych w wybranych elementach 2.9. układów hydraulicznych 191

str.

3. UKŁADY STEROWANIA, DIAGNOSTYKI I MONITORINGU HYDRAULICZNYCH NAPĘDÓW MASZYN I URZĄDZEŃ

3.1.	Równoległa regulacja pozycyjno-siłowa serwonapędu elektrohydrau- licznego z wykorzystaniem metod adaptacyjnych	205
3.2.	Lokalizacja źródeł dźwięku w mikrozasilaczu hydraulicznym	215
3.3.	Ekspercki system monitoringu i diagnostyki pomp wirowych średnio- ciśnieniowych	229
3.4.	System monitorowania ilościowego zużycia mediów nieelektrycznych	237
	4. ELEMENTY HYDRAULICZNYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH	
4.1.	Podowy, spalinowo-hydrauliczny układ napędowy na małą jednostkę rybacką	249
4.2.	Zintegrowany układ napędu hydraulicznego nowatorskiego systemu wodowania łodzi ratunkowych z dużego statku pasażerskiego	261
4.3.	Układ hydrauliczny samojezdnej wiertnicy przeznaczonej do otworów geologiczno-poszukiwawczych	275
	Indeks autorów	289
	Streszczenia w języku polskim i angielskim	291

ROZDZIAŁ 1

PROJEKTOWANIE, WYKONAWSTWO I WDRAŻANIE URZĄDZEŃ HYDRAULICZNYCH

Napędy hydrauliczne maszyn roboczych i górniczych – problemy rozwoju na początku XXI wieku

Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk, Zygmunt Domagała – Politechnika Wrocławska

1. Wprowadzenie

Układy napędu i sterowania hydraulicznego, i pneumatycznego nie stanowią na ogół, z punktu widzenia użytkownika, końcowego produktu, lecz są projektowane, kompletowane i budowane jako część składowa różnorodnych maszyn i urządzeń, w których wypełniają określone funkcje sterowania i napędu. Układy płynowe znajduja bardzo szerokie i wszechstronne zastosowanie praktycznie we wszystkich rodzajach maszyn, np.: samolotach, statkach, okrętach, maszynach - budowlanych, drogowych, komunalnych, rolniczych, melioracyjnych, górniczych, dźwigowych, pojazdach samochodowych i szynowych, obrabiarkach do drewna i metali, maszynach do przeróbki plastycznej metali, gumy i tworzyw sztucznych. O rodzaju układu stosowanego w danej maszynie i tworzących go komponentach – elementach i zespołach hydraulicznych, pneumatycznych, elektrycznych decyduje stopień wypełnienia wymagań technicznych, ekonomicznych, a coraz częściej ekologicznych. Komponenty te mogą pochodzić od wielu producentów krajowych lub zagranicznych, mogą to być elementy typowe - standardowe lub zaprojektowane dla potrzeb danej maszyny lub urządzenia finalnego.

Zapotrzebowanie na komponenty stanowi pochodną popytu na maszyny i urządzenia, będące głównie środkami produkcji w procesie wytwarzania szeroko rozumianych dóbr konsumpcyjnych. Popyt na prace badawcze i rozwojowe oraz kształcenie kadr w obszarze techniki płynowej stanowi pochodną zapotrzebowania na wyroby hydrauliki i pneumatyki. W pewnym uproszczeniu można powiedzieć, że jest to druga pochodna popytu na gotowe maszyny i urządzenia, a pochodna rzędu trzeciego w stosunku do ogólnej sytuacji gospodarczej, a procesu inwestycyjnego w szczególności. Stąd zagadnienia rozwoju komponentów, takich jak elementy i zespoły oraz układy napędu i sterowania hydraulicznego należy rozpatrywać zawsze w kontekście poziomu rozwoju gospodarczego i jego dynamiki oraz poziomu technologii w danym kraju, obszarze lub sektorze. Jest to szczególnie ważne, ponieważ komponenty stosowane w różnych branżach przemysłu budowy maszyn muszą być dostosowane do ich specyfiki i wymagań, z jednej, a uwzględniać punkt widzenia, np. badacza, projektanta układów, konstruktora, dystrybutora i użytkownika, z drugiej strony.

Niniejszy rozdział monografii powstał z inspiracji dyrekcji Instytutu Techniki Górniczej KOMAG i stanowi próbę kompleksowego ujęcia zagadnień związanych z rozwojem układów napędu i sterowania hydraulicznego maszyn

roboczych i górniczych, a także próbę identyfikacji przynajmniej niektórych szczegółowych problemów już rozwiązanych, bądź aktualnie rozwiązywanych, a także tych czekających na rozwiązanie albo jeszcze dotychczas nieujawnionych.

2. Rozwój produktu i technologii – elementy mEtodologii

Doświadczenia ostatnich kilkudziesięciu lat pokazały, że dokonane przez naukę odkrycia nowych zjawisk lub mechanizmów rządzących procesami od dawna znanymi i tylko niekiedy wykorzystywanymi pozwalają przewidywać, jakie technologie i urządzenia (artefakty) mogą zostać opracowane na ich podstawie. Jeżeli dany nowy wyrób lub technologię da się zasymulować w odpowiednich warunkach laboratoryjnych to z dość dużym prawdopodobieństwem można przewidywać proces rozwoju jego głównych parametrów użytkowych (technicznych) w postaci zbliżonej do krzywej logistycznej (rys. 1).



Rys.1. Rozwój parametrów użytkowych produktu (technologii) [9]: a) w ramach jednej generacji, b) przez kilka generacji (I, II, III, IV)

Faza pierwsza zaczyna się w chwili narodzin idei nowego wyrobu lub oparcia jego konstrukcji na nowych zasadach i trwa do czasu, kiedy dzięki badaniom rozwojowym i wdrożeniowym wzrost nakładów zaczyna dawać efekty liniowe w przyroście parametrów technicznych.

Druga faza cechuje się wspomnianą już liniową zależnością między nakładami na prace rozwojowe, a parametrami technicznymi (odcinek A-B).

Faza trzecia – krzywa rozwoju przechodzi w stan nasycenia, zbliża się asymptotycznie do granic fizycznych rozwoju wyrobu, kiedy to nakłady na prace rozwojowe przynoszą minimalne efekty.

Pojawienie się nowych odkryć lub/i wynalazków umożliwia osiąganie lepszych parametrów użytkowych – rozpoczyna nową generację technologiczną (rys. 1b).

Znakomita większość wyrobów utrzymuje się na rynku przez kilka generacji technologicznych. Wyrobem takim może być przykładowo komputer

(układy próżniowe, tranzystorowe, o wielkiej integracji) lub samolot (silnik tłokowy, odrzutowy, rakietowy). W przybliżeniu rozwój ten można przedstawić jako kolejne krzywe logistyczne I, II, III bazujące na parametrach poprzedniej generacji. Zasadniczym problemem są tu decyzje co do:

- zaniechania prac nad wyczerpującą swoje możliwości generacją,
- rozpoczęcia prac rozwojowych nad nową generacją,
- wprowadzania wyrobów nowej generacji do produkcji.

Analiza przebiegu rozwoju istniejących produkowanych wyrobów i prognozowanie wyrobów nowej, kolejnej generacji wiąże się ściśle z nakładami i z polityką innowacyjną firmy (branży). Dają się one wyrazić za pomocą szeregu wskaźników będących miarą strategii technicznej [9]:

- intensywność B+R, nakłady B+R/przychód firmy (tabela 1),
- wskaźnik B+R/inwestycje produkcyjne,
- wskaźnik sprzedaży nowych produktów (SNP),
- patenty na 100 pracowników sfery B+R.

Postęp technologiczny obecnie wynika, w sensie statystycznym, z ilości i wagi dokonanych odkryć naukowych, opracowanych wynalazków i ich wdrożenia czyli innowacji. W swoim zasadniczym nurcie jest on wyraźnie skorelowany z wartościami wymienionych wyżej wskaźników. Należy w tym miejscu wyraźnie stwierdzić, że odkrycie, wynalazek, patent, nowa konstrukcja, prototyp to jeszcze nie innowacja. Innowacją to pierwsze, przynajmniej w danym obszarze zastosowanie przemysłowe (rynkowe), wykorzystanie nowego rozwiązania technicznego lub technologicznego (organizacyjnego), którego efektem są:

- nowe lub udoskonalone produkty (wyroby lub/i usługi),
- nowe lub zmodernizowane metody wytwórcze (zwiększające wydajność, obniżające koszty i zagrożenia, poprawiające ekologiczność),
- zmiany organizacyjne w produkcji, dystrybucji, promocji i eksploatacji.

Dlatego przez pojęcie innowacyjności rozumiemy całokształt zagadnień i działań naukowych, badawczych, technicznych, technologicznych, organizacyjnych, prawnych, finansowych i handlowych, które prowadzą do pojawienia się na rynku nowych lub udoskonalonych produktów. Odnosi się to pojęcie do tak zwanych epokowych produktów, jak i do rutynowego ulepszania produktów wcześniej wytwarzanych.

Pojęcie innowacji ściśle wiąże się z pojęciem nowości – oryginalności systemu technicznego. Oryginalność maszyny, urządzenia wyznaczają te cechy, które wyróżniają je spośród innych maszyn. Uznanie oryginalności nie zawiera oceny jakości, oryginalność może przyczynić się zarówno do jej poprawy, jak i pogorszenia. Przyjmując za podstawę klasyfikacji oryginalności poziom abstrakcji można wyróżnić [19].

Oryginalność całkowitą, w której maszyna wykonuje zadania nigdy przedtem nie realizowane przez urządzenie techniczne. Zwykle jest to przewrót w danej dziedzinie techniki, np. samochód, samolot, maszyna drukarska.

Oryginalność zasady działania – urządzenie wykonuje swoją funkcję wykorzystując inne zjawiska fizyczne lub chemiczne niż urządzenie wcześniej stosowane, np. pompa tłokowa i pompa wirowa, sterownik mechaniczny i sterownik PLC.

Oryginalność postaci konstrukcyjnej i/lub materiału. Zasada działania i struktura funkcjonalna znana. Zróżnicowanie kształtu, rozmieszczenia zespołów i elementów.

Oryginalność technologiczna wiąże się ze sposobem wytwarzania maszyny o znanej postaci konstrukcyjnej, np. nitowanie zastąpione przez spawanie, a to z kolei przez zgrzewanie. Ten poziom oryginalności wiąże się ściśle z kosztami produkcji.

Oryginalność cech drugorzędnych (pozorna) dotyczy takich elementów jak marka, design, doradztwo, szkolenia, serwis, gwarancja, cena itp. Ten poziom oryginalności jest bardzo ważny bo klienci głównie na tej podstawie podejmują decyzje o zakupie produktu. Dotyczy to w pierwszym rzędzie dóbr konsumpcyjnych, ale również dóbr i usług przemysłowych.

Brak oryginalności – urządzenie lub ich zespoły typowe znormalizowane.

Zasadniczym motorem postępu w technologiach początku XXI wieku jest rozwój i aplikacje w trzech szeroko rozumianych dziedzinach, na które przeznaczone są olbrzymie zasoby ludzkie i kapitałowe:

- nauka o materiałach i inżynieria materiałowa,
- elektronika i informatyka oraz telekomunikacja,
- bioinżynieria i inżynieria środowiska.

Rezultaty tych lawinowo rozwijających się obszarów wpływają w sposób istotny na technikę i procesy produkcyjne, a także na wszystkie inne dziedziny życia. Czynnikiem decydującym o rozwoju gospodarczym jest obecnie konkurencyjność oferowanych na rynku wyrobów i usług. Składowymi decydującymi o międzynarodowej konkurencyjności gospodarki jest jej innowacyjność i produktywność.

3. Prognoza dla przemysłu maszyn i urządzeń

Prognozowanie zachowania się rynku w okresie silnych turbulencji i potencjalnych zagrożeń jest niezwykle ryzykowne, z drugiej zaś strony po prostu konieczne. Biorąc pod uwagę najsilniejszy przemysł maszynowy w UE, czyli Niemcy (37% udział w produkcji) możemy uchwycić pewne prawidłowości.



Jest to tym bardziej ważne, że to Niemcy mają największy udział w polskim eksporcie.

Rys.2. Rozwój sprzedaży maszyn i urządzeń, techniki płynowej oraz hydrauliki i pneumatyki w Niemczech w latach 1980-2011 [10]

Analizując rozwój sprzedaży (rys. 2) maszyn oraz wyrobów i usług hydrauliki i pneumatyki można powiedzieć, że proces wychodzenia z kryzysu jest faktem. Dobrze jest jednak przyjrzeć się danym dla maszyn budowlanych, górniczych oraz hydrauliki zebranych w tabeli świadczących o zaawansowanej turbulencji rynku.

Wzrost zamówień w wybranych grupach maszyn i urządzeń w przemyśle Niemiec [5, 23]

Soltton	2008 do	2009 do	2010 do	2011 do
Sektor	2007	2008	2009	2010
Maszyny i rządzenia budowlane	-35	-64	+59	+55
Maszyny do produkcji materiałów	13	52	+ 13	. 55
budowlanych	+3	-32	+43	+33
Maszyny i urządzenia górnicze	+17	-49	+48	+10
Hydraulika maszynowa	-23	-74	+137	+58

Obecnie następuje istotny wzrost nowych zamówień w znakomitej większości branż przemysłu maszynowego (rys. 3). Analiza poziomu wartości sprzedaży pokazuje, że w większości branż maszynowych jest on jeszcze daleki od stanu sprzed kryzysu (rys. 4 i 5).

Potwierdzają to również wyniki eksportu maszyn i urządzeń z Niemiec (rys. 6) do krajów europejskich i USA. Oczywiście sprzedaż maszyn do Chin, Korei Płd. i Brazylii ma stały wzrost.



Rys.3. Wzrost nowych zamówień w wybranych branżach przemysłu Niemiec Jan-Feb 2011/ Jan-Feb 2010 [10]



Source: VDMA

Rys.4. Obroty w wybranych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec w 2010 roku w porównaniu do roku najlepszego w % [23]

Prognozy rozwoju światowego przemysłu maszynowego mają dla znakomitej większości krajów charakter optymistyczny. Dotyczy to zarówno ważnych wskaźników makroekonomicznych, jak i samego przemysłu maszynowego.



Rys.5. Obroty w wybranych sektorach przemysłu maszynowego Niemiec w 2010 roku w porównaniu do roku najlepszego w % [23]



i 2010 [23]

Przeanalizowanie danych zawartych na rysunkach 7 i 8 pozwala, z pewną dozą ostrożności, patrzeć optymistycznie w bliższą i nieco dalszą przyszłość.





Source: National Associations, VDMA Economists

Rys.7. Wzrost obrotów światowego rynku maszyn i urządzeń 2010-2011 [23]



GDP, Industrial/Mech. Engineering Production (real), Growth rates* p.a. in %, 2011-2015

Rys.8. Prognoza głównych wskaźników ekonomicznych ważnych krajów i regionów 2011-2015 [23]

4. Współczesne techniki i narzędzia rozwoju napędu i sterowania hydraulicznego

Z przedstawionej w poprzednim punkcie analizy działań będących motorem postępu technologicznego w układach płynowych dominuje wpływ elektro-

niki i informatyki, na drugiej pozycji są nowe materiały, aplikacje bioniki mają charakter sporadyczny, głównie w napędach pneumatycznych.

Wszechobecność elektroniki i informatyki, ich wygoda i przyjazność powodują przechodzenie od układów mechano-pneumo-elektro-hydraulicznych do układów mechatroniki (rys. 9).



Rys.9. Definicja mechatroniki [21]

Do rozwiązywania różnych zagadnień elementów i układów napędu i sterowania hydraulicznego wykorzystuje się obecnie, w coraz większym stopniu, jako narzędzia:

 Systemy ekspertowe w projektowaniu i diagnostyce. Wykorzystują one wiedzę wielu specjalistów, składają się z bazy wiedzy i interpretatora. Przykład wyników działania systemu ekspertowego wspomagającego generowanie wariantów struktury i dobór elementów z określonych katalogów (rys. 10).



Rys.10. Alternatywne rozwiązania układów hydraulicznych generowanych przy użyciu systemów ekspertowych [4]

 Metody i techniki sztucznej inteligencji, takie jak sztuczne sieci neuronowe, logika rozmyta (fuzzy logic) oraz algorytmy genetyczne i ewolucyjne w sterowaniu i diagnostyce [7, 14] (rys. 11 i 12).



Rys.12. Fuzzy logic z regulatorem PID [14]

- INTERNET w poszukiwaniu i pozyskiwaniu informacji, marketingu, projektowaniu elementów i układów, a także monitorowaniu i diagnostyce układów hydraulicznych. Wszystkie liczące się firmy produkcyjne i serwisowe oraz instytucje mają własne strony internetowe. Oprócz danych o firmie można mieć dostęp do katalogów wyrobów, a także otrzymać ofertę techniczną i cenową, czy wręcz zaprojektować układ hydrauliczny. Większość producentów umożliwia zawieranie transakcji tą drogą, np. w przypadku PARKER HANNIFIN ponad połowa. Strony internetowe posiadają oczywiście stowarzyszenia i jednostki naukowo-badawcze, np. aktywna Fluid Power Net International oraz CETOP.
- RAPID PROTOTYPING szybkie prototypowanie w procesie projektowania i wytwarzania prototypów elementów i zespołów.
- CONTROL RAPID PROTOTYPING szybkie prototypowanie systemów sterowania umożliwiających projektowanie, testowanie i implementację zaawansowanych systemów sterowania pracujących w czasie rzeczywistym.

- Holografia laserowa i elastooptyka w analizie przepływu i w kształtowaniu korpusów elementów hydraulicznych.
- Holografia akustyczna i metoda sondy akustycznej w wibroakustycznej analizie i kształtowaniu wyrobów (rys. 13),



Rys.13. Intensywność natężenia dźwięku na powierzchni zasilacza hydraulicznego, n = 1180 obr/min, p = 18 MPa, częstotliwość od 100 do 8000 Hz [8]

- **Termowizja** umożliwiająca identyfikację intensywności i sprawności przemian energetycznych w elementach i zespołach hydraulicznych.
- Fluorescencja badanie powierzchniowych wad i uszkodzeń materiałów za pomocą penetratorów fluoroscencyjnych.

Oczywiście powyższy zbiór nie jest kompletny. Mnogość i atrakcyjność ofert i możliwości płynących ze strony elektroniki, informatyki i telekomunikacji wywołuje zamieszanie, a niekiedy zagubienie specjalistów, szczególnie starszych, z zakresu napędów i sterowania hydraulicznego. Wśród młodszej generacji pasjonującej się informatyką zaczyna pojawiać się pogląd, że elektronika i informatyka już rozwiązała, albo nastąpi to niebawem, główne problemy hydrauliki. Tym bardziej, że z mechatroniki wyodrębniają się nowe obszary HYDROTRONIKA i PNEUMOTRONIKA.

Niestety nie jest aż tak źle (czy dobrze) i bezrobocie z tego tytułu hydraulikom nie grozi. Potwierdzeniem rozwoju tego kierunku mogą być prognozy rosnącej sprzedaży elementów elektroniki – wzrost udziału elementów elektrohydraulicznych z 4% w 2005 r. do 14% w 2010 r. (rys. 14) i samych komponentów elektroniki (rys. 15).

Na przełomie wieków, ba tysiąclecia, różni autorzy z wielu ośrodków krajowych i zagranicznych przedstawiali swoje wizje rozwoju hydrauliki i pneu-

matyki. Najbardziej kompleksowe i stojące na realnych podstawach były poglądy europejskiego "guru" techniki płynowej prof. Wolfganga Backe [1]:

1. Zwiększenie stosowania metody sztywnych elementów skończonych i charakterystyk reologicznych materiałów metalowych i niemetalowych do optymalizacji przepływu przez elementy, jak również minimalizacji poziomu emitowanego hałasu.



Rys.14. Przewidywane udziały komponentów hydrauliki w sprzedaży krajowej w 2010 roku [6]



Rys.15. Przewidywane zapotrzebowanie na różne elementy elektroniczne dla elektrohydrauliki w mln USD [6]

2. Zwiększenie wykorzystania systemów symulacyjnych do obniżenia czasu projektowania, badań oraz oceny komponentów i układów.

- 3. Zastosowanie nowych materiałów i projektowanie w celu poprawienia charakterystyk zużycia i właściwości trybologicznych. Ma to spowodować zmniejszenie wytężenia konstrukcji i w ten sposób kosztów.
- 4. Ochronę środowiska poprzez:
 - stosowanie elementów i układów o wyższych sprawnościach energetycznych, w szczególności z akumulacją i rekuperacją energii,
 - popieranie rozwoju w uszczelnieniach i technologiach łączenia,
 - rozwój i stosowanie cieczy biodegradowalnych.
- 5. Poprawianie charakterystyk statycznych i dynamicznych napędów hydraulicznych i pneumatycznych poprzez :
 - stosowanie układów elektroniki cyfrowej,
 - specjalne zintegrowane urządzenia elektroniki w komputerach,
 - zwiększenie stosowania współczesnych koncepcji sterowania.
- 6. Uproszczenie użytkowania, składowania, diagnostyki i konserwacji za pomocą zaawansowanych systemów komunikacyjnych, np. zarządzania siecią FIELBUS, CANBUS.

Wydaje się, że do tej listy należy dopisać dwa dynamicznie rozwijające się obszary:

- technika napędu i sterowania mikroelementów płynowych, a w niektórych zastosowaniach także nanomaszyny i nanotechnologie.
- systemy płynowe w inżynierii medycznej, zarówno urządzenia wspomagające, jak i implanty.

5. Prognozy korporacji przemysłowych

Nieco inne spojrzenie na przyszłość hydrauliki i pneumatyki w pierwszej dekadzie XXI wieku mieli przedstawiciele firm amerykańskich: **Sauer-Sundstrand**, **Eaton Corporation, John Deere, Caterpilar** [24]. Jest to w okresie globalizacji produkcji i rynku ważne również dla rynku europejskiego i krajowego, z co najmniej trzech powodów:

- jest to prognoza korporacji przemysłowych, a nie ekspertów akademickich,
- dwie firmy to producenci komponentów, a dwie reprezentują finalistów producentów mobilnych maszyn budowlanych,
- doświadczenia północnoamerykańskie zwykle wyprzedzają to, co później będzie występować w innych krajach.

5.1. SAUER-SUNDSTRAND

Wysiłki B+R będą skupione przeważnie na trzech obszarach:

- obniżeniu wskaźnika kosztów produkcji,
- zmniejszeniu rozmiarów elementów,
- wysokim poziomie i udziale sterowania i elektroniki mechatronika.

Na tej liście priorytetów brak jest takich celów (hałaśliwość, sprawność, ekologia), dla firmy najważniejsze jest kryterium stopa zwrotu inwestycji (ROI).

5.2. EATON

B+R będą dominować na trzech kierunkach:

- obniżenie poziomu hałasu emitowanego przez hydraulikę (szczególnie dla warunków europejskich) będzie konieczne ze względu na znaczne obniżenie emisji hałasu przez silniki spalinowe; udział układów hydraulicznych jako źródła hałasu będzie rósł,
- poprawa wskaźnika energetycznego gęstości mocy; w 1999 r. w USA w lotniczych układach hydraulicznych gęstość mocy wynosiła 10 kW/kg, a w maszynach mobilnych 4 kW/kg; podwyższenie tego wskaźnika będzie się odbywać poprzez:
 - stosunkowo nie duży wzrost ciśnień roboczych i nieco większy wzrost prędkości,
 - obniżenie ciężaru nowe materiały.
- zintegrowanie systemu elektroniki i zagadnienia niezawodności; przewiduje się wykorzystanie zasad użytkowania w oparciu o procedury rynku samochodowego.

5.3. JOHN DEERE

Reprezentuje punkt widzenia producenta maszyn rolniczych oraz do robót ziemnych i zwraca uwagę na następujące elementy:

- trend wirtualnego projektowania np. symulacja i rapid prototyping,
- znaczny wzrost ciśnień roboczych, większy niż w prognozach producentów elementów,
- niezawodność powiązana z kompleksowym bezpieczeństwem maszyny; elementy hydrauliki muszą być wyposażone w systemy rozpoznawania ich stanów wewnętrznych, tak aby te informacje mogły być implementowane przez zaawansowane systemy sterowania,
- w filtracji cieczy nie przewiduje się zasadniczej poprawy systemów filtracyjnych; następuje zorientowanie w kierunku projektowania komponentów o wysokim poziomie tolerancji na zanieczyszczenia,
- specyfika rynku maszyn rolniczych powoduje zwrócenie się w kierunku generacji układów niskociśnieniowych i o niskich kosztach; ma to poprawić konkurencyjność w segmencie wyrobów o niezbyt zaawansowanych technologiach.

5.4. CATERPILAR

Przewidywane trendy pierwszej dekady przedstawiono w postaci tabelarycznej (tabele 2 i 3).

Tabala 2

Tabela 3

Parametr maszyny	1999 r.	2004 r.	2009 r.
Udział maszyn z wyposażeniem elektronicznym [%]	5	60	90
Rodzaj sterowania	operator	półautomatyczne	sterowanie zintegrowane
Koszt całkowity	100%	80%	50%
Niezawodność	Х	2x	4x
Emisja hałasu	Х	x/2	x/4

Prognoza dla układów hydraulicznych maszyn [24]

Prognoza	dla	kom	ponentów	hy	drauliki	[24	1
				•			

Parametr maszyny	1999 r.	2004 r.	2009 r.
Ciśnienie robocze w barach	250	350	400
Temperatura cieczy w °C	100	110	120
Udział cieczy ekologicznych [%]	<5	20	50
Czas użytkowania cieczy roboczej w godz.	1000-2000	2000-4000	>5000
Filtracja	Х	2x	3x

Zapoznając się i analizując powyższe dane nasuwają się dwa pytania. Pierwsze jakie były prognozy korporacji europejskich, takich jak Bosch-Rexroth czy Hydac. Firmy te nie ujawniły na początku dekady swoich planów, wyraźnie jednak kierunki ich działalności w tej dekadzie pokrywały się istotnie z wyżej omówionymi. Szczególną uwagę zwracają natomiast na kompleksową obsługę potrzeb klienta – finalnego producenta maszyny poprzez identyfikację potrzeb, projektowanie, dostawę i kompletację układów, szkolenia i serwis eksploatacyjny.

6. Główne problemy rozwoju napędów i sterowań hydraulicznych w maszynach roboczych i górniczych

Nadchodzący czas będzie w sposób bezwzględny weryfikować nasze wyobrażenia, wizje, marzenia i prognozy. Stąd próba uświadomienia sobie czynników, uwarunkowań i tendencji rozwojowych w szeroko rozumianym otoczeniu: technologicznym, ekonomicznym, ekologicznym, prawnym, ergonomicznym. Próba uświadomienia sobie nieustannej konkurencyjności wobec innych technologii napędowych jest warunkiem koniecznym, aczkolwiek nie wystarczającym do określenia problemów związanych z rozwojem napędów hydraulicznych w maszynach roboczych i górniczych.

I. Pierwszy i jak się wydaje nieuchronny trend wiąże się z tym, że technika płynowa wypierana jest przez układy elektryczne. Widać to od dawna na polu obrabiarek, samochodów, samolotów, ale także w obszarze MRC np. żurawie pokładowe z napędem elektrycznym czy też kombajny węglowe

lub koparki wielkoczerpakowe w górnictwie odkrywkowym. Tę nieprzyjemną dla nas tendencję potwierdzają eksperci Komisji Technicznej CETOP, a widać to wyraźnie z raportów ORGALIME.

II. Po drugie należy zawsze brać pod uwagę aktualną i przewidywaną sytuację gospodarczą, która dla europejskiego sektora przemysłu maszynowego jest dość optymistyczna, przeciętny prognozowany wzrost ma wynieść w 2011 r. nieco poniżej 10%. Działania sfery B+R będą wynikały z przyjętej przez poszczególne firmy i korporacje strategii w okresie wychodzenia z kryzysu.

W tabeli 4 przedstawiono różne rodzaje strategii i udziały ich potencjalnej realizacji jako lekcja wynikająca z doświadczeń kryzysu gospodarczego.

Tabela 4

		•			
Strategia defensywna	Strategia buforowa	Strategia ofensywna			
(15,1%)	(31,8%)	(41,8%)			
Obniżanie ryzyka (22% [*])	Wzrost elastyczności (43% [*])	Wzmacnianie potencjału innowacyjnego (56% [*])			
 instalowanie systemów wczesnego ostrzegania 	 wykorzystania wielkości (efekt skali) 	 rozwój nowych produktów doskonalenie procesów 			
 doskonalenie zarządzania ryzykiem 	 kosztów stałych czasu pracy 	 stosowanie nowych tech- nologii 			
 zmniejszanie zależności od nowych biznesów 	Doskonalenie rozsądnego finansowania (28%)	Rozwój zasobów ludzkich (pracowniczych) (31%)			
Zmniejszanie tempa wzrostu (9%)	 ulepszanie przejrzystości zarządzania 	- doskonalenie kompetencji			
 zmniejszanie wielkości spowolnienie inwesto- 	 korzystanie z alternatyw- nych źródeł finansowania 	- strategie utrzymania za- trudnienia			
wania - więcej ostrożnego wzrostu	 tworzenie źródeł finanso- wania 				
	 koncentracja na wybra- nych produktach 				
*) Udział odpowiedzi otrzymanych od głównych firm przemysłu maszynowego					
(obroty powyżej 10 mln EUR)					

Lekcja z kryzysu – strategie ważnych firm przemysłu maszynowego [23]

- III. Polska jako członek UE jest zobligowana do przestrzegania prawa unijnego, uwzględniania dyrektyw i norm. Komisja UE poprze swoją dyrektywą tzw. 3x20 stawia do roku 2020 następujące cele [11]:
 - obniżenie emisji gazów cieplarnianych o 20%,
 - wzrost sprawności energetycznej o 20%,
 - udział odnawialnych źródeł energii 20%.

Plan tego zamierzenia obejmuje audyty energetyczne, intensywne wdrożenie dyrektyw projektowania ekologicznego, a także środki finansowe na realizację wysoko sprawnych energetycznie inwestycji. Dyrektywa "ecodesign" jest realizowana w trzech fazach:

- produkty masowe i konsumpcyjne np. żarówki, pralki, pompy, sprężarki,

- podstawowe i przemysłowe dobra np. piece przemysłowe, maszyny technologiczne,
- systemy przemysłowe.
- IV. Kolejnym problemem rozwoju branży hydrauliki jest rozdrobnienie, wręcz atomizacja działań w sferze B+R głównie w ośrodkach akademickich, pomimo licznej kadry i silnego zaplecza laboratoryjnego. Do ambicji osób i ośrodków dołącza się niewydajny system nauki w naszym kraju. Brak spojrzenia na powiązanie sfery B+R z fazami życia produktu: projektowanie i badanie, wytwarzanie, promocja i dystrybucja, eksploatacja i likwidacja. Zakres tematyczny konferencji CYLINDER obejmuje praktycznie cały ten temat. Nawet ciekawy rezultat w postaci przebadanego prototypu stanowi zaledwie 10-15% działań i środków potrzebnych do sukcesu czyli wejścia na rynek.
- V. Kolejny bardziej już szczegółowy obszar stanowią problemy analizy ryzyka i metody eliminowania zagrożeń stwarzanych przez zespoły i układy hydrauliczne – co wynika bezpośrednio z Dyrektywy Maszynowej i oceny zgodności z Dyrektywą ATEX obejmującą projektowanie, wytwarzanie i eksploatację zespołów i układów hydraulicznych zamontowanych np. na ładowarkach, czy w podporach górniczych [12, 13]. Producenci często nie uwzględniają wielu uwarunkowań, co wykazują badania atestacyjne [13, 17]. Inną słabością tego obszaru jest szczątkowe lub zerowe uwzględnienie tej tematyki w programie studiów wyższych uczelni technicznych – jako mało akademickie np. w porównaniu do teorii termoplastyczności (sprężystości).
- VI. Wprowadzenie elementów automatyzacji procesów roboczych i bieżącej obsługi maszyn roboczych odbywa się ze zróżnicowaną intensywnością. Wynika to z różnego charakteru pracy poszczególnych rodzajów tych maszyn i stopnia skomplikowania cyklu roboczego. Zasadniczą barierą ograniczającą wprowadzania nowoczesnych rozwiązań była i jest cena układów i jednostek elektrohydraulicznych. Układy automatycznego sterowania zazwyczaj obejmują [22]:
 - wzajemną kontrolę silnika spalinowego i układu hydraulicznego,
 - precyzyjną realizację złożonego ruchu osprzętu [15, 22],
 - zapewnienie bezawaryjnej i bezkolizyjnej pracy, w tym układy monitorująco-diagnostyczne.
- VII. Jedną z głównych przyczyn eliminacji układów hydraulicznych, obok niskiej sprawności energetycznej, są problemy eksploatacyjne. Problemy te są związane z medium roboczym – cieczą hydrauliczną [20], wymaganiami odnośnie utrzymania jej parametrów, takich jak: temperatura, czystość, niepalność, przeciekami zewnętrznymi oraz wysokim poziomem emitowanego hałasu.
- VIII. Kolejną, zapewne nie ostatnią, grupą problemów jest problem kadr technicznych przygotowanych odpowiednio do obsługi, serwisu, modernizacji,

projektowania itp. zespołów i układów hydraulicznych w różnych maszynach roboczych i górniczych. W tym obszarze mamy do czynienia z bardzo różnorodnymi sytuacjami. Kształcą takie kadry wyższe uczelnie, szkoły średnie, ośrodki SIMP, ośrodki firm np. FESTO, BOSCH Rexroth, CATERPILAR. Programy i sposób ich realizacji jest bardzo różny, niekiedy pozostawia wiele do życzenia. W krajach o wysokim poziomie technologii; Niemczech, Wlk. Brytanii, Włoszech a nawet Turcji funkcjonuje system CETOP szkolenia kadr na trzech poziomach w obszarach hydrauliki przemysłowej i mobilnej oraz pneumatyki [2].

7. Podsumowanie

Rozwój danego produktu bądź technologii uwarunkowany jest dwoma zasadniczymi czynnikami. Po pierwsze zależy od poziomu i intensywności prac B+R, objawiającego się nowymi wynalazkami, technikami, technologiami, prototypami itd. Po drugie zależy od sytuacji na rynku, a pośrednio od sytuacji w firmach wytwórczych. Złożona sytuacja w branży napędów i sterowań hydraulicznych stosowanych w maszynach roboczych i górniczych zmusza do zastanowienia się i dyskusji w szerokim gronie specjalistów. Wywołanie takiej dyskusji było głównym zamierzeniem inspiratorów i autorów tego rozdziału monografii.

Wydaje się, jak w każdej sytuacji wymagającej strategicznych decyzji, że konieczne jest opracowanie dla szeroko rozumianego sektora napędów i sterowań hydraulicznych maszyn roboczych i górniczych, analizy SWOT. Jest to analiza mocnych i słabych stron technologii płynowej i jej krajowej branży oraz analiza szans i zagrożeń, które obiektywnie tkwią w otoczeniu – technologicznym, ekonomicznym, ekologicznym, prawnym, ale też ludzkim i instytucjonalnym.

Literatura

- 1. Backe W.: What will be the future of fluid power. Edited by: Garbacik A.&Stecki J. Development in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators. Fluid Power Net Publication, Cracow 2000.
- 2. CETOP Education Recommendations. Editor CETOP Commission Education, 2006.
- 3. Chałamoński M.: Diagnozowanie układów hydraulicznych maszyn roboczych. Wydawnictwo Uczelniane ATR, Bydgoszcz 2000.
- Chrostowski H., Domagała Z., Kędzia K., Młyńczak A., Prokopowicz J., Sradomski W.: Napędy i sterowania hydrauliczne w pierwszej dekadzie XXI wieku. Hydraulika i Pneumatyka 2/2004.
- 5. Chrostowski H., Popczyk Z., Szadkowska J.: Krajowy, europejski i globalny rynek maszyn i urządzeń w okresie kryzysu gospodarczego. Mono-

grafia: Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych, KOMAG, Gliwice 2010.

- 6. Chrostowski H., Popczyk Z., Szadkowska J.: Światowy, europejski i polski przemysł maszyn i urządzeń w okresie wychodzenia z kryzysu. Hydraulika i Pneumatyka 4/2011.
- 7. Dindorf R., Wołkow J.: Hydrotronika tendencją w rozwoju hydrauliki. Konferencja nt. "Napędy i sterowania hydrauliczne. Stan, potrzeby, oczekiwania, możliwości", Wrocław, 22-24 maja 2002.
- 8. Fiebig W.: Nowe możliwości zmniejszenia hałasu agregatów hydraulicznych. Konferencja nt. "Napędy i sterowania hydrauliczne. Stan, potrzeby, oczekiwania, możliwości", Wrocław, 22-24 maja 2002.
- 9. Kasprzak W., Pelc K.: Strategie techniczne. Prognozy. Oficyna Wydawnicza ATUT, Wrocław 2003.
- 10. Kienzle H.Ch.: Germany-economic situation. VDMA International Fluid Power Summit Hannower Messe Industrie, 05 April 2011.
- 11. Kienzle H.Ch.: What is happening In Grussels? Current Development In EU Policy. International Fluid Power Summit, Hannower Messe, 05 April 2011.
- Meder A., Kaczmarczyk J.: Badania naukowe i stanowiskowe jako główny etap procesu oceny zgodności zespołów i układów hydraulicznych oraz pneumatycznych. Monografia. Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych, KOMAG, Gliwice 2005.
- Meder A., Kaczmarczyk J.: Opis metod zastosowanych do wyeliminowania zagrożeń stwarzanych przez zespoły i układy hydrauliczne oraz pneumatyczne (analiza ryzyka) – doświadczenia i wnioski. Monografia. Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych, KOMAG, Gliwice 2006.
- Milecki A.: Wymagania stawiane układom mikroprocesorowym stosowanym do sterowania serwonapędów elektrohydraulicznych. Konferencja nt. "Napędy i sterowania hydrauliczne. Stan, potrzeby, oczekiwania, możliwości" Wrocław, 22-24 maja 2002.
- 15. Milecki A.: Modelling of electrohydraulic servodrive controlled by haptich joystick. Hydraulika a Pneumatika, 1-2/2011.
- Paszota Z.: Napędy hydrostatyczne jako maszyny bezpieczne i energooszczędne. Konferencja Innowacyjne Maszyny i Technologie. Bezpieczeństwo. Szczyrk 3-4.02.2011.
- Pieniążek J., Stefański J.: Przyczyny i sposoby zapobiegania uszkodzeniom elementów układu hydraulicznego górniczej obudowy zmechanizowanej. Monografia. Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych, KOMAG, Gliwice 2006.

- 18. Prace PIMB. Wprowadzenie na jednolity rynek Unii Europejskiej maszyn budowlanych i urządzeń dźwigowo-transportowych. PIMB, Kobyłka 2005.
- 19. Rohatyński R.: Wstęp do teorii systemów maszynowych. Problemy metodologii i komputerowego wspomagania projektowania technicznego. Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1994.
- 20. Slanina F.: Eksploatacja cieczy hydraulicznych typu HFA, HFC i HFC-E zawierających wodę. Hydraulika i Pneumatyka 2/2008.
- 21. Stecki J.: Fluid Power a way forward. Edited by: : Garbacik A.&Stecki J. Development in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators. Fluid Power Net Publication, Cracow 2000.
- 22. Szlagowski J. (red.): Automatyzacja pracy maszyn roboczych. Metodyka i zastosowania. WKiŁ, Warszawa 2010.
- 23. Wiechers R.: How Mechanical Engineering got the Mojo back. VDMA International Fluid Power Summit Hannower Messe Industrie, 05 April 2011.
- 24. Zarotti L.G.: Looking (through the clouds) at the future of mobile hydraulics. International Scientific Forum Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators. Cracow 2000.

Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie stosowanej w napędzie hydrostatycznym

Zygmunt Paszota – Politechnika Gdańska

1. Wprowadzenie

Opracowanie jest kontynuacją prac [1÷18], których celem jest stworzenie metody oceny strat i sprawności energetycznej napędów hydrostatycznych oraz zastosowanych w nich maszyn wyporowych (pomp i silników hydraulicznych). Metoda opiera się na modelach matematycznych strat energetycznych występujących w pompach, w silnikach hydraulicznych i w pozostałych elementach układu napędu hydrostatycznego.

Podstawą opisu strat i sprawności energetycznej pompy jest wykres wzrostu mocy w układzie napędowym przeciwnego do kierunku przepływu mocy, który zastępuje wykres Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy [18]. Wykres Sankey'a spadku (podziału) mocy w układzie napędowym zgodnego z kierunkiem przepływu mocy jest główną przyczyną błędnej oceny strat energetycznych, między innymi w pompach i w silnikach hydraulicznych wyporowych hydrostatycznych układów napędowych.

Rysunek 1 przedstawia wykres wzrostu mocy w pompie wyporowej przeciwnego do kierunku przepływu mocy, który zastępuje wykres Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy.



Rys.1. Wykres wzrostu mocy w pompie wyporowej przeciwnego do kierunku przepływu mocy zastępujący wykres Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy

Celem opracowania jest przedstawienie modeli teoretycznych i matematycznych momentu strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "komory robocze–wał" pompy. Pompa jest maszyną wyporową o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} na obrót wału (o stałej teoretycznej objętości roboczej V_{Pt}) bądź o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} na obrót wału (o zmiennej geometrycznej objętości roboczej V_{Pgv}).

Modele mają służyć badaniom laboratoryjnym i symulacyjnym strat mechanicznych w pompie, umożliwiających ocenę sprawności energetycznej pompy i sprawności napędu hydrostatycznego.

2. Modele teoretyczne momentu M_{Pm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze–wal" pompy

Moment M_P na wale pompy (wymagany przez pompę od napędzającego ją silnika) musi być większy od momentu indykowanego M_{Pi} w komorach roboczych pompy w wyniku konieczności równoważenia nim również momentu M_{Pm} strat mechanicznych występujących w zespole konstrukcyjnym "komory robocze–wał". Zespół formuje komory robocze i zmienia ich objętość oraz łączy komory robocze z wałem. Moment M_P wymagany przez pompę na jej wale jest więc równy sumie momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych i momentu M_{Pm} strat mechanicznych w zespole konstrukcyjnym "komory robocze–wał" pompy:

$$M_P = M_{Pi} + M_{Pm}.$$
 (1)

Moment M_{Pm} strat mechanicznych występujących w pompie o zmiennej wydajności q_{Pgv} na obrót wału jest, przy maksymalnej wielkości q_{Pgv} , czyli przy $q_{Pgv} = q_{Pt}$ (przy współczynniku $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt} = 1$), równy momentowi strat mechanicznych występujących w tej pompie pracującej jako pompa o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału. Modele teoretyczne i matematyczne opisujące moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie o zmiennej wydajności q_{Pgv} na obrót wału mogą więc być zbudowane w oparciu o modele M_{Pm} opisujące moment strat mechanicznych w pompie o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału (przy $b_P = I$). W rozważaniach dotyczących modeli opisujących moment strat mechanicznych w pompie zakładamy, że pompa napędzana jest z praktycznie stałą prędkością obrotową n_P , zaś pewien spadek prędkości jej wału (spadek prędkości silnika napędzającego pompę w wyniku wzrostu momentu M_P obciążającego wał tego silnika) do wartości $n_P < n_{P0}$ (n_{P0} – prędkość obrotowa nieobciążonego silnika napędzającego pompę) jest, z punktu widzenia wpływu prędkości n_P na wielkość momentu M_{Pm} strat mechanicznych, pomijalny.

Moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie jest głównie skutkiem sił tarcia występujących między elementami zespołu konstrukcyjnego "komory robocze–wał" a zależnych, między innymi, od momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych – $M_{Pi} = q_{Pgv} \Delta p_{Pi'}/2\Pi = b_P q_{Pt} \Delta p_{Pi'}/2\Pi$.

Siły tarcia występujące między elementami zespołu konstrukcyjnego "komory robocze–wał" są w pewnym stopniu również skutkiem obciążenia tych elementów siłami bezwładności, wynikającymi z ich ruchu obrotowego i posuwisto-zwrotnego, a zależnymi od wydajności q_{Pgv} pompy na obrót wału (od współczynnika b_P).

W pompach tłokowych (osiowych lub promieniowych), posiadających obudowę (karter) wypełnioną cieczą, występują także siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "komory robocze–wał" a tą cieczą, które zależne są, między innymi, od lepkości *v* cieczy.

Wielkość momentu $M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}, v_n}$ strat mechanicznych w pompie, obciążonej przyrostem indykowanym Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, pracującej przy wydajności $q_{Pgv} = b_p q_{Pt}$ na obrót wału i tłoczącej ciecz roboczą o (stałej) lepkości odniesienia v_n , może być opisana jako suma momentu $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_P, v_n}$ strat mechanicznych występujących w pompie nieobciążonej (momentu strat występujących w okresie, gdy przyrost indykowany Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy jest równy zeru – $\Delta p_{Pi} = 0$) oraz przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_P, v_n}$ momentu strat mechanicznych, przyrostu będącego skutkiem obciążenia elementów konstrukcyjnych momentem M_{Pi} indykowanym w komorach roboczych pompy (momentem M_{Pi} występującym w okresie, gdy przyrost indykowany Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy jest większy od zera – $\Delta p_{Pi} > 0$):

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi},b_P,\nu_n} = M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_P,\nu_n} + \Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi},b_P,\nu_n}$$
(2)

Moment M_{Pi} indykowany w komorach roboczych pompy jest proporcjonalny do przyrostu indykowanego Δp_{Pi} ciśnienia w komorach i do objętości czynnej komór tworzonej w trakcie jednego obrotu wału pompy, objętości, która jest równa wydajności teoretycznej q_{Pt} na obrót wału w pompie o stałej wydajności na obrót lub wydajności geometrycznej $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału w pompie o zmiennej wydajności na obrót.

Elementy zespołu konstrukcyjnego są zatem obciążone:

- w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} na obrót wału momentem indykowanym $M_{Pi} = \frac{q_{Pt} \Delta p_{Pi}}{2 \Pi}$,
- w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} na obrót wału momentem indykowanym $M_{Pi} = \frac{q_{Pgv} \Delta p_{Pi}}{2\Pi} = \frac{b_P q_{Pl} \Delta p_{Pi}}{2\Pi}$,

co, w efekcie, wpływa na zróżnicowaną intensywność przyrostu $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_P, v_n}$ momentu strat mechanicznych określanego, przy różnych wartościach współczynnika $b_P = q_{Pgv}/q_{Pi}$, jako funkcja przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy.

W modelach teoretycznych i matematycznych opisujących moment $M_{Pm|_{\mathcal{A}P_{Pi}, b_{P}, v_{n}}}$ strat mechanicznych przyjmuje się hipotezę, że przyrost $\Delta M_{Pm|_{\mathcal{A}P_{Pi}, b_{P}, v_{n}}}$ momentu strat mechanicznych w pompie jest proporcjonalny do momentu M_{Pi} indykowanego w jej komorach roboczych (rys. 2 i 5).

Obraz wpływu sił bezwładności elementów zespołu konstrukcyjnego "komory robocze–wał", wykonujących w pompie ruch obrotowy i posuwistozwrotny, na moment M_{Pm} strat mechanicznych można przedstawić, przy założeniu, że prędkość obrotowa n_P silnika napędzającego pompę zmienia się w niewielkim zakresie, jako funkcję wydajności q_{Pgv} (współczynnika b_P) na obrót wału pompy o zmiennej wydajności na obrót. Siły bezwładności nie zależą od wielkości przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych, stąd ich wpływ na moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie może być ujęty w ocenie wielkości momentu $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_P, v_n}$ strat mechanicznych, czyli określonego przy przyroście $\Delta p_{Pi} = 0$ (rys. 5).

Wpływ sił tarcia występujących między elementami zespołu konstrukcyjnego "komory robocze–wał" a cieczą wypełniającą obudowę (karter) pompy tłokowej na moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie można przedstawić, przy założeniu, że prędkość n_P zmienia się w niewielkim zakresie, jako zależność M_{Pm} od lepkości v cieczy oraz od wydajności q_{Pgv} (współczynnika b_P) na obrót wału pompy (rys. 3, 4, 6, 7).

Zakłada się, że wpływ lepkości v cieczy na siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "komory robocze–wał" a cieczą wypełniającą obudowę (karter) pompy tłokowej, a w efekcie – na wielkość momentu M_{Pm} strat mechanicznych w pompie, może być oceniony przy jednym poziomie przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych, np. przy przyroście Δp_{Pi} = 0 (rys. 3, 6). Założenie to wiąże się z uproszczeniem zakładającym brak istotnego wpływu przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia na wzrost lepkości v cieczy i z przyjęciem, w modelu opisującym moment M_{Pm} strat mechanicznych, lepkości v cieczy określanej w przewodzie dopływowym pompy (przy ciśnieniu p_{PI} równym zeru (przy ciśnieniu bezwzględnym cieczy równym ciśnieniu atmosferycznemu).

Wpływ sił bezwładności elementów konstrukcyjnych wykonujących w pompie ruch obrotowy lub posuwisto-zwrotny, a także wpływ lepkości ν cieczy na moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie ujęty więc jest w modelu opisującym moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_{P},\nu}$ tych strat w pompie nieobciążonej (przy $\Delta p_{Pi}=0$)

zasilanej cieczą roboczą o zmieniającej się lepkości v.

Proponowane modele teoretyczne opisujące moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_{P},v}$ strat mechanicznych w nieobciążonej pompie (przy przyroście indykowanym $\Delta p_{Pi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych) i przy zmieniającej się lepkości v cieczy ro-

boczej (wpływ lepkości v cieczy ma miejsce w pompie tłokowej z cieczą wypełniającą obudowę (karter)), mają postacie:

– w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności $q_{Pt}(b_P = I)$ na obrót wału (rys. 3):

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=l, \nu} = M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=l, \nu_{n}} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{a_{vm}}$$
(3)

– w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} ($q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$) na obrót wału (rys. 6):

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P,v}} = \left(M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}} + \Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P,v_{n}}}\right) \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{a_{vm}}$$
(4)

gdzie:

$$\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}, v_{n}} = M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}} = = \left(M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=1, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}} \right) b_{P}$$
(5)

Wykładnik a_{vm} we wzorach (3) i (4) określa wpływ stosunku ν/ν_n lepkości ν do lepkości $\nu_n = 35 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$ odniesienia cieczy roboczej na wielkość momentu strat mechanicznych w maszynie wyporowej tłokowej z cieczą wypełniającą obudowę (karter) (zarówno w pompie, jak i w silniku hydraulicznym).

Przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P,V}}$ momentu strat mechanicznych w pompie, będący skutkiem obciążenia elementów zespołu konstrukcyjnego momentem indykowanym M_{Pi} wynikającym z przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy, jest niezależny od sił bezwładności elementów wykonujących w pompie ruch obrotowy lub posuwisto-zwrotny. Jest także praktycznie niezależny od lepkości v cieczy roboczej; może więc być określony przy jednej lepkości, np. przy lepkości v_n odniesienia cieczy (rys. 4, 7).

Proponowane modele teoretyczne opisujące przyrost $\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi},b_{P},V}$ momentu strat mechanicznych w pompie, wynikający z przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy, posiadają formy:

– w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności $q_{Pt}(b_P = I)$ na obrót wału (rys. 4):

$$\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi},b_{P}=I,v} = \Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi},b_{P}=I,v_{n}} = M_{Pm|\Delta p_{Pi},b_{P}=I,v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_{P}=I,v_{n}} = = \left(M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_{n},b_{P}=I,v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_{P}=I,v_{n}} \right) \frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}$$
(6)

– w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} ($q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$) na obrót wału (rys. 7):

$$\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P,V}} = \Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P,V_n}} = M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P,V_n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P,V_n}} = = \left(M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_n, b_{P}=l, V_n} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=l, V_n} \right) b_P \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n}$$
(7)

W efekcie, proponowane modele teoretyczne opisujące moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie przyjmują postacie:

– w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności $q_{Pt}(b_P = 1)$ na obrót wału (rys. 4):

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}=I, v} = M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=I, v_{n}} \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}} + \Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}=I, v_{n}} =$$

$$=M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_{P}=l,v_{n}}\left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{a_{vm}}+\left(M_{Pm|\Delta p_{Pi}=p_{n},b_{P}=l,v_{n}}-M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_{P}=l,v_{n}}\right)\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}$$
(8)

– w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} ($q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$) na obrót wału (rys. 7):

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P,V}} = \left(M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}} + \Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}, v_{n}}\right) \left(\frac{v}{v_{n}}\right)^{u_{v_{m}}} + \Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}, v_{n}}$$
(9)

gdzie:

$$\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_{P},\nu_{n}} = \left(M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_{P}=1,\nu_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0,b_{P}=0,\nu_{n}} \right) b_{P}$$
(10)

$$\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}, v_{n}} = \left(M_{Pm|\Delta p_{Pi} = p_{n}, b_{P} = l, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi} = 0, b_{P} = l, v_{n}} \right) b_{P} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}$$
(11)



Rys.2. Moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}=I, v_{n}}$ strat mechanicznych w pompie o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału ($b_{P} = I$), przy lepkości v_{n} odniesienia cieczy roboczej, jako funkcja przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy – interpretacja graficzna modelu teoretycznego (2)



Rys.3. Moment $M_{Pm|\Delta p_{p_i}=0,b_p=l,v}$ strat mechanicznych w pompie tłokowej (osiowej lub promieniowej) posiadającej obudowę (karter) wypełnioną cieczą, o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału ($b_P = I$), przy przyroście indykowanym $\Delta p_{Pi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych pompy, jako funkcja stosunku v/v_n lepkości v do lepkości v_n odniesienia – interpretacja graficzna modelu teoretycznego (3); moment $M_{Pm|\Delta p_p_i=0,b_p=l,v}$ strat mechanicznych w pompie nie posiedziecej obudowy (korter)) wymej cięczej cięc

nych w pompie nie posiadającej obudowy (karteru) wypełnionej cieczą jest praktycznie niezależny od lepkości ν cieczy a określany jest przy lepkości ν_n odniesienia cieczy



Rys.4. Moment $M_{Pm|\Delta p_{p,b,b_p}=I, V}$ strat mechanicznych w pompie tłokowej (osiowej lub

promieniowej) posiadającej obudowę (karter) wypełnioną cieczą, o stałej wydajności q_{Pt} na obrót wału ($b_P = I$), jako funkcja przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy – interpretacja graficzna modeli teoretycznych (2) i (8); lepkość v_{min} , v_n i v_{max} cieczy; moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_P=I, V}$ strat mechanicznych w pompie nie posia-

dającej obudowy (karteru) wypełnionej cieczą jest praktycznie niezależny od lepkości ν cieczy a określany jest przy lepkości ν_n odniesienia cieczy



Rys.5. Moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P,V_n}}$ strat mechanicznych w pompie o zmiennej wydajności

 $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału, przy lepkości v_n odniesienia cieczy roboczej, jako funkcja przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy – interpretacja graficzna modeli teoretycznych (2) i (7); wydajność q_{Pgv} na obrót wału (współczynnik b_P zmiany wydajności na obrót wału): $q_{Pgv}=0$ ($b_P=0$), q_{Pgv} (b_P), $q_{Pgv}=q_{Pt}$ ($b_P=1$)



Rys.6. Moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P,V}}$ strat mechanicznych w pompie tłokowej (osiowej lub promieniowej) posiadającej obudowę (karter) wypełnioną cieczą, o zmiennej wydajności $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału, przy przyroście indykowanym $\Delta p_{Pi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych pompy, jako funkcja stosunku ν/ν_n lepkości ν do lepkości ν_n odniesienia cieczy – interpretacja graficzna modelu teoretycznego (4); wydajność q_{Pgv} na obrót wału (współczynnik b_P zmiany wydajności na obrót wału): $q_{Pgv}=0$ ($b_P=0$), q_{Pgv} (b_P) , $q_{Pgv} = q_{Pt}$ $(b_P = 1)$; moment $M_{Pm| \Delta p_{Pi} = 0, b_{Pi}, v}$ strat mechanicznych w pompie nie posiadającej obudowy (karteru) wypełnionej cieczą jest praktycznie niezależny od lepkości v cieczy a określany jest przy lepkości v_n odniesienia cieczy



Rys.7. Moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_P, v_n}$ strat mechanicznych w pompie tłokowej (osiowej lub promieniowej) posiadającej obudowę (karter) wypełnioną cieczą, o zmiennej wydajności $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału, jako funkcja przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych pompy – interpretacja graficzna modelu teoretycznego (9); wydajność q_{Pgv} na obrót wału (współczynnik b_P zmiany wydajności na obrót wału): $q_{Pgv} = 0$ $(b_P = 0), q_{Pgv} (b_P), q_{Pgv} = q_{Pt} (b_P = 1)$; lepkość v_{min}, v_n i v_{max} cieczy; moment $M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_P, v}$ strat mechanicznych w pompie nie posiadającej obudowy (karteru) wy-

pełnionej cieczą jest praktycznie niezależny od lepkości v cieczy a określany jest przy lepkości v_n odniesienia cieczy

3. Modele matematyczne momentu strat mechanicznych

W modelach matematycznych opisujących moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie zastosowane są współczynniki k_i strat odnoszące (porównujące) składniki opisujące moment M_{Pm} strat w modelach teoretycznych do momentu teoretycznego M_{Pt} pompy. Moment teoretyczny M_{Pt} pompy jest także wielkością odniesienia zastosowaną w opisie momentu M_{Pi} indykowanego w komorach roboczych pompy:

- moment teoretyczny $M_{Pt} = \frac{q_{Pt}p_n}{2\Pi}$ pompy o teoretycznej (stałej) wydajności

 q_{Pt} na obrót wału ($b_P = 1$) jest określony przy przyroście Δp_P ciśnienia w pompie równym ciśnieniu nominalnemu p_n układu, w którym pompa jest zastosowana – $\Delta p_P = p_n$, oraz przy założeniu, że w pompie nie występują straty ciśnieniowe i mechaniczne,
- moment indykowany $M_{Pi} = \frac{q_{Pl}\Delta p_{Pi}}{2\Pi} = \frac{q_{Pl}p_n}{2\Pi} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} = M_{Pl} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n}$ w komorach

roboczych pompy o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} na obrót wału ($b_P = 1$) jest określony przy przyroście indykowanym Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych,

- moment indykowany $M_{Pi} = \frac{q_{Pgv} \Delta p_{Pi}}{2\Pi} = \frac{b_P q_{Pt} \Delta p_{Pi}}{2\Pi} = \frac{q_{Pt} p_n}{2\Pi} b_P \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} = M_{Pt} b_P \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n}$

w komorach roboczych pompy o geometrycznej (zmiennej) wydajności $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału jest określony przy przyroście indykowanym Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych.

Modele teoretyczne i matematyczne opisują moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} na obrót wału bądź o geometrycznej (zmiennej) wydajności $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ na obrót wału:

- $q_{Pt} = q_{P|\Delta p_{pi}=0, p_{Pli}=0, b_P=I, v_n}$ jest wydajnością teoretyczną na obrót wału pompy o stałej wydajności na obrót ($b_P = I$), określoną przy $\Delta p_{Pi} = 0, p_{Pli} = 0$ i v_n , która jest równa objętości czynnej komór roboczych tworzonej w trakcie jednego obrotu wału,
- $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$ jest wydajnością geometryczną na obrót wału pompy o zmiennej wydajności na obrót, określoną przy $\Delta p_{Pi} = 0$, $p_{Pli} = 0$ i v_n , która jest równa objętości czynnej komór roboczych tworzonej w trakcie jednego obrotu wału. Wydajność q_{Pgv} na obrót wału pompy zmienia się w granicach $0 \le q_{Pgv} \le q_{Pt}$ zaś współczynnik $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt}$ zmiany wydajności na obrót wału pompy zmienia się w granicach $0 \le b_P \le 1$.

Proponowane modele matematyczne opisujące moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie, nawiązujące do modeli teoretycznych momentu strat mechanicznych, mają postać:

– w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} ($b_P = 1$) na obrót wału (w nawiązaniu do modelu teoretycznego (8):

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi},v} = k_{4.1} M_{Pt} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{im}} + k_{4.2} M_{Pt} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} = \left[k_{4.1} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{im}} + k_{4.2} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n}\right] M_{Pt} = \left[k_{4.1} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{im}} + k_{4.2} \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n}\right] \frac{q_{Pt} p_n}{2\Pi}$$
(12)

gdzie:

$$k_{4.I} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=I, v_{n}}}{M_{Pl}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=I, v_{n}}}{\frac{q_{Pl}p_{n}}{2\Pi}}$$
(13)

$$k_{4,2} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}=I, v_{n}}}{M_{Pi}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}=I, v_{n}}}{\frac{q_{Pt}\Delta p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}=I, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=I, v_{n}}}{\frac{q_{Pt}\Delta p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}=I, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=I, v_{n}}}{\frac{q_{Pt}\Delta p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=I, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=I, v_{n}}}{M_{Pt}}$$
(14)

– w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} ($q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$) na obrót wału (w nawiązaniu do modeli teoretycznych (9), (10) i (11)):

$$M_{Pm|\Delta p_{Pi},b_{P},v} = (k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_P) M_{Pl} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vm}} + k_{4.2} M_{Pl} b_P \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} = \\ = \left[\left(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_P\right) \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vm}} + k_{4.2} b_P \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} \right] M_{Pl} = \\ = \left[\left(k_{4.1.1} + k_{4.1.2} b_P\right) \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vm}} + k_{4.2} b_P \frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} \right] \frac{q_{Pl} p_n}{2\Pi}$$
(15)

gdzie:

$$k_{4.1.1} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}}}{M_{Pt}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}}}{\frac{q_{Pt} P_{n}}{2\Pi}}$$
(16)

$$k_{4.1.2} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=1, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}}}{M_{Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=1, v_{n}} - M_{Pm|\Delta p_{Pi}=0, b_{P}=0, v_{n}}}{\frac{q_{Pi}p_{n}}{2\Pi}}$$
(17)

$$k_{4,2} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}, v_{n}}}{M_{Pi}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P}, v_{n}}}{\frac{b_{P} q_{Pt} \Delta p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{\Delta M_{Pm|\Delta p_{Pi}, b_{P} = l, v_{n}}}{\frac{q_{Pt} \Delta p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi} = p_{n}, b_{P} = l, v_{n}}}{\frac{q_{Pt} p_{Pi}}{2\Pi}} = \frac{M_{Pm|\Delta p_{Pi} = p_{n}, b_{P} = l, v_{n}}}{M_{Pt}}$$

Komentarz:

– Suma $(k_{4.1.1} + k_{4.1.2})$ współczynników zastosowanych w modelu matematycznym (15) opisującym moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} $(q_{Pgv} = b_P q_{Pt})$ na obrót wału równa się współczynnikowi $k_{4.1}$ zastosowanemu w modelu matematycznym (12) opisującym moment M_{Pm} strat mechanicznych w tej pompie pracującej

jako pompa o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} na obrót wału: $k_{4.1.1} + k_{4.1.2} = k_{4.1}$.

– Współczynnik $k_{4.2}$ zastosowany w modelu matematycznym (15) opisującym moment M_{Pm} strat mechanicznych w pompie o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} ($q_{Pgv} = b_P q_{Pt}$) na obrót wału równa się współczynnikowi $k_{4.2}$ zastosowanemu w modelu matematycznym (12) opisującym moment M_{Pm} strat mechanicznych w tej pompie pracującej jako pompa o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} na obrót wału.

4. Wnioski

1. Opracowano modele teoretyczne i matematyczne momentu M_{Pm} strat mechanicznych w zespole "komory robocze–wał" pompy wyporowej o stałej $q_{Pt}(V_{Pt})$ i o zmiennej $q_{Pgv} = b_P q_{Pt}(V_{Pgv})$ wydajności na obrót wału pompy. Modele obrazują zależność momentu M_{Pm} strat mechanicznych w zespole

od momentu $M_{Pi} = b_P \frac{q_{Pi} \Delta p_{Pi}}{2\Pi}$ indykowanego w komorach roboczych

pompy a także od lepkości v cieczy roboczej na dopływie do pompy zmieniającej się w zakresie $v_{min} \le v \le v_{max}$. Założono, że nieznaczna zmiana prędkości obrotowej n_P silnika napędzającego pompę (pod wpływem zmieniającego się momentu M_P na wale pompy obciążającego silnik) nie wpływa praktycznie na moment M_{Pm} strat.

Moment indykowany M_{Pi} w komorach roboczych pompy oraz lepkość v cieczy roboczej są parametrami niezależnymi od momentu M_{Pm} strat mechanicznych występujących w zespole "komory robocze–wał".

Modele obrazują również zależność momentu M_{Pm} od wielkości q_{Pgv} wydajności na obrót wału pompy (współczynnika $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt}$ wydajności na obrót pompy) w pompie o zmiennej wydajności na obrót. W modelach przyjmuje się zmianę q_{Pgv} (b_P) w zakresie $0 \le q_{Pgv} \le q_{Mt}$ ($0 \le b_P \le I$).

- 2. Modele matematyczne momentu M_{Pm} strat mechanicznych oparte są na zdefiniowanych współczynnikach k_i strat energetycznych odnoszących moment strat mechanicznych do wielkości odniesienia, czyli do:
 - momentu teoretycznego M_{Pt} pompy o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} na obrót wału, określonego przy przyroście Δp_{Pi} ciśnienia w pompie równym ciśnieniu nominalnemu p_n pracy układu ($\Delta p_{Pi} = p_n$),
 - przy znanych wartościach $b_P = q_{Pgv}/q_{Pt}$ współczynnika wydajności pompy,
 - przy założeniu praktycznie stałej prędkości n_P pompy równej prędkości n_{P0} wału pompy nieobciążonej ($n_P = n_{P0}$).

3. Modele matematyczne momentu M_{Pm} strat mechanicznych w zespole "komory robocze–wał" powinny korespondować z modelami strat objętościowych w komorach roboczych oraz z modelami strat ciśnieniowych w kanałach pompy.

Literatura

- Paszota Z.: Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Część I – Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Edwarda Palczaka i Andrzeja Medera. Biblioteka "Cylinder", Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008, s. 121–139, rys. 12, bibliograf. 10 poz.
- Paszota Z.: Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu napędu i sterowania hydrostatycznego. Część II – Układy ze sterowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Edwarda Palczaka i Andrzeja Medera. Biblioteka "Cylinder", Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008, s. 141–159, rys. 7, bibliograf. 10 poz.
- 3. Paszota Z.: Kierunek wzrostu strumienia mocy w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego. Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu – cz. I. Układy ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny nr 10(114) Rok X, Październik 2008, s. 142–152, rys.13, bibliograf. 12 poz.
- Paszota Z.: Kierunek wzrostu strumienia mocy w układzie napędu i sterowania hydrostatycznego. Graficzne przedstawianie mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach układu – cz. II. Układy ze ste-

rowaniem dławieniowym równoległym i ze sterowaniem objętościowym prędkości silnika hydraulicznego obrotowego. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny nr 11(115) Rok X, Listopad 2008, s. 116– 125, rys.7, bibliograf. 12 poz.

- Paszota Z.: Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part I – Rotational hydraulic motor speed series throttling control systems. Polish Maritime Research 3 (57) 2008, Vol. 15; s. 28–37, rys.13, bibliogr. 12 poz.
- Paszota Z.: Graphical presentation of the power of energy losses and power developed in the elements of hydrostatic drive and control system. Part II – Rotational hydraulic motor speed parallel throttling control and volumetric control systems. Polish Maritime Research 4 (58) 2008,Vol. 15; s.21–29, rys.7, bibliograf. 13 poz.
- Paszota Z.: Pole pracy układu napędu hydrostatycznego. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Kozieła i Edwarda Palczaka. Biblioteka "Cylinder", Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2009, s. 31–43, rys. 1, bibliograf. 10 poz.
- Paszota Z.: Parametry badań sprawności energetycznej pomp i silników hydraulicznych. Pole pracy układu napędu hydrostatycznego. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny nr 11(127) Rok XI, Listopad 2009, s. 124–129, rys.1, bibliograf. 11 poz.
- 9. Paszota Z.: The operating field of a hydrostatic drive system parameters of the energy efficiency investigations of pumps and hydraulic motors. Polish Maritime Research 4 (62) 2009, Vol. 16; s. 16–21, rys.1, bibliogr. 11 poz.
- 10. Paszota Z.: Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Kozieła i Edwarda Palczaka. Biblioteka "Cylinder 2010", Insty-

tut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010, s. 31–54, rys. 1, bibliograf. 14 poz.

- Paszota Z.: Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją Adama Klicha, Antoniego Kozieła i Edwarda Palczaka. Biblioteka "Cylinder 2010", Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010, s. 123–137, rys. 6, bibliograf. 10 poz.
- Paszota Z.: Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny nr 10(138) Rok XII, Październik 2010, s. 114–125, rys. 1, bibliograf. 15 poz.
- Paszota Z.: Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny nr 11(139) Rok XII, Listopad 2010, s. 122–129, rys.6, bibliograf. 11 poz.
- Paszota Z.: Energy losses in the hydraulic rotational motor definitions and relations for evaluation of the efficiency of motor and hydrostatic drive. Polish Maritime Research 2 (65) 2010,Vol. 17; s. 44–54, rys.1, bibliograf. 14 poz.
- Paszota Z.: Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in a hydraulic rotational motor for hydrostatic drive. Polish Maritime Research 3(66) 2010, Vol. 17; s. 18–25, rys.6, bibliograf. 10 poz.
- Paszota Z.: Napędy hydrostatyczne jako maszyny bezpieczne i energooszczędne. Napędy i sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny nr 1(141) Rok XIII, Styczeń 2011, s. 74–79, bibliograf. 19 poz.
- 17. Paszota Z.: Napędy hydrostatyczne jako maszyny bezpieczne i energooszczędne. Konferencja Naukowo-Techniczna "Innowacyjne Maszyny i Tech-

nologie – Bezpieczeństwo" 2–3 lutego 2011 – Szczyrk, Organizator: Napędy i Sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny; 6 s., bibliograf. 19 poz.

Paszota Z.: Hydrostatic drives as safe and energy saving machines. The drive investigation method compatible with the diagram of power increase opposite to the direction of power flow. Polish Maritime Research 1(68) 2011, Vol. 18; s. 3–9, rys.1, bibliograf. 22 poz.

Modernizacja elektrohydraulicznego urządzenia podnoszenia

Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow – Politechnika Krakowska

1. Wprowadzenie

Wózki jezdniowe podnośnikowe stosowane są najczęściej w pracach przeładunkowych w transporcie wewnętrznym (bliskim), magazynach, składach logistycznych i placach przeładunkowych. Wózki jezdniowe podnośnikowe mogą być używane w trudnym terenie przy ciężkich pracach przeładunkowych, a także mogą służyć do transportu kontenerów lub w pracach budowlanych.

Według klasyfikacji podanej w PN-ISO 5053 "wózek podnośnikowy to wózek z przymocowaną platformą, widłami lub innymi urządzeniami do manipulowania ładunkami przystosowanymi do podnoszenia ładunku paletyzowanego lub nie, na wysokość umożliwiającą składowanie i pobieranie ładunku, a także układanie w gniazdach i podejmowanie z gniazd". Należy uwzględnić również fakt, że określenie "wózki jezdniowe podnośnikowe" nie dotyczy wyłącznie tzw. wózków widłowych. Podstawowym osprzętem roboczym wózków podnośnikowych są: widły, lemiesze pługowe, żurawiki, chwytaki, szufle i inne. Określenie "wózki jezdniowe" dotyczy zarówno wózków z siedziskiem dla operatora, jak i wózków prowadzonych i zdalnie sterowanych, z podestem dla operatora, bądź specjalnej konstrukcji np. z wysięgnikiem, bramowych itp.

Na rysunku 1 przedstawiono konstrukcję wózka jezdniowego podnośnikowego widłowego.



Rys.1. Konstrukcja wózka podnośnikowego widłowego

1 – siłownik podnoszenia, 2 – siłownik pochylenia masztu, 3 – zawiesie wideł, 4 – widły ładunkowe, 5 – most tylny z kołami kierującymi, 6 – przegub podparcia masztu o ramię, 7 – zespół napędowy, 8 – miejsce operatora, 9 – kabina ochronna, 10 – zespół rozsuwanego masztu [5]

Widły służą do podnoszenia na określone wysokości, zdejmowania i przewożenia ładunków umieszczonych na paletach lub innych odpowiednich do tego celu podstawkach. Prawidłowy załadunek palet powinien być na wyprostowanym maszcie, gdy widły położne są równolegle do podłoża. Następnie po podniesieniu ładunku na około 30 cm nad podłoże należy nachylić maszt w kierunku operatora. Po podjechaniu na miejsca załadunku należy podnieść paletę na odpowiednią wysokość, wyprostować maszt, opuścić widły i odjechać spod palety, a na koniec opuścić widły. Prawidłowy rozładunek polega na wykonaniu tych samych czynności, ale w odwrotnej kolejności. Podczas operacji załadunkowo-rozładunkowych wózki jezdniowe są najbardziej efektywne na odległości od 100 do 200 m, ale mogą być użytkowane również na dłuższych odległościach nawet do 500 m.

Wózki jezdniowe podnośnikowe typu RAK-7 z napędem spalinowym (diesla) wyposażone są w mechaniczne urządzenia podnoszenia sterowane hydraulicznie, które nie wymagają skomplikowanych czynności obsługowych podczas ich eksploatacji. Schemat wózka jezdniowego podnośnikowego widłowego RAK-7 z zaznaczonym hydraulicznym urządzeniem podnoszenia oraz zasilaczem przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Schemat wózka jezdniowego podnośnikowego widłowego RAK-7

Układ hydrauliczny wózka widłowego RAK-7 służy do opuszczania i podnoszenia wideł oraz wychylania masztu do przodu i do tyłu. Wychylenie masztu ułatwia załadunek towaru oraz zapobiega spadaniu ładunku podczas jazdy. Niektóre bardziej zaawansowane konstrukcje pozwalają na sterowanie rozstawem wideł. W wyniku modernizacji wózka jezdniowego podnośnikowego widłowego typy RAK-7 z napędem spalinowym (diesla) wykonano hydrauliczne urządzenia podnoszenia (HUP).

2. Konstrukcja hydraulicznego urządzenia podnoszenia

W wyniku modernizacji wózka jezdniowego podnośnikowego widłowego typy RAK-7 z napędem spalinowym (diesla) wykonano hydrauliczne urządzenie podnoszenia (HUP) z napędem elektrycznym. Prace projektowe i modernizacyjne przeprowadzono przy następujących założeniach: niskie koszty modernizacji przy wykorzystaniu mechanicznego urządzenia podnoszenia i układu sterowania hydraulicznego; zastąpienie napędu spalinowego pompy hydraulicznej napędem elektrycznym; zachowanie standardowej wysokości podnoszenia masztu do 3300 mm i udźwigu nominalnego ładunku do 1000 kg; urządzanie będzie przemieszczane na kółkach.

Zmodernizowane hydrauliczne urządzenie podnoszenia wykonane zostało zgodne z normą PN/EN 1726-1/2 oraz Dyrektywą "maszynowa" MD 98/37 i 2006/42/WE, która jest jedną z najważniejszych dyrektyw do harmonizacji przepisów technicznych w Unii Europejskiej. Stanowisko HUP zostało także odebrane przez Centrum Dozoru Wózków Widłowych w Kaliszu, które ma uprawnienia do przeglądu wózków jezdniowych podnośnikowych z mechanicznym napędem podnoszenia. Stanowisko hydraulicznego urządzenia podnoszenia przedstawiono schematycznie na rysunku 3, a jego widok od przodu zamieszczono na zdjęciu – rysunek 4.



Rys.3. Stanowisko hydraulicznego urządzenia podnoszenia

1 – maszt podnoszenia, 2 – siłownik nurnikowy, 3 – siłownik tłokowy, 4 – zawór rozdzielający dwusekcyjny, 5 – zbiornik hydrauliczny, 6 – pompa, 7 – silnik elektryczny, 8 – rama nośna, 9 – widły



Rys.4. Widok stanowiska od strony wideł

Stanowisko HUP składa się z ramy nośnej, mechanicznego urządzenia podnoszenia (masztu, karetki i wideł), układu hydraulicznego (siłownika wy-

chylania masztu, siłownika podnoszenia masztu, zaworów sterujących, zasilacza z pompą napędzaną silnikiem elektrycznym) oraz instalacji elektrycznej. Mechaniczne urządzenie podnoszenia składa się z masztu złożonego z ramy zewnętrznej i ramy wewnętrznej; głowicy łańcuchów; łańcuchów nośnych; wózka masztu nazywanego karetką; dwóch zębów wideł. Rama wewnętrzna masztu porusza się względem nieruchomej ramy zewnętrznej na rolkach prowadzących. Jako rolki prowadzące zastosowano łożyska igiełkowe specjalne, których bieżnia zewnętrzna jest pogrubiona i dodatkowo utwardzane do zwiększenia wytrzymałości na ścieranie. Po ruchomej ramie masztu przesuwa się pionowo karetka osadzona na rolkach prowadzących, toczących się po wewnętrznej stronie profilu masztu. Karetka połączona jest zaczepami z łańcuchami nośnymi zamocowanymi z drugiej strony do zaczepów rozpórki ramy zewnętrznej masztu. Na karetce osadzone są zęby wideł wykonane w kształcie litery "L", których specjalnie ukształtowane zaczepy umożliwiają regulację położenia względem siebie w celu dostosowania do podnoszenia danego rodzaju ładunku. Wewnątrz masztu znajduje jest siłownik nurnikowy, który służy do przemieszczania ramy wewnętrznej względem stałej ramy zewnętrznej. Siłownik nurnikowy osadzony jest w gnieździe ramy nieruchomej. Na nurniku siłownika osadzona jest głowica z dwiema rolkami z odpowiednimi przetłoczeniami, po których przesuwają się łańcuchy. Wysuwanie nurnika siłownika powoduje przesuwanie łańcuchów i wymuszenie pionowego ruchu karetki wzdłuż prowadnic ramy wewnętrznej masztu. Rama zewnętrzna masztu osadzona została na ramie nośnej urządzenia za pomocą strzemion w dwóch półpanewkach. Taki sposób osadzenia ramy zewnętrznej umożliwia wychylenie masztu od pionu pod odpowiednim katem. Do wychylenia masztu służy siłownik hydrauliczny tłokowy mocowany wahliwie do ramy zewnętrznej masztu i ramy nośnej urządzenia.

Podstawowe parametry stanowiska HUP zamieszczono w tabeli 1.

	Tabela I
Masa własna	315 kg
Długość ramy wewnętrznej	2013 mm
Długość ramy zewnętrznej	2013 mm
Szerokość karetki	900 mm
Wysokość podnoszenia	3300 mm
Wysokość z wysuniętym masztem	3860 mm
Wychylenie masztu od pionu	8/14 stopni
Prędkość podnoszenia z ładunkiem	0,1 m s
Prędkość podnoszenia bez ładunku	0,15 m-s
Udźwig	1000 kg
Napięcie zasilania	380 V
Ciśnienie zasilania	16 MPa

Parametry stanowiska HUP

- -

3. Układ napędowy hydraulicznego urządzenie podnoszenia

Układ hydrauliczny urządzenia podnoszenia służy do wykonywania podstawowych ruchów roboczych: podnoszenie i opuszczanie wideł, wychylanie masztu w kierunku operatora lub w przeciwną stronę. Zastosowany układ hydrauliczny charakteryzuje się prostotą konstrukcji i nieskomplikowaną zasadą działania.

Schemat układu hydraulicznego stanowiska HUP przedstawiono na rysunku 5.



Rys.5. Schemat hydrauliczny urządzania podnoszenia

1 – silnik elektryczny, 2 – pompa zębata, 3 – zawór przelewowy, 4 – zawór rozdzielający dwusekcyjny, 5 – zawór dławiąco-zwrotny, 6 – siłownik nurnikowy, 7 – siłownik tłokowy, 8 – filtr spływowy, 9 – zawór zwrotny

W skład układu hydraulicznego wchodzą następujące elementy: pompa hydrauliczna zębata, rozdzielacz hydrauliczny suwakowy dwusekcyjny, zawór przelewowy, zawór dławiąco-zwrotny, siłownik nurnikowy jednostronnego działania, siłownik tłokowy dwustronnego działania, zbiornik hydrauliczny, filtr

spływowy, instalacja hydrauliczna i osprzęt elektryczny. Podstawowe katalogowe parametry elementów układ hydraulicznego urządzenia podnoszenia zamieszczono w tabeli 2.

Pompa zębata typu PZ2K-10	Wydajność 10 l/min		
Zawór maksymalny (przelewowy) typu	Ciśnienie 35 MPa,		
RV35-30350	przepływ nominalny 25 dm3/min		
	Średnica tłoka 80 mm,		
Siłownik tłokowy typu CJ2F80/45/125	średnica tłoczyska 45 mm,		
	skok 125 mm		
Siłownik nurnikowy typu CJN525-	Średnica nurnika 50 mm,		
20x1600	skok 1600 mm		
Dogdzielegz dumestraniau tumu DV248.2	Przepływ nominalny 30 dm ³ /min,		
KOZUZIEIACZ UWUSEKCYJIIY typu FA348-2	ciśnienie 20 MPa		
Zowón dławiego zwastaw tymu MKS NC 6	Przepływ 30 dm ³ /min,		
Zawoi diawiąco-zwioury typu wiko NO o	ciśnienie 31,5 MPa		
Zbiornik oleju	Pojemność 40 dm ³		
Olai hydrauliazny HI 46	ISO VG 46 (lepkość 46 mm ² /s w tempe-		
Olej hydrauliczny fil 40	raturze 40°C		

Parametry układu hydraulicznego

Tabela 2

Pompa zębata PZ2K-10 firmy PZL HYDRAL napędzana jest silnikiem elektrycznym trójfazowym prądu przemiennego. Pompa połączona jest z silnikiem elektrycznym za pomocą sprzęgła elastycznego typu PZ3E-013 firmy WPH Wrocław. W układzie hydraulicznym zastosowano rozdzielacz dwusekcyjny typu PX348-2 6/3 (6-drogowy, 3-położeniowy) firmy Nordvalves Hydraulic Components (Szwecja). Rozdzielacz dwusekcyjny składa się z dwóch rozdzielaczy suwakowych połączonych równolegle, sterowanych ręcznie dźwigniami w położenie 1 lub 2, z samoczynnym powrotem do położenia 0 za pomocą sprężyny. Rozdzielacze te służą do sterowania kierunkiem przepływu cieczy roboczej do siłowników hydraulicznych: siłownika nurnikowego i siłownika tłokowego. Siłownik nurnikowy jednostronnego działania typu CJN525-20x1600 firmy BUMAR-HYDROMA S.A. Szczecin umożliwia wysuwanie masztu wewnętrznego i podnoszenie karetki z zawieszonymi widłami roboczymi. Siłownik tłokowy dwustronnego działania typu CJ2F80/45/125z+U firmy ZEHS AGROMET Lubań służy do wychylania masztu.

Do utrzymania ciśnienia roboczego w układzie hydraulicznym zastosowano zawór maksymalny (przelewowy) typu RV35-30...350 firmy BALKANCAR (Bułgaria). Tego typu zawory przelewowe stosowane są w hydraulicznych urządzeniach podnoszenia, w których wymagany jest mały przeciek wewnętrzny.

Zawór dławiąco-zwrotny typu MK8 NG 6 firmy PONAR Wadowice służy do sterowania prędkością opadania karetki z widłami obciążonymi ładunkiem. Zawór ten umieszczony został w gnieździe zasilania siłownika nurnikowego.

Filtr siatkowy typu RF BN/HC firmy HYDAC jest standardowym filtrem z wkładem wymiennym, umieszczonym w przewodzie spływowym do zbiornika. Na podstawie katalogu HYDAC dobrano średnice przewodów hydraulicznych: średnicę nominalną przewodu sztywnego tłocznego $d_n = 6$ mm, średnica nominalna przewodu sztywnego ssawnego $d_n = 10$ mm oraz średnicę nominalną przewodów giętkich typu HD 106 $d_n = 6,4$ mm. Dobrano olej mineralny typu HL 46 zgodny z klasą lepkości ISO VG 46. Olej ten przeznaczony jest do średnio obciążonych układów hydraulicznych, pracujących przy podwyższonej temperaturze i wilgotności powietrza. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń układu hydraulicznego przyjęto maksymalne ciśnienie robocze $p_r = 14$ MPa oraz przepływ nominalny $q_{vn} = 6,3$ dm³/min [3].

W skład instalacji elektrycznej wchodzą: silnik elektryczny prądu przemiennego typ SZ1e24a (moc 1,5 kW, napięcie znamionowe 380 V, masa 25,5 kg, prędkość obrotowa nominalna 1420 obr/min), przełącznik zasilania sieci, włącznik silnika elektrycznego, lampki sygnalizacyjne, bezpiecznik główny, przewody i złącza elektryczne.

4. Sterowanie hydraulicznego urządzenia podnoszenia

Hydrauliczne urządzenie podnoszenia (HUP) zasilane jest pompą zębatą napędzaną silnikiem elektrycznym. Stan układu elektrycznego jest sygnalizowany lampkami kontrolowanymi na tablicy wskaźnikowej. Aby uruchomić hydrauliczne urządzenie podnoszenia należy włączyć wtyczkę do sieci i przełączyć dźwignie przełącznika głównego w położenie "Sieć", stan ten jest zasygnalizowany lampką kontrolną z oznaczeniem "Sieć". Uruchomienie silnika elektrycznego nastąpi po przekręceniu włącznik "Start", stan ten jest zasygnalizowany lampką kontrolną z oznaczeniem "Start". Po włączeniu silnika elektrycznego napęd hydrauliczny jest uruchomiony, wtedy pompa hydrauliczna przetłacza olej ze zbiornika przez zawory rozdzielające w położeniu 0 na tzw. "przelew", czyli do zbiornika.

Sterowanie siłownikami hydraulicznymi nurnikowym i tłokowym odbywa się poprzez wychylenie dwóch dźwigni rozdzielacza do oporu w położenie 1 lub w położenie 2. Jedną dźwignią przesuwa się suwak rozdzielacza sterującego siłownikiem nurnikowym podczas podnoszenia i opuszczania masztu. Drugą dźwignią przesuwa się suwak rozdzielacza sterującego siłownikiem tłokowym podczas wychylania masztu w kierunku operatora lub w kierunku przeciwnym. W obwodzie podnoszenia zainstalowano zawór dławiąco-zwrotny do sterowania (nastawiania) prędkości opadania karetki z widłami obciążonymi ładunkiem. Nastawianie prędkości opadania karetki ma zabezpieczyć ładunek przed uszkodzeniem lub wypadnięciem z wideł.

Zasada przygotowania stanowiska HUP do użytkowania:

 Stanowisko może być obsługiwane przez osobę upoważnioną, po uprzednim zapoznaniu się z zasadą działania urządzenia i przepisami BHP.

- Należy sprawdzić stan masztu, łańcuchów nośnych oraz położenie zębów wideł.
- Należy sprawdzić stan układu hydraulicznego, poziom oleju w zbiorniku oraz ewentualnie pojawiające się wycieki oleju.
- Przed podłączeniem urządzenia do sieci elektrycznej należy sprawdzić stan przewodów elektrycznych.
- Przed uruchomieniem urządzenia przełącznik główny sieci i wyłącznik silnika elektrycznego powinny być w położeniu "Wył".

Po przygotowaniu i uruchomieniu stanowiska HUP można przystąpić do wykonywania zadań laboratoryjnych na podstawie instrukcji, opracowanych specjalnie do tego celu. W trakcie eksploatacji urządzenia hydraulicznego należy zwracać uwagę na to, aby masa udźwigu do wysokości podnoszenia nie przekraczała wartości zamieszczonych na diagramie udźwigu (rys. 6). Ze względów bezpieczeństwa pracy stanowisko HUP może być użytkowane przy zachowaniu masy udźwigu do wysokości podnoszenia według tego diagramu. Spełnienie tego warunku zapewnia utrzymanie stateczności HUP oraz jego bezpieczne użytkowanie, a także zmniejsza zużycie poszczególnych elementów mechanicznych i hydraulicznych.



Rys.6. Diagram udźwigu masy do wysokości podnoszenia

5. Podsumowanie

Celem pracy było wykonanie przewoźnego stanowiska elektrohydraulicznego urządzenia podnoszenia (HUP), zasilanego pompą napędzaną silnikiem elektrycznym. Stanowisko to powstało w wyniku modernizacji wózka podnośnikowo-widłowego typy RAK-7 z napędem spalinowym (diesel). Stanowisko HUP wykonane zostało zgodnie z obowiązującymi normami w zakresie parametrów technicznych i bezpieczeństwa oraz zostało odebrane przez Centrum Dozoru Wózków Widłowych w Kaliszu.

Opracowano Dokumentację Techniczno-Ruchową (DTR) zmodernizowanego hydraulicznego urządzenia podnoszenia. Stanowisko HUP przeznaczone jest do celów dydaktycznych i badawczo-projektowych. Przygotowano specjalne instrukcje do przeprowadzenia ćwiczeń laboratoryjnych, które mają na celu zapoznanie studentów z zagadnieniami sterowania hydraulicznymi urządzeniami podnoszenia.

Natomiast zadania projektowo-badawcze mogą dotyczyć unifikacji podzespołów mechanicznych i hydraulicznych oraz dostosowania urządzenia podnoszenia do techniki magazynowania. Mogą być również prowadzone badania w celu obniżenia kosztów eksploatacji urządzenia podnoszenia przez wprowadzenie nowych energooszczędnych metod sterowania hydraulicznego.

Stanowisko HUP spełnia założone oczekiwania dotyczące prostego sterowania, nieskomplikowanej eksploatacji, trwałej konstrukcji i niezawodności działania. Stanowisko to może być również rozbudowane o inne urządzenia, np. stabilizator hydrauliczny.

Literatura

- 1. Dindorf R.: Napędy płynowe. Podstawy teoretyczne i metody obliczania napędów hydrostatycznych i pneumatycznych. Podręcznik akademicki. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2009.
- 2. Dindorf R.: Hydrauliczne urządzenie podnoszenia. Napędy i Sterowanie nr 11, 2009.
- 3. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa stanowiska HUP. Zakład Mechatroniki, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2008.

- 4. Tempka T.: Wykonanie hydraulicznego urządzenia podnoszenia wózka widłowego. Praca dyplomowa. Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2005.
- Zastosowanie i konstrukcja środków przewozu transportu bliskiego ładunków (wózki jezdniowe). Materiały dydaktyczne. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2009.

Azymutalny pędnik podowy z napędem hydraulicznym dla małej jednostki pływającej

Czesław Dymarski, Marcin Zagórski – Politechnika Gdańska

1. Wprowadzenie

Okrętowe napędy podowe to znaczy z silnikiem bezpośrednio napędzającym śrubę, a umieszczonym w gondoli pod wodą są obecnie coraz częściej stosowane, zwłaszcza parami w wykonaniu dwu-pędnikowym z możliwością obrotu gondoli z pędnikiem względem osi pionowej. Wynika to z szeregu bardzo istotnych zalet takiego układu napędowego, z których najważniejsze to:

- Bardzo dobre własności manewrowe statku.
- Mniejsze zapotrzebowanie przestrzeni na pomieszczenia siłowniane wewnątrz statku.
- Możliwość zastosowania zamiast jednego dużego kilku mniejszych silników spalinowych o większej prędkości obrotowej napędzających, bezpośrednio lub poprzez przekładnię, prądnice (napęd Diesel-elektryczny) lub pompy hydrauliczne (napęd Diesel-hydrauliczny). Z uwagi na większą liczbę niezależnych źródeł energii z możliwością rozmieszczenia ich w oddzielnych pomieszczeniach rozwiązanie takie zwiększa niezawodność układu napędowego, a tym samym bezpieczeństwo żeglugi. Poza tym nie wymaga wysokich pomieszczeń siłownianych, co pozwala bardziej efektywnie wykorzystać cenną przestrzeń na statku, lokalizując siłownie w relatywnie najmniej atrakcyjnej jego dolnej części kadłuba.
- Mniejsze wibracje kadłuba statku wywołane pracą silników napędzających śruby, a tym samym mniejszy hałas i większy komfort żeglugi, co jest niezwykle ważne zwłaszcza na statkach pasażerskich.

Przedstawiony typ napędu ma jednak także pewne wady, a mianowicie:

- Wysoki koszt silników do napędu śruby o odpowiednio dużej mocy przy relatywnie małych prędkościach obrotowych i wymiarach poprzecznych tak, by mogły być zainstalowane wewnątrz gondoli pędnika. W przypadku napędu elektrycznego muszą to być wysoko momentowe silniki z magnesami stałymi wykonanymi z metali ziem rzadkich, zaś w przypadku napędu hydraulicznego – wysokociśnieniowe raczej wielotłoczkowe silniki osiowe.
- W przypadku napędu Diesel-elektrycznego, poważny problem z należytym odprowadzeniem ciepła generowanego zwłaszcza przez silniki elektryczne z małej trudno dostępnej przestrzeni wewnątrz gondoli.
- Podobnie istotny problem z zapewnieniem należytej szczelności komór ciśnieniowych i wnętrza gondoli zwłaszcza w układach napędowych hydraulicznych.

Podsumowując wymienione cechy należy stwierdzić, że w przypadku statków, od których wymaga się wysokich własności manewrowych, możliwości pracy w mocno zróżnicowanych warunkach obciążenia oraz dużego komfortu żeglugi zalety omawianego typu napędu statków są przeważające. Z tego względu napęd ten znajduje coraz większe zastosowanie zwłaszcza na dużych statkach pasażerskich, niektórych typach okrętów wojennych oraz na jednostkach wymagających pozycjonowania dynamicznego i innych specjalistycznych, jak: holowniki, statki ratownicze czy niektóre typy statków rybackich.

Poniżej przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne i opis działania podowego pędnika azymutalnego z napędem hydraulicznym zaprojektowanego i zbudowanego w ramach realizowanego na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej projektu rozwojowego NCBR pt. "Opracowanie projektu układu napędowo-technologicznego na jednostkę rybacką dostosowaną do połowów w polskiej strefie ekonomicznej".

2. Założenia projektowe

Pierwszym i jednocześnie zasadniczym zadaniem wymienionego wyżej projektu rozwojowego był wybór najbardziej odpowiedniego rodzaju układu napędowego. W wyniku dotychczasowych prac badawczych dotyczących analiz różnych systemów napędowych przedstawionych w pracach [1-8] zdecydowano się na zastosowanie Diesel-hydraulicznego układu z dwoma pędnikami azymutalnymi o mocy na każdym wale śrubowym 80 kW.

Ze względu na to, że napęd hydrauliczny umożliwia stosunkowo łatwą regulację kierunku i wartości prędkości obrotowej założono, iż pędniki powinny być wyposażone w śruby stałe, które są relatywnie proste w konstrukcji, a przez to bardziej niezawodne i tańsze od śrub nastawnych. Ponadto założono, że śruby powinny być umieszczone w dyszach, co umożliwia zmniejszenie ich średnicy zewnętrznej, a także chroni przed zaplątaniem liny lub uderzeniem o pływającą belkę lub krę.

Zasadniczy reżim pracy pędnika przy pełnym obciążeniu mocą powinien odbywać się przy stałym kierunku obrotów śruby z możliwością zmiany wartości prędkości obrotowej zależnie od potrzeb i warunków morskich. Manewrowanie statkiem realizować można przez zmianę kąta obrotu kolumny, niezależnie każdego z pędników. Zmiana kierunku obrotów śruby powinna być możliwa, ale w ograniczonym zakresie obciążenia i stosowana w tylko w uzasadnionych przypadkach np. potrzeby bardzo precyzyjnych manewrów. Ograniczenie to uzasadnione jest odmiennymi warunkami przepływu cieczy w obu kierunkach, zwłaszcza przez dyszę i wynikającego z tego znacznego zróżnicowania sprawności napędu. Z uwagi na brak wolnej przestrzeni na małych jednostkach rybackich układ napędowy, a w tym pędniki azymutalne powinny cechować się zwartą modułową konstrukcją o relatywnie małych wymiarach i masie.

Nie sprecyzowano jednak rodzaju rozwiązania konstrukcyjnego pędników. Chodzi tu głównie o rodzaj i lokalizację silnika hydraulicznego. Uznano za uzasadnione opracowanie projektów wstępnych dwóch odmian konstrukcyjnych, realnych do wykonania w relatywnie krótkim czasie i w możliwej do zaakceptowania cenie. Pierwszy projekt oparto na bardziej popularnym rozwiązaniu polegającym na zastosowaniu silnika napędu śruby umieszczonego w kadłubie statku nad pionową kolumną obrotową pędnika. Napęd z wału silnika przenoszony jest poprzez pionowy wał i umieszczoną wewnątrz gondoli kątową przekładnią zębatą, na wał śrubowy. W rozwiązaniu opracowanym w drugim projekcie silnik umieszczono pod wodą, mocując go do gondoli, wewnątrz której ułożyskowany jest wał śrubowy.

Oba projekty wysłano do kilku potencjalnych producentów w celu przygotowania przez nich ofert na wykonanie obu odmian pędników. W wyniku analizy technicznej obu rozwiązań konstrukcyjnych oraz podanych w ofertach kosztów i terminów ich wykonania zdecydowano się na wykonanie drugiej z wyżej wymienionych odmian pędnika z silnikiem umieszczonym pod wodą.

Zasadniczą zaletą tego rozwiązania jest bezpośrednie połączenie wału silnika z wałem śrubowym bez potrzeby stosowania przekładni zębatej, co upraszcza konstrukcję i podnosi sprawność układu napędowego oraz zmniejsza koszty inwestycyjne. Wprawdzie silnik musi pracować przy mniejszych prędkościach obrotowych, przez co musi być większy i droższy, ale koszt przekładni kątowej i dodatkowego zespołu wału pionowego byłby znacznie wyższy.

Po dokonaniu wyboru odmiany pędnika i jego producenta przystąpiono do wykonania jego pełnej dokumentacji technicznej.

3. Opis konstrukcji

Rozwiązanie konstrukcyjne pędnika w przekroju wzdłużnym przedstawiono na złożeniowym rysunku 1 oraz na trójwymiarowym rysunku 2. Śruba okrętowa 1 o skoku stałym osadzona jest na stożkowym czopie z wpustem pryzmatycznym wału śrubowego 2 i zabezpieczona nakrętką łożyskową 3 wkręconą na gwintowanej końcówce wału. W celu ochrony powierzchni wału i wymienionego połączenia gwintowego przed dostępem wody, do czołowej powierzchni piasty śruby przymocowano śrubami kołpak 4 z pierścieniem uszczelniającym typu "O". Wał śrubowy ułożyskowany jest na dwóch jednakowych łożyskach stożkowych 5 w gondoli 6. Zastosowanie pary łożysk stożkowych podyktowane było potrzebą przeniesienia oprócz siły poprzecznej także znacznych sił osiowych w obu kierunkach wywołanych pracą śruby

z możliwością zmiany kierunku jej obrotów. W przednim czopie wału wykonany jest osiowy otwór z rowkiem wpustowym, w którym osadzony jest czop wału silnika hydraulicznego 7 typu A2FM 125 firmy REXROTH, przymocowanego kołnierzowo do przedniej powierzchni czołowej gondoli za pomocą czterech śrub. Należy zaznaczyć, że zewnętrzny poprzeczny zarys gondoli jest kwadratem o geometrii takiej samej jak zarys kołnierza silnika. W celu minimalizacji oporów przepływu strumienia wody przez dyszę, silnik zamontowano w położeniu przedstawionym na rysunku i wraz z przewodami hydraulicznymi osłonięto opływką, widoczną lepiej na rysunkach 2 i 3. Przestrzeń wewnątrz gondoli zamknięta jest z tylnej strony pokrywą 8, w piaście, której umieszczone są trzy wargowe pierścienie uszczelniające, współpracujące z tuleją 9 osadzoną na cylindrycznym czopie w środkowej części wału śrubowego. Tuleja 9 wykonana jest ze stali kwasoodpornej i uszczelniona względem piasty śruby za pomocą pierścienia typu "O".

Gondola 6 połączona jest kołnierzowo z dolną częścią kolumny obrotowej 10 oraz z dolnym trzpieniem mocowania rurociągów 11. Dolna część kolumny ma kształt grubościennej rury zakończonej kołnierzami. Dodatkowy trzeci niepełny mały kołnierz, ścięty z przedniej i tylnej strony znajduje się nieco pod górnym kołnierzem, a służy do mocowania dyszy 12, co jest widoczne na rysunku 2. Na rysunku tym widoczny jest także drugi punkt mocowania dyszy za pomocą przyspawanej do niej poziomej poprzeczki przykręcanej śrubami do dolnej powierzchni gondoli. Do części walcowej kolumny 10, pośrodku jej długości przyspawana jest prostokątna płyta przyłączeniowa 13 z otworami łączącymi trzy współśrodkowe kanały olejowe znajdujące się wewnątrz kolumny. Do płyty przyłączeniowej przymocowany jest śrubami kołnierz 14 z przyspawanymi trzema stalowymi przewodami hydraulicznymi doprowadzającymi olej do silnika 7. W kołnierzu tym wykonano kilka otworów małej średnicy umożliwiających połączenie przestrzeni wewnątrz gondoli i przewodu drenażowego silnika z kanałem niskociśnieniowym w kolumnie z ominięciem dwóch głównych otworów zasilania silnika. W walcowych gniazdach górnej części trzpienia 11 osadzone są współosiowo dwie rury 15 i 16 o różnych średnicach uszczelnione względem trzpienia pierścieniami typu "O", przez co powstały trzy oddzielne kanały olejowe. Dwa wewnętrzne kanały są wykorzystane do zasilania głównego silnika, zaś kanał między kolumną a rurą o większej średnicy służy do wyprowadzenia oleju z przecieków w silniku.

Dolna część kolumny połączona jest za pomocą złącza kołnierzowego z górną częścią kolumny 17, ułożyskowanej w korpusie fundamentu 18 za pomocą dwóch łożysk tocznych: jednorzędowego walcowego i dwurzędowego baryłkowego. Z uwagi na niewielkie obciążenia osiowe pochodzące jedynie od ciężaru zawieszonych na kolumnie elementów dobrane łożysko baryłkowe dwurzędowe całkowicie wystarczy do przeniesienia zarówno wspomnianych obciążeń osiowych, jak i poprzecznych.



Rys.1. Przekrój osiowy podowego pędnika azymutalnego z napędem hydraulicznym



Przestrzeń wewnątrz korpusu 18 zabezpieczona jest przed dostaniem się wody za pomocą trzech wargowych pierścieni uszczelniających 19 współpracujących z tulejką 20 ze stali kwasoodpornej, zabudowanych w sposób podobny jak w gondoli. Osiowy otwór w górnej części kolumny jest tej samej średnicy co w części dolnej, dzięki czemu bieg trzech kanałów olejowych jest identyczny. W celu zapewnienia smarowania łożysk wykonany został promieniowy otwór w ściance kolumny na wysokości powyżej tulejki 20 a łożyskiem walcowym, umożliwiający przepływ oleju powracającego przez przestrzeń z łożyskami do znajdującej się wyżej przekładni zębatej.



Korpus fundamentu 18 umieszczony w pionowym otworze kadłuba statku zamocowany jest kołnierzowo do dolnej powierzchni płyty fundamentowej 21. Płyta ta o kształcie tarczy mocowana jest śrubami do odpowiednio przygotowanego fundamentu wewnątrz statku. Do górnej powierzchni płyty przymocowany jest korpus 22 przekładni zębatej mechanizmu obrotu kolumny pędnika. Z uwagi na relatywnie małe obciążenia i niskie prędkości obrotowe zastosowano tu jednostopniową przekładnię walcową o zębach prostych o przełożeniu 1:5,1. Naped przekładni realizowany jest za pomocą silnika hydraulicznego 23 typu A2FM5 firmy REXROTH i przekładni planetarnej 24 typu REP125 firmy TRAMEC o przełożeniu 1: 35 zamocowanej za pomocą kołnierza 25 do korpusu 22. Małe koło przekładni walcowej 26 osadzone jest bezpośrednio na czopie z wpustem wału przekładni planetarnej. Duże koło zębate 27 zamocowane jest śrubami na górnej powierzchni czołowej górnej części kolumny 17. Z dużym kołem zębatym połączony jest sztywno trzpień 28 górnego mocowania rur olejowych. Trzpień ten z odpowiednio ukształtowaną walcową powierzchnią zewnętrzną, kanałami i pierścieniami uszczelniającymi osadzony z możliwością obrotu w obudowie 29 stanowi z nią jednocześnie zespół ciśnieniowego złącza obrotowego. Obudowa ta zamknięta od góry pokrywą 30 zamocowana jest sztywno do korpusu przekładni zębatej. Do jej walcowej powierzchni zewnętrznej

przyspawane są dwa króćce do połączenia ciśnieniowych przewodów olejowych. Trzecie, małe przyłącze oleju powrotnego umieszczono w pokrywie.

4. Wstępne próby urządzenia

Do czasu złożenia pracy pędnik został wykonany i zmontowany, a następnie przeprowadzone zostały podstawowe próby odbiorcze u producenta, mające na celu sprawdzenie poprawności wykonania urządzenia. Z uwagi na ograniczone możliwości techniczne i pomiarowe próby te ograniczały się praktycznie do sprawdzenia szczelności wszystkich kanałów olejowych i ruchu bez obciążenia.

W pierwszej kolejności sprawdzono szczelność dwóch głównych kanałów zasilających oraz hydraulicznego złącza obrotowego. Próbę tę przeprowadzono po zdemontowaniu silnika i zaślepieniu najpierw wylotu kanału C (rys. 4 i 5) zespołu rurociągów łączących kolumnę z silnikiem. Do króćca A obudowy ciśnieniowego złącza obrotowego doprowadzono olej pod ciśnieniem 40 MPa i sprawdzono czy nie ma przecieków na wylocie D z drugiego kanału zasilającego oraz na wylocie E przewodu drenażowego. Następnie w podobny sposób, zaślepiając wylot D i doprowadzając olej pod ciśnieniem do króćca B, przeprowadzono kontrolę szczelności drugiego kanału zasilającego.



Rys.4. Widok zespołów rurociągów olejowych z zaznaczeniem punktów kontrolnych

Rys.5. Widok obudowy ciśnieniowego złącza obrotowego z zaznaczeniem króćców doprowadzenia oleju

Równolegle z wykonywaniem pierwszej z wymienionych wyżej prób, sprawdzono działanie mechanizmu obrotu. Polegało ono na podłączeniu obu wlotów G i H (rys. 6) silnika tego mechanizmu do zespołu zasilania hydraulicznego i przy zasilaniu olejem o ograniczonym ciśnieniu do 0,5 MPa i natężeniu przepływu do 20 *10-3 m³/s, obróceniu kolumny pędnika kolejno w obu kierunkach.

Podobne sprawdzenie mechanizmu obrotu powtórzono przy próbie szczelności drugiego kanału (B - D) zasilania silnika głównego.

Kolejną próbę przeprowadzono po zamontowaniu silnika głównego i podłączeniu króćca F do zbiornika grawitacyjnego z olejem. Próba ta polegała na zasileniu silnika mechanizmu obrotów kolumny pędnika olejem o ciśnieniu do 0,5 MPa i natężeniu przepływu do 40*10⁻³ m³/s i obróceniu jej w obu kierunkach.

Podczas wykonywania wszystkich wymienionych prób nie stwierdzono nieszczelności kanałów, a ruch obracanej kolumny był płynny i przebiegał bez zakłóceń.



Rys.6. Widok mechanizmu obrotu i złącza obrotowego z oznaczeniem przyłączy hydraulicznych

5. Uwagi końcowe

Przedstawione w pracy rozwiązanie konstrukcyjne azymutalnego pędnika podowego małej mocy z napędem hydraulicznym jest próbą wprowadzenia tego typu napędów na małe jednostki pływające. Wymienione wcześniej zalety napędów podowych uzasadniają potrzebę prowadzenia prac w tym kierunku.

Zasadniczą cechą i jednocześnie zaletą przedstawionego rozwiązania jest zastosowanie w nim typowego silnika hydraulicznego uznanej firmy zabudowa-

CYLINDER 2011

nego wprawdzie pod wodą, ale w sposób łatwo dostępny. Ułatwia kontrolę i ewentualną wymianę silnika. Należy zaznaczyć, że obecnie brak dostępnych na rynku silników hydraulicznych małej mocy, których wymiary poprzeczne dostosowane byłyby do zabudowy w gondoli pędników azymu- talnych. Zastosowany tu silnik nie jest pod tym względem korzystny, ale zda- niem autorów osłonięty opływką, jak to pokazano na rysunku 4 nie zakłóca w istotny sposób dopływu strumienia wody do umieszczonej w dyszy śruby okrętowej.

Dotychczasowe, wstępne próby fabryczne są pomyślne, ale dopóki nie przeprowadzi się badań urządzenia w pełnym zakresie obciążenia i nie będzie doświadczeń z eksploatacji w warunkach morskich trudno jest na razie mówić o sukcesie. Niemniej jednak wykonane prace zachęcają do dalszych działań w tym kierunku.



Rys.7. Fotografia azymutalnego pędnika podowego podczas prac montażowych na stanowisku badawczym w laboratorium wydziałowym

Literatura

- Dymarski Cz.: The hydraulic drive and control of the equipment of the small fishing cutter. Marine Technology Transaction, Technika Morska, Polish Academy of Sciences - Branch in Gdańsk, Marine Technology Committee. Vol. 13, 2002.
- 2. Dymarski Cz., Dąbrowski K.: Automatic control systems for ships fitted with podded propulsion drive (POD).Polish Maritime Research. Special issue 2004. S.
- Dymarski Cz.: An azimuthing Diesel-hydraulic propulsion system for inland vessel. Materiały IV International Scientifically – Technical Conference EXPLO – DIESEL & GAS TURBINE '05. Gdańsk – Miedzyzdroje – Kopenhaga, May 09 - 13, 2005 r.
- Dymarski Cz., Rolbiecki R.: Comparative analysis of selected design variants of propulsion system for an inland waterways ship. Polish Maritime Research, No 1(47) 2006.
- Dymarski Cz., Skorek G.: A design concept of main propulsion system with hydrostatic transmission gear for inland waterways ship. Polish Maritime Research, - 2006., nr S2.
- Dymarski Cz.: Propulsion system with a hydraulic transmission for a low draught inland vessel. Marine Technology Transactions. Technika Morska. -Vol. 17, 2006.
- Dymarski Cz.: Analysis of two design kind of propulsion for an inland vessel. Journal of POLISH CIMAC. Energetic Aspects. Vol.2, No 1. Gdansk 2007. Editorial Office: Gdansk University of Technology, Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology.

8. Dymarski Cz., Leśniewski W.: Numerical investigations of the engine cooling system in small power vessel pod propulsion system. Polish Maritime Research. - Vol. 15, No 4(58), 2008.

Filtr samoczyszczący do wody i cieczy nisko lepkich

Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek – Instytut Techniki Górniczej KOMAG, **Marek Miziak** – Zabrzańskie Zakłady Mechaniczne S.A.

1. Wstęp

Automatyzacja pracy wielu systemów produkcyjnych dotyczy procesu uzdatniania wody dostarczanej do maszyn i urządzeń, tj. układy chłodzenia silników elektrycznych, zraszanie wodne i powietrzno-wodne ograniczające zapylenie. Parametry jakościowe wody determinują jej wykorzystanie, jak również przekładają się bezpośrednio na żywotność zasilanych nią urządzeń. Powyższe wymagania stały się przyczyną podjęcia prac nad nową konstrukcją filtra samoczyszczącego, przeznaczonego do zabudowy w instalacjach wodociągowych.

Zespół autorski ITG KOMAG opracował koncepcję rozwiązania konstrukcyjnego filtra, natomiast prace związane z wykonaniem prototypu oraz wdrożeniem do produkcji podjęły Zabrzańskie Zakłady Mechaniczne S.A. [1].

W założeniu filtr ma zapewnić uzdatnianie wody (eliminacja wytrącania się węglanu wapnia) oraz zapobiegać przedostawaniu się zanieczyszczeń zgrubnych bezpośrednio na wkłady filtracyjne. Nowe rozwiązanie może zapewnić wydłużony okres bezawaryjnej eksploatacji filtra i zasilanych wodą urządzeń, szczególnie w środowisku panującym w podziemiach kopalń [2].

2. Przegląd istniejących rozwiązań

Na rynku polskim i zagranicznym istnieje szereg firm dostarczających filtry samoczyszczące dla przemysłu. Jedną z nich jest firma EKOPIL [5], która posiada w swojej ofercie filtr typu FE1 (rys. 1). Przeznaczony jest on do oczyszczania wody i innych cieczy o niskiej lepkości z cząstek stałych, za wyjątkiem zanieczyszczeń włóknistych i lepkich. Konstrukcja filtra przewiduje czyszczenie wkładów filtracyjnych rozmieszczonych na obrotowej płycie znajdującej się wewnątrz filtra. Obrót płyty realizowany jest do momentu, gdy jeden z wkładów znajdzie się nad otworem wylotu popłuczyn. Otwarcie zaworu na wylocie popłuczyn powoduje oczyszczenie wkładu filtracyjnego z zanieczyszczeń.

Kolejną firmą oferującą filtry samoczyszczące jest firma SEEBACH [6]. Oferuje ona filtr typu 3218 (rys. 2). Filtr ten znajduje szerokie zastosowanie w wielu dziedzinach przemysłu, w tym w górnictwie węgla kamiennego, gdyż spełnia wymagania dyrektywy ATEX [4]. Budowa filtra przewiduje realizację funkcji czyszczących wkłady filtrujące poprzez obrót ramienia odprowadzającego zanieczyszczenia i ustawienie go pod wybranym wkładem. Wkłady w tym rozwiązaniu pozostają nieruchomo.



Rys.1. Filtr samoczyszczący przemysłowy typu FE1 (źródło: [5]) 1 – napęd krokowy, 2 – element filtracyjny, 3 – wylot popłuczyn, 4 – otwór rewizyjny, 5 – kontrola obrotu, 6 – automatyczny odpowietrznik, 7 – odwodnienie, 8 – pomiar oporu filtra, 9 – szafka elektryczna

Innym producentem jest firma HYDAC [7], oferująca filtr typu AutoFilt RF6 (rys. 3). Budowa i zasada działania podobna jest do filtra firmy SEEBACH. Zastosowano w nim stożkowe wkłady filtracyjne, zapewniające równomierny przepływ cieczy przy niewielkich stratach ciśnienia.

Przedstawione powyżej rozwiązania konstrukcyjne cechują się tym, że w trakcie normalnej pracy filtra wylot zanieczyszczeń zawsze jest połączony z jednym wkładem filtracyjnym. Oznacza to, że wkład ten jest wyłączony z procesu filtracji. Zaproponowane nowe rozwiązanie filtra oparto na zaworach wodnych, zapewniających wykorzystanie w procesie filtracji, wszystkich wkładów równocześnie z krótkotrwałym wyłączeniem kolejnych wkładów na czas oczyszczania.



Rys.2. Automatyczny filtr samoczyszczący typu 3218 (źródło: [6])



Rys.3. Automatyczny filtr samoczyszczący AutoFilt RF6 (źródło: [7])

Opracowanie koncepcji filtra poprzedzono analizą rynku, która wykazała brak produktów wyposażonych w system zapobiegający przedostawaniu się do wkładów filtracyjnych zanieczyszczeń zgrubnych, powstałych np. podczas uruchamiania instalacji wodnej. Stwierdzono również brak rozwiązań, które przewidują dodatkowe uzdatnianie wody przed filtrem, zapewniające ochronę wkładów filtrujących oraz jego wewnętrznej powierzchni przed osadzaniem się kamienia.

3. Innowacyjne rozwiązanie filtra samoczyszczącego

W trakcie prac koncepcyjnych [3] uwzględniono szereg założeń dotyczących między innymi: ogólnej budowy filtra, zastosowanych komponentów oraz medium sterującego (sprężone powietrze). Uwzględniono również fakt, że projektowany filtr będzie cechował się innowacyjną metodą ochrony wkładów filtrujących przed dużymi frakcjami zanieczyszczeń. Filtr będzie również wyposażony w urządzenie uzdatniające wodę, poprzez eliminację wytrącającego się węglanu wapnia. Zapewni to dłuższą żywotność całego układu filtracyjnego oraz innych urządzeń instalacji wodnej. Założono również, że wszystkie wkłady filtrujące będą równocześnie używane do filtracji wody, z krótkim wyłączeniem kolejnych wkładów na czas przepłukania.

3.1. Charakterystyka techniczna

Przewiduje się, że filtr będzie się charakteryzował następującymi parametrami technicznymi przedstawionymi w tabeli 1.

	Tabela 1		
Masa	450 kg		
Wymiary (wysokość x szerokość x głębokość)	1450 x 1200 x 700 mm		
Minimalny przepływ	60 m ³ /h		
Typ wkładu filtrującego	Wkład szczelinowy		
Dokładność filtracji	50 μm; 100 μm; 200 μm		
Maksymalne ciśnienie robocze	2 MPa (4 MPa)		
Sterowanie	Pneumatyczne		
Różnica ciśnień uruchamiająca funkcje	0,15–0,4 MPa (regulowana)		
czyszczące			
Dopuszczalna temperatura pracy	80°C		
Materiał korpusu i wkładów filtrujących	Stal nierdzewna (kwasoodporna)		
Czas czyszczenia wkładów filtrujących	1–5 min (regulowany)		
Funkcje	 filtracja ochrona wkładów przed dużymi frakcjami zanieczyszczeń ochrona przed osadzaniem kamienia 		

Parametry techniczne charakteryzujące filtr samoczyszczący (źródło: [3])

Przedstawione parametry filtra są porównywalne z parametrami filtrów znanych producentów, umożliwiają jednak realizację funkcji ochronnych. Porównanie danych technicznych filtrów samoczyszczących przedstawiono w tabeli 2.

Porównanie danych technicznych filtrów samoczyszczących (źródło: [3])

Tabela 2

Wytwórca Parametr	Seebach typ 3281	Hydac typ AutoFilt RF6	Ekopil typ FE1	Filtr samoczyszczący KOMAG - ZZM		
Materiał obudowy	Stal nierdzewna	Stal węglowa lub stopowa	Stal węglowa lub stal nierdzewna	Stal nierdzewna (kwasoodporna)		
Maks. ciśnienie robocze [MPa]	4	0,6 lub 1	1	4		
Przepływ [m ³ /h]	około 60	do 10000	50-3000	min. 60		
Maks. temp. robocza [°C]	50	90	80	80		
Różnica ciśnień uruchamiająca funkcje czyszczące [MPa]	0,15 do 0,4	b.d.	b.d.	0,15 do 0,4		
Dokładność filtracji [µm]	b.d.	50 do 3000	min. 50	min. 50		
Przeciętny czas płukania [min]	b.d.	b.d.	1 do 5	1 do 5		
b.d. – brak danych						

3.2. Budowa filtra

Na rysunku 4 przedstawiono budowę filtra samoczyszczącego, natomiast na rysunku 5 przedstawiono jego model 3D. Przewiduje się, że elementy bezpośrednio pracujące w środowisku wodnym będą wykonane ze stali nierdzewnej (kwasoodpornej). Elementy pneumatycznego układu sterującego będą zespołami handlowymi, z odpowiednimi dopuszczeniami lub odpowiednio zabezpieczone.



Rys.4. Budowa filtra samoczyszczącego (źródło: [3])

1 – korpus górny, 2 – korpus dolny, 3 – pokrywa, 4 – jednostka sterująca (pneumatyczny układ sterujący), 5 – sanie, 6 – magnetyzer, 7 – odpowietrznik, 8 – zawór zwrotny, 9 – przepustnica, 10 – cylinder pneumatyczny, 11 – grzybek zaworu wodnego, 12 – sprężyna, 13 – tuleja zamykająca, 14 – wkład filtracyjny



69



Rys.6. Urządzenie do magnetycznego uzdatniania wody (źródło: [8])

W rozwiązaniu przewidziano uzdatnianie wody (rys. 6), zapobiegające osadzaniu się kamienia na powierzchni wkładów filtra. W tym celu wybrano metodę magnetycznego uzdatniania wody. Jej zaletami są:

- łatwość stosowania oraz niewielkie koszty związane z obsługą,
- ekologiczna czystość,
- brak zasilania zewnętrznego,
- brak konieczności stałego dozoru technicznego.

Magnetyczne uzdatnianie wody nie zmienia jej składu. Metoda nie powoduje również osadzania się kamienia na ściankach

nowych instalacji, natomiast w starych instalacjach powoduje powolne rozkruszanie istniejącego kamienia.

Za właściwą filtrację wody odpowiadać będą szczelinowe wkłady filtrujące (rys. 7). Wkłady szczelinowe projektowane są indywidualnie, według zapotrzebowań klienta. Produkowane są nowoczesną techniką polegającą na wytwarzaniu przegrody filtracyjnej ze spiralnie zwijanych stalowych elementów o przekroju ściętego lub zaokrąglonego trójkąta (rys. 8). Takie rozwiązanie gwarantuje uzyskanie najlepszych parametrów hydrodynamicznych w czasie procesu filtracji, jak też i oczyszczania powierzchni wkładu. Dzięki temu unika się zjawiska blokowania cząstek zawiesiny w szczelinach. Odpłukiwanie filtra przepływem w przeciwnym kierunku jest łatwe i skuteczne, wzmacniane dodatkowo efektem dyszy w wyniku malejącego przekroju szczeliny.



Rys.7. Filtrujący wkład szczelinowy (źródło: [3])

Rys.8. Model filtrowania cieczy (źródło: [3])

Element filtrujący jest dodatkowo wzmacniany podłużnymi poprzeczkami, co poprawia stateczność wkładu oraz jego odporność na zmiany ciśnienia w czasie filtracji i odpłukiwania wkładu. Dzięki temu szczeliny filtracyjne są stabilne i posiadają stały wymiar.



Rys.9. Przepustnica sterowana pneumatycznie (źródło: [9])

Jednym z założeń projektu było zaopatrzenie filtra w system ochrony wkładów filtracyjnych przed zanieczyszczeniami zgrubnymi powstałymi podczas uruchamiania instalacji wodnej. System ten przewiduje wykonanie dodatkowego kanału, łączącego komorę wody zanieczyszczonej z komorą wylotu zanieczyszczeń. Za prawidłowe przekierowanie cieczy roboczej odpowiadać będzie sterowana pneumatycznie przepustnica (rys. 9), wraz z zaworem zwrotnym.

3.3. Zasada działania filtra

Filtr przeznaczony jest do oczyszczania wody i cieczy o niskiej lepkości (zbliżonej właściwościami fizykochemicznymi do wody, np. emulsja olejowowodna stosowana w górnictwie) z cząstek stałych, w trybie bezobsługowym. Filtrowane medium przepływa przez szczelinowe wkłady filtracyjne od wewnątrz na zewnątrz. W trakcie tego procesu cząstki

zanieczyszczeń odkładają się na wewnętrznej, gładkiej powierzchni wkładu. Wraz z rosnącą ilością zanieczyszczeń rośnie również różnica ciśnień pomiędzy komorami "wlotową" i "wylotową". Jeśli różnica ciśnień osiągnie nastawioną wartość, rozpoczyna się proces automatycznego czyszczenia filtra "strumieniem wstecznym". Przefiltrowana przez pozostałe wkłady woda wpływa od zewnątrz do czyszczonego wkładu, zabierając z sobą zanieczyszczenia i wypływa króćcem przeznaczonym do odbioru zanieczyszczeń. Funkcje czyszczące mogą być również uruchomione poprzez ręczne wywołanie z panelu sterującego.



Układ czyszczenia zbudowano w oparciu o autorskie rozwiązanie zaworu wodnego (rys. 10), sterowanego pneumatycznie, umożliwiającego wykorzystanie wszystkich wkładów filtrujących w trakcie normalnej pracy filtra. Elementem sterującym zaworu jest dwutłokowy siłownik pneumatyczny dwustronnego działania. Elementami wykonawczymi, kierującymi przepływem wody, są: grzybek oraz tuleja zamykająca ze sprężyną dociskową.

Rys.10. Zawór wodny (źródło: opracowanie własne) 1 – tuleja zamykająca, 2 – grzybek, 3 – siłownik pneumatyczny
Działanie zaworu realizowane jest w czterech fazach:

- Faza I Siłownik pneumatyczny nie jest zasilany. Tuleja zamykająca zezwala na przepływ wody zanieczyszczonej do wkładu filtracyjnego i tym samym na właściwy proces filtracji. Grzybek zaworu pozostaje w pozycji zamkniętej.
- Faza II Przestrzeń podtłokowa siłownika zasilona zostaje sprężonym powietrzem. Tłoczysko wysuwa tuleję zamykającą, powodując odcięcie dopływu wody zanieczyszczonej do wkładu filtracyjnego. Grzybek zaworu pozostaje w pozycji zamkniętej.
- Faza III Siłownik pneumatyczny osiąga położenie krańcowe. Podniesiony zostaje grzybek zaworu, powodując otwarcie przepływu do kanału wylotu zanieczyszczeń. Następuje oczyszczanie wkładu filtracyjnego ze zgromadzonych nieczystości poprzez strumień wsteczny wody czystej.
- Faza IV Zasilona zostaje przestrzeń nadtłokowa siłownika pneumatycznego. Tłoczysko cylindra wraca do położenia wstępnego, przesuwając jednocześnie tuleję zamykającą oraz grzybek. Zakończenie fazy czwartej jest równoznaczne z początkiem sekwencji ruchów w zaworze wodnym znajdującym się pod kolejnym wkładem filtrującym.

4. Pneumatyczny układ sterowania

Pneumatyczny układ sterowania [3] odpowiedzialny jest za:

- podawanie sygnałów sterujących (w założonej sekwencji) do cylindrów zaworów wodnych,
- podawanie sygnału sterującego do zaworu odpowiedzialnego za ochronę wkładów filtrujących przed zanieczyszczeniami zgrubnymi,
- monitorowanie różnicy ciśnień na "wlocie" i "wylocie" z filtra,
- informowanie o stanach awaryjnych.

Układ sterowania filtra (rys. 11) zbudowany jest z następujących modułów:

- wejściowego,
- zadajnika impulsów,
- wykonawczego,
- ochrony filtra,
- alarmowego.

Moduł wejściowy jest podstawowym elementem systemu. Jego zadaniem jest zbieranie "informacji" oraz uruchomienie procedury czyszczenia filtra.

Kolejną istotną częścią systemu jest **zadajnik impulsów**. Ma on za zadanie generowanie impulsów sterujących modułem wykonawczym. Czas pomiędzy generowanymi impulsami jest regulowany za pomocą układu sterowanego przez pneumatyczny zawór 3/2.



Modul wykonawczy składa się z 6 kanałów. Na każdy kanał przypada licznik, siłownik pneumatyczny wraz z zaworem 4/2 oraz zawory logiczne "OR", zbierające sygnały resetujące liczniki poprzednich kanałów. Za ostatnim, 6-tym kanałem, zastosowano dodatkowy licznik oraz układ czasowy, pozwalający na prawidłową pracę 6-tego kanału (reset).

Sygnał wysterowania każdego zaworu siłownika przechodzi dodatkowo przez zawór logiczny "OR", dzięki czemu uzyskuje się możliwość niezależnego wysunięcia siłowników podczas pracy w trybie ochrony filtra przed frakcjami grubymi.

Załączenie ochrony filtra możliwe jest dzięki zastosowaniu modułu ochrony filtra. Zadaniem tego modułu jest wysunięcie wszystkich siłowników (zamknięcie filtra) oraz otwarcie zaworu wody. Tryb ochrony filtra powinien być załączony przy każdym rozruchu filtra, szczególnie po dłuższym czasie postoju.

Podczas płukania wkładów filtrujących, różnica ciśnień wody na wlocie i wylocie filtra jest sukcesywnie zmniejszana. W przypadku występowania różnicy ciśnień, po zakończeniu pierwszej procedury czyszczenia, uruchamiana jest, bez zatrzymania, kolejna pętla. Gdy, po drugim czyszczeniu różnica ciśnień, monitorowana na manometrze różnicowym nie zmniejszy się, czyszczenie filtra zostanie zatrzymane (filtr będzie normalnie pracował), dzięki zastosowaniu **modułu alarmowego**. Moduł zlicza ilość czyszczeń i po nastawionej liczbie "wyświetla" informację alarmową.

5. Stanowisko badawcze

Stanowisko badawcze filtra (rys. 12) zaprojektowano w celu sprawdzenia zgodności założonych parametrów technicznych. Stanowisko będzie tworzyć kilka współpracujących ze sobą zespołów. Pierwszym zespołem będzie główny agregat pompowy wyposażony w pompę wielostopniowa, zasilający układ w wodę o ciśnieniu 4 MPa i zapewniający przepływ powyżej 60 m3/h. Zespół ten połączony zostanie rurociągiem stalowym z filtrem oraz zbiornikiem o pojemności 3 m³, na których umieszczone będą zawory odcinające. Dodatkowo rurociąg wyposażony będzie w elastyczne kompensatory osiowe, w celu uniknięcia przenoszenia drgań z agregatu. Następnym zespołem stanowiska badawczego będzie pomocniczy agregat pompowy umożliwiający wykonanie wodnych prób ciśnieniowych (ciśnieniem wody około 6 MPa). Agregat połączony zostanie z filtrem i zbiornikiem za pomocą wysokociśnieniowych przewodów elastycznych. Kolejnym zespołem stanowiska badawczego będzie układ sprężonego powietrza odpowiadający za zasilanie szafki sterowniczej filtra oraz przystosowany do wykonywania prób ciśnieniowych siłowników pneumatycznych. Zarówno układy wodne, jak i układ pneumatyczny wyposażone zostaną w sze-

reg czujników pomiarowych, określających m.in. ciśnienie wody na wlocie i wylocie z filtra, ciśnienie sprężonego powietrza oraz natężenie przepływu wody przez filtr. Sygnały z czujników przekazywane będą do rejestratora. Badania (poprzez uruchomienie wszystkich funkcji układu sterowania) pozwolą sprawdzić ogólną funkcjonalność działania zastosowanych elementów filtra oraz pozwolą zweryfikować poprawność przyjętych założeń konstrukcyjnych.



Rys.12. Stanowisko badawcze filtra (źródło: opracowanie własne) 1 – zbiornik wody, 2 – pomocniczy agregat pompowy, 3 – główny agregat pompowy, 4 – sprężarka, 5 – rejestrator wyników, 6 – filtr samoczyszczący

6. Podsumowanie

Opracowane rozwiązanie konstrukcyjne filtra samoczyszczącego stanowi efekt współpracy specjalistów ITG KOMAG oraz Zabrzańskich Zakładów Mechanicznych S.A.

Filtr posiada szereg innowacyjnych rozwiązań, takich jak:

- realizacja funkcji czyszczenia, poprzez system pneumatycznie sterowanych zaworów wodnych,
- zapobieganie osadzania węglanu wapnia na wkładach filtrujących oraz wewnętrznych powierzchniach filtra w procesie filtracji wody,

 ochrona filtra przed dużymi frakcjami zanieczyszczeń, mogącymi przedostać się do wkładów filtrujących podczas rozruchu (bądź po dłuższym przestoju) urządzenia.

Proponowane rozwiązanie pozwala na zastąpienie obrotowego elementu sterującego kolejnością czyszczenia wkładów filtrujących, łatwo wymienialnymi zaworami wodnymi. Uproszczenie budowy i dostępu do zespołu przepłukującego skróci czas ewentualnej naprawy.

Budowa pneumatycznego układu sterowania umożliwi wykorzystanie wszystkich wkładów filtrujących podczas normalnego cyklu filtracji wody (w oferowanych na rynku produktach, jeden wkład jest zawsze wyłączony z cyklu filtracji).

Minimalne ciśnienie sterowania (pneumatycznego), podobnie jak w znanych rozwiązaniach, będzie wynosić 0,4 MPa.

Zastosowanie odpowiednich komponentów do budowy filtra, jak również jego konstrukcja, pozwoli na użytkowanie go przy ciśnieniu wody wynoszącym maksymalnie 4 MPa.

Literatura

- 1. Nieśpiałowski K., Jasiulek T., Miziak M.: Innowacyjny filtr samoczyszczący do instalacji wodnych. Maszyny Górnicze 3/2011.
- Praca nie publikowana: Filtr samoczyszczący z funkcją uzdatniania wody i ochroną przed dużymi frakcjami zanieczyszczeń Umowa o dofinansowanie nr UDA-POIG.01.04.00-24-059/09-00; UDA-POIG.04.01.00-24-059/ 09-00 z dnia 06-10-2010.
- Praca nie publikowana: Filtr samoczyszczący z funkcją uzdatniania wody i ochroną przed dużymi frakcjami zanieczyszczeń. Opracowanie założeń konstrukcyjnych i wstępnego rozwiązania konstrukcyjnego filtra samoczyszczącego. Gliwice, kwiecień 2010.
- 4. Dyrektywa Unii Europejskiej nr 94/9/WE-ATEX z dnia 23 marca 1994r. (wdrożona Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, Dz.U. Nr 263, poz 2203).
- 5. http://www.ekopil.pl
- 6. http://www.seebach.com
- 7. http://www.hydac.com.pl
- 8. http://www.infracorr.com.pl
- 9. http://www.bray.pl

Zakres stosowania PE-UHMW na uszczelnienia i elementy prowadzące

Wojciech Okularczyk – Politechnika Częstochowska, TEST – Systemy uszczelniające, Częstochowa

1. Regeneracja siłowników pneumatycznych

Regeneracja dotyczyła cylindrów pneumatycznego mechanizmu zakleszczania wsadzarki i wysadzarki pieca obrotowego [8].

Zakres planowanych prac obejmował:

regenerację siłowników pneumatycznych wraz z montażem uszczelnień:
Ø 250/60 o skoku 170 mm – 2 szt. (rys. 1),

Ø 500/70 o skoku 175 mm – 2 szt. (rys. 2).



Rys.1. Siłownik Ø 250/60 o skoku 170 mm

1 – dławnica zewnętrzna, 2 – pakiet uszczelniający, 3 – dławnica wewnętrzna, 4 – uszczelka skórzana ze stalowym pierścieniem rozpierającym, 5 – pierścień prowadzący z brązu, 6 – pierścień dociskający, 7 – tłok [8]

Zakres prac przy regeneracji siłowników Ø 250/60 i Ø 500/70 miał obejmować m.in.:

- honowanie tulei cylindra do uzyskania gładkiej powierzchni,

wykonanie i montaż nowych węzłów uszczelniających.

Ze względu na kilkudziesięcioletnią pracę siłowników spodziewano się uszkodzeń mechanicznych powierzchni cylindrów o głębokości dochodzącej miejscami do 1,5-2 mm. W związku z tym przewidywano obróbkę mechaniczną – toczenie, a następnie honowanie powierzchni.

Przewidziano zmianę konstrukcyjną zewnętrznych części tłoków. Firma TEST Systemy Uszczelniające wprowadzając zmiany konstrukcyjne, których wymagają nowe typy uszczelnień, stara się wprowadzać zmiany w taki sposób, aby jak najszybciej można było powrócić do poprzedniego rozwiązania konstrukcyjnego. W tym przypadku (rys. 1, 2) przyjęto zmianę następujących elementów: prowadzenia z brązu (5), dwóch uszczelniających pierścieni skórzanych (4) i kołnierza (6).

Podobny projekt był już wcześniej przez firmę TEST SU zrealizowany z powodzeniem w zakresie średnic Ø 400/500, w siłownikach pneumatycznych hamulców wind kopalnianych.





Powierzchnie wewnętrzne cylindrów nie miały oczekiwanego normalnego rodzaju zużycia (rys. 3). Zamiast występowania przede wszystkim podłużnych rys, stwierdzono mnóstwo wyrwań powierzchni o różnej głębokości i powierzchni, zdarzały się również głębokie rysy (rys. 4), które z pewnością występowały podczas pierwszego montażu siłowników.



Rys.3. Powierzchnia siłownika Ø 500/70 – widoczne znaczne zagłębienia w strukturze powierzchni [Źródło: opracowanie własne]



Rys.4. Powierzchnia siłownika Ø 250/60 – widoczne głębokie rysy [Źródło: opracowanie własne]

Przewidywane metody obróbki nie gwarantowały właściwej jakości realizowanego zlecenia. Spodziewano się występowania szczelin i przerw w spójności powierzchni na każdej głębokości obróbki.



Rys.5. Powierzchnia siłownika Ø 500/70 – po wstępnej obróbce przed natryskiem plazmowym -widoczne ślady oleju pojawiające się z głębszych warstw [Źródło: opracowanie własne]

Podjęto decyzję o wykonaniu natrysku plazmowego, który miał zamknąć pory i niespójności powierzchni; honowanie przeprowadzone byłoby po natrysku. Założono utrzymanie nominalnych wymiarów wewnętrznych. Natrysk rozpoczęto od powierzchni cylindrów siłowników Ø 250/60. Zostało ono przeprowadzone z powodzeniem, przystąpiono do honowania powierzchni. Próby obróbki mechanicznej, a następnie natryskiwania powierzchni cylindrów Ø 500/70 nie dały oczekiwanych rezultatów (rys. 5, 6). Olej zawarty w strukturze ścianek cylindrów tworzył rozlewiska po wstępnej obróbce (rys. 5), a po natrysku – przerywał jego strukturę (rys. 6).

W tej sytuacji podjęto decyzję o wprowadzeniu do starych tulei rur stalowych i uzyskanie wymiaru nominalnego Ø 500. Jedynym minusem było osłabienie macierzystych ścianek cylindra z około 18 mm do około 14 mm. Zakupiono rurę 508x7,5 z materiału 18G2A. Cylindry przetoczono na średnicę 507 mm, na ten sam wymiar obrobiono powierzchnie zewnętrzne rur, odpowiednio zakładając zaciski montażowe. Montaż przeprowadzono na prasie hydraulicznej, dodatkowo używając anaerobowego środka montażowego uszczelniającego powierzchnie cylindryczne tulei i siłownika.

Kolejnymi zabiegami technologicznymi było honowanie i obcięcie wystającej części tulei wewnętrznej (rys. 7).



Rys.6. Powierzchnia siłownika Ø 500/70 – po próbnym natrysku plazmowym – widoczna plama oleju wychodzącego z głębszych warstw [Źródło: opracowanie własne]



Rys.7. Siłownik Ø 500/70 – po montażu i obcięciu tulei wewnętrznej [Źródło: opracowanie własne]

Przewidywane zestawy uszczelniająco-prowadzące wymagały usunięcia z tłoków uszczelnień skórzanych, rozdzielających je pierścieni brązowych oraz kołnierzy dociskających. Chcąc wypełnić tę przestrzeń oraz ze względu na

wysokość tłoków (około 50 mm), podjęto decyzję o wykonaniu z poliacetalu (POM) zabudów uszczelnień (rys. 8). Rysunek 9 przedstawia kształt uszczelnienia tłokowego, montowanego w środkowym kanale zewnętrznej części zabudowy (rys. 8).



Rys.8. Poliacetalowa zabudowa uszczelnień – po lewej szkic, w środku zabudowana na tłoku Ø 500 [Źródło: opracowanie własne]

W celu zabezpieczenia siłowników przed pyłem w dławnicach zewnętrznych (poz. 1 - rys. 1 i 2) zamontowano własnej konstrukcji pierścienie zgarniające z PE-UHMW (rys. 9).



Rys.9. Uszczelnienia siłowników – od lewej uszczelnienie tłokowe, po prawej pierścień zgarniający [Źródło: opracowanie własne]

2. Hydrauliczne złącze obrotowe do specjalnych zastosowań

Elementy hydrauliki siłowej są eksploatowane w bardzo różnych i często trudnych warunkach. Przykładowo uszczelnienie obrotowe złącza hydraulicz-

nego pracującego w wodzie morskiej musi wykazywać odporność na jej agresywne działanie, także odznaczać się odpowiednimi właściwościami tribologicznymi. Musi zapewniać szczelność urządzenia – nie może dochodzić do skażenia środowiska naturalnego olejem hydraulicznym, ani przepuszczania wody do oleju. Dostosowanie złącz obrotowych do pracy w tak specyficznych warunkach wymaga żmudnych i specjalistycznych badań laboratoryjnych [1].

Obiektem opracowania było złącze obrotowe hydrauliczne o trzech kanałach hydraulicznych: B, P i T, średnicy w miejscu uszczelnienia ø 480 mm i maksymalnym ciśnieniu 25 MPa, występującym na kanale tłocznym P (rys. 10). Kanał B służy do podania oleju hydraulicznego w celu odhamowania hamulców płytkowych w zespole mechanicznym, kanał P służy do zasilania bloku hydraulicznego wewnątrz zespołu mechanicznego, kanał T odprowadza olej hydrauliczny z elementów roboczych zespołu mechanicznego do zbiornika. Do złącza obrotowego przymocowany jest zespół mechaniczny o wadze 12 kN.



Rys.10. Schemat złącza obrotowego [1]

Maksymalny moment obrotowy napędu hydraulicznego (ze względów konstrukcyjnych) wynosił 3400 N·m, kąt obrotu złącza wynosił 360° (±180°), a prędkość tzw. obrotu płynnego 20 obr/min. Złącze obrotowe, o starannie wypolerowanych powierzchniach Ra = 0,8, wykonano ze stali H17N13M2T, natomiast luzy pomiędzy częściami współpracującymi ustalono według danych z katalogów uszczelnień i taśm prowadzących. Wybrano do badań, jako uszczelnienie kanałów hydraulicznych, pierścienie firmy O.L. TurnRing wewnętrzne (rys. 11) 25713–4800–22 o szerokości rowka 6,3 mm, wykonane z PTFE z napełniaczami węglowymi – koks i grafit [5]. Jako łożyskowanie osiowe i promieniowe złącza obrotowego zastosowano odpowiednio łożyska płaskie

typu W–25–4800/400–22 oraz taśmy prowadzące firmy O.L. GuideStrip R–25– 148–4800B–22 [5]. Kompozyt na elementy łożyskowe i uszczelnienia wybrano na podstawie zaleceń producenta, wymiary rowków pod uszczelnienia wykonano według danych katalogowych.



Rys.11. Uszczelnienie typu TurnRing wewnętrzne [Źródło: opracowanie własne]



Rys.12. Wyniki pomiarów momentów obrotowych standardowego hydraulicznego złącza obrotowego: a) temp. złącza = 18°C, ciśnienie = 0 MPa; b) temp. złącza = 18°C, ciśnienie = 25 MPa, pojedynczo zasilane kanały; c) temp. złącza = 40°C, ciśnienie = 0 MPa; d)) temp. złącza = 40°C, ciśnienie = 25 MPa, pojedynczo zasilane kanały; e) temp. złącza = 15°C, ciśnienie = 0 MPa; f)) temp. złącza = 15°C, ciśnienie = 25 MPa, pojedynczo zasilane kanały [1]

Stanowisko badawcze składało się z: zasilacza hydraulicznego o wydajności 80 dm³/min i ciśnieniu 30 MPa, wysokomomentowego silnika hydraulicz-

nego (konstrukcji tłokowej promieniowej) typu 2800/2CV seria 0973 60 VERBERIE [4], momentomierza typu T30FN o nominalnym zakresie pomiarowym 20 kN·m i dokładności pomiarowej $\pm 2\%$ [3] oraz stojaka z zamontowanym złączem obrotowym. Silnik hydrauliczny ustawiono na 20 obr/min. Podczas badań sprawdzano temperaturę złącza obrotowego. Celem badań było określenie oporów ruchu i porównanie ich z dostępnym momentem obrotowym, uzyskiwanym na mechanizmie obrotu. Wykonywano próby dwojakiego rodzaju:

- podczas obrotów kanałów nie zasilano ciśnieniem hydraulicznym,
- podczas obrotów kanały zasilano pojedynczo ciśnieniem 25 MPa.

Podane wartości momentów obrotowych dotyczyły momentów koniecznych do obrotu złącza przez wał napędowy silnika hydraulicznego obrotu; silnik zesprzęglono z hydraulicznym złączem obrotowym. Wyniki pokazano na rysunku 12. Wzrost temperatury złącza do około 40°C wywołuje znaczne obniżenie momentu obrotowego. Największą wartość osiąga moment obrotowy podczas zasilania kanału zlewowego T, gdy olej z trudem dociera do uszczelnień umieszczonych wyżej.



Rys.13. Wykres kąta obrotu w funkcji czasu wyznaczony w rzeczywistych warunkach pracy dla standardowo wykonanego złącza obrotowego [1]

Dołączone wykresy funkcji kąta obrotu od czasu zostały wyznaczone bezpośrednio w rzeczywistych warunkach pracy, po zanurzeniu w wodzie morskiej, z zamontowanym kompletnym zespołem mechanicznym. Wykresy wykonano przy użyciu oprogramowania przeznaczonego do analizy z sieci CAN z firmy VECTOR – CANanalyzer [2].

Z wykresu umieszczonego na rysunku 13, można odczytać, że opór złącza obrotowego przewyższa dysponowany moment obrotowy silnika hydraulicznego. Nie uzyskuje się pełnego kąta obrotu, jest on ograniczony do około 150°, uzyskiwanych dopiero po kilkakrotnie ponawianych próbach przez 180 sekund. Ograniczony obrót odbywa się przez około 10 sekund, a więc kilkakrotnie przekroczonym w stosunku do założonego czasu pełnego obrotu, tj. 3. Początkowo wybrane materiały par trących, ze względu na zbyt długi czas trwania

pełnego obrotu złącza, okazały się nieodpowiednie. Rozpoczęto zatem prace nad nowymi rozwiązaniami alternatywnymi.

Po kilku bezowocnych próbach doboru odpowiedniej pary trącej:

- a) zmieniono materiał, z którego był wykonany pierścień uszczelniający w zestawie typu TurnRing z PTFE/koks+grafit (Kefloy 22) na PE-UHMW;
- b) nieznacznie zmodyfikowano kształt pierścienia;
- c) zmniejszono zacisk pierścienia typu O-ring z 20% na około 12%;
- d) powierzchnię roboczą wału obrotowego pochromowano bezpośrednio na powłoce ze stali kwasoodpornej.





j) temp. złącza = 23°C, ciśnienie = 22 MPa, pojedynczo zasilane kanały [1]

Po wprowadzonych zmianach (rys. 14) stwierdzono sześciokrotne zmniejszenie (do 100 N·m) momentu obrotowego złącza nieobciążonego ciśnieniem. Natomiast wartości momentów obrotowych przy kanałach pojedynczo obciążonych ciśnieniem były porównywalne.

Praktyczne zmiany zostały zauważone dopiero w warunkach rzeczywistych (rys. 15); na wykresie widoczne jest osiągnięcie założonego czasu pełnego obrotu zespołu mechanicznego w obu kierunkach.



Rys.15. Wykres kąta obrotu złącza obrotowego w funkcji czasu po zastosowaniu uszczelnień z PE-UHMW, zmniejszeniu zacisku O-ringów do 12% i pochromowaniu powierzchni roboczej wału - po uzyskaniu prawidłowej prędkości obrotu. Wyznaczenie czasu pełnego obrotu w prawo (dt = 3,14 s) i kąta pełnego obrotu (dy = 362,3°) [1]

Zamiana materiału uszczelnienia podstawowego z PTFE napełnianego koksem i grafitem (zalecanego przez niemal wszystkich dostawców półfabrykatów i gotowych uszczelnień) na PE-UHMW, wpłynęła głównie na uzyskanie znacznie obniżonego współczynnika tarcia i odpowiednią szczelność układu. Spełnione zostały oczekiwania użytkownika urządzenia: czas pełnego obrotu złącza wynosi około 3 sekundy, pełen obrót osiąga 360°, a układ jest całkowicie szczelny, ekologicznie bezpieczny, nie dochodzi do zanieczyszczania wody morskiej.

3. Obrotowe łożyska ślizgowe i uszczelnienia w środowisku wodnym

Odpowiedni dobór materiałów polimerowych, zwłaszcza do nietypowych elementów ślizgowych, wymaga odpowiednich, wyprzedzających badań wykonywanych w warunkach jak najbardziej zbliżonych do warunków rzeczywistych. Istotne jest tu uwzględnienie: czynnika smarującego, dyssypacji ciepła, doboru materiałów pary trącej, chropowatości powierzchni (tzw. nośnej), wielkości powierzchni styku, nacisku powierzchniowego, względnej prędkości liniowej i innych czynników eksploatacyjnych, które niekiedy mogą przyspieszać zużywanie polimerowych łożysk ślizgowych oraz uszczelnień w maszynach.

Do badań wytypowano materiał polimerowy, który można zastosować na łożyska ślizgowe i uszczelnienia, pracujące obrotowo w środowisku wodnym. Badania rozpoczął producent maszyn do lodów, który chcąc zwiększyć trwałość węzłów łożyskowych i uszczelniających, postanowił chromować, a następnie szlifować powierzchnie czopów wału, wykonywanych dotychczas ze stali kwa-

soodpornej 316. W konsekwencji trwałość elementów polimerowych, dotychczas z PTFE+CrO (politetrafluoroetylenu z tlenkiem chromu), zmniejszyła się wielokrotnie. Do badań, jako materiału zamiennego, użyto PE–UHMW [9].

Badania prowadzono na tzw. maszynie trwałościowej Instytutu Przetwórstwa Polimerów i Zarządzania Produkcją Politechniki Częstochowskiej (rys. 16) [6], w której napęd z silnika 7 jest przekazywany na wałek z umieszczoną na 3 przez przekładnię pasową urządzenia 6. W korpusie 4 osadzono próbkę 2 i nałożono na przeciwpróbkę 3. Zabezpieczenie 5 zapobiega obrotowi przeciwpróbki względem próbki. Do miejsca tarcia dostarczana jest woda, a rurka 5 dostarcza wodę do miejsca tarcia. Pod układem badawczym umieszczono zbiornik z wodą 1. Korpus 4 z osadzoną próbką 2 został obciążony siłą 230 N.



Rys.16. Stanowisko badawcze [Źródło: opracowanie własne] 1 – zbiornik z wodą; 2 – próbka; 3 – przeciwpróbka, 4 – korpus mocujący próbkę; 5 – kołek zabezpieczający; 6 – przekładnia pasowa; 7 – silnik elektryczny

Korpus mocujący próbkę pokazano na rysunku 17. Otwór Ø40 mm wykonano zgodnie z tolerancją H11. Zdecydowano się na średnicę 75x0,75 mm ze względu na przełożenie linki z obciążeniem. Do badań przyjęto próbki z PE– UHMW i PTFE–CrO (politetrafluoroetylen z dodatkiem tlenku chromu). Próbki wykonano zgodnie z wymiarami pokazanymi na rysunku 18.



Rys.17. Korpus do zamocowania próbki –materiał poliacetal (POM); otwór na powierzchni wybrania Ø 55x2 mm (po lewej stronie) zabezpieczający próbkę przed obrotem) – wymiary w mm [9]

Średnicę 40 mm wykonano zgodnie z tolerancją dodatnią, aby umocować badaną próbkę z niewielkim wciskiem w korpusie; następnie próbki Ø35^{+0,1} mm kontrolowano po zamocowaniu w korpusie. Wszystkie próbki wykonano kolejno na tokarce CNC, nie zmieniając ustawienia noży skrawających, z jednakowymi parametrami obróbczymi. Dodatkowy otwór na zewnętrznej średnicy kołnierza próbek (rys. 18) służy do zabezpieczenia ich przed obrotem po zamocowaniu w korpusie. Szerokość całkowita próbek wynosiła 10 mm, a wysokość kołnierza 2 mm.



Rys.18. Wymiary próbki oraz materiał typu PE-UHMW i kompozyt PTFE+CrO [9]



Rys.19. Porównanie struktur powierzchni próbek z PTFE+CrO oraz z PE-UHMW: a) i b) powiększenie x10; c) i d) powiększenie x63 [9]

Przeciwpróbki wykonano ze stali kwasoodpornej 316, a ich wymiary wynosiły Ø35h7 z jednostronną fazą wprowadzającą 0,5–30°/Ø28,85 x 10,5. Przed rozpoczęciem badań tzw. zużyciowych sfotografowano mikroskopowe powierzchnie próbek (rys. 19) i przeciwpróbki (rys. 21) oraz zmierzono chropowatości powierzchni przeciwpróbki. Stwierdzono płytsze ślady obróbki na powierzchni PTFE+CrO w porównaniu z powierzchnią PE-UHMW (rys. 19), co wynika najprawdopodobniej z większej plastyczności PTFE. Zarazem ślady obróbki są znacznie lepiej widoczne (rys. 19 c), d).

Podstawowe parametry chropowatości przeciwpróbki wynosiły Ra $\approx 0.35 \,\mu$ m, Rz $\approx 3 \,\mu$ m, a powierzchnia nośna Rmr > 55% [10], co spełnia wymagania dotyczące przygotowania powierzchni ślizgowych. Badania wykonywano w trybie ciągłym przez 12 godzin. Przeciwpróbka o średnicy zewnętrznej 35 mm obracała się z prędkością 90 obr/min (v $\approx 0.16 \,\text{m/s}$). Na jej obwodzie umieszczono osadzoną w korpusie próbkę obciążona 230 N. Jako ciecz chłodząco-smarującą użyto wody w obiegu zamkniętym.

Do oceny zużycia ściernego zastosowano metodę wagową. Próbki dokładnie zważono przed badaniami i po ich wykonaniu. Średnie zużycie próbek z PE–UHMW wyniosło 0,6%, natomiast próbek z PTFE+CrO 4,5%. Badano po osiem próbek.



Rys.20. Próbka z PTFE+CrO: a) w górnej części widoczny efekt pełzania; b) cieńsza ścianka [9]

Stwierdzono poza zużyciem ściernym [7] wystąpienie pełzania PTFE (rys. 20a); na brzegach powierzchni ślizgowych przeciwpróbek następowało pełzanie polimeru. Jednocześnie w miejscu przyłożenia obciążenia ścianka próbki stała się wyraźnie cieńsza (rys. 20b). Zjawisko powolnego plastycznego odkształ-cania się PTFE nastąpiło pod wpływem długiego tarcia i działania obciążenia.

W próbkach z PE–UHMW nie doszło do podobnego zjawiska, ścianki nie stały się cieńsze (mierzenie suwmiarką), a nieznaczne wypłynięcie polimeru zauważono pod lupą. Pod wpływem tarcia nastąpiło przeniesienie polimerów na powierzchnie przeciwpróbki (rys. 21b); widoczne w postaci ciemnych pól. Spowodowało to powstanie polimerowego filmu smarnego, który w krytycznych momentach braku smarowania (np. rozruch) może zmniejszyć tarcie, nie niszcząc układu łożyskowego [13].



Rys.21. Powierzchnia przeciwpróbki: a) przed badaniem powiększenie x63, b) po badaniu powiększenie x63. Miejsca błyszczące – linie wierzchołków nierówności powierzchni [9]

Podczas badań doszło do dwóch niekontrolowanych ubytków cieczy chłodząco-smarującej (wody) z układu. W przypadku próbki z PTFE+CrO wpłynęło to na większe zużycie próbki zużycia do 9%, natomiast próbka z PE–UHMW pod wpływem temperatury została zniszczona.

4. Uszczelnienie tłoka w hydraulice siłowej olejowej p > 120 MPa

W ramach pracy inżynierskiej przeprowadzono badania, mające na celu określenie maksymalnego ciśnienia, przy którym uszczelnienia tłokowe typu K8 wykonane z PE-UHMW/NBR (oring) tracą swoją szczelność [11].



Celem uzyskania odpowiednio dużej wartości ciśnienia w cylindrze badawczym skorzystano z układu multiplikacji ciśnienia poprzez działanie siłownika nurnikowego prasy z dolnym napędem na postawiony na stole prasy siłownik badawczy. Nurnik o średnicy 190 mm unosił stół prasy wraz z cylindrem badawczym (rys. 22). Górna nieruchoma płyta prasy poprzez tłoczysko cylindra badawczego przekazywała siłę na tłok o średnicy 50 mm. W ten sposób uzyskano ponad 14-krotną multiplikację ciśnienia.

Do pomiaru ciśnienia w cylindrze zastosowano przetwornik ciśnienia PTX300 [12]. Zakres ciśnienia pomiarowego dla tego przetwornika wynosi od 0 do 220 MPa, przy zakresie prądu wyjściowego od 4 do 20 mA.

Olej hydrauliczny HLP 46 znajdujący się pod tłokiem wlewany był do wnętrza cylindra poprzez gwintowany otwór przeznaczony na wkręcenie przetwornika. Zapewniało to dokładne odpowietrzenie przestrzeni pod tłokiem. Po wkręceniu przetwornika PTX300 rozpoczynano badanie. Za punkt zniszczenia uszczelnienia przyjmowano gwałtowny spadek ciśnienia oleju, który przelewał się do przestrzeni nadtłokowej. Na urządzeniu pomiarowym odnotowywano spadek natężenia prądu. Podczas badania uszczelnienia dławnicy nie ulegały awarii.

Uszczelnienia tłoka ulegały nieszczelności przy średnim ciśnieniu około 155 MPa.

5. Podsumowanie

Przedstawiony w rozdziale zakres stosowania uszczelnień z PE-UHMW wskazuje na bardzo dużą uniwersalność tego materiału. Zarówno lekko obciążone łożyska ślizgowe ruchu obrotowego, uszczelnienia pneumatyczne o zakresie ciśnień do 2,5 MPa, jak i bardzo mocno obciążone uszczelnienia hydrauliczne (posuwisto-zwrotne, a także obrotowe) charakteryzuje wysoka kultura pracy. PE-UHMW zapewnia niski współczynnik tarcia, dopasowywanie się do powierzchni roboczych, szczelność, wysoką trwałość, a także brak efektu *stickslip*. Materiał ten może pracować zarówno w oleju, w wodzie, jak i w wielu innych mediach – także bezsmarowych.

Należy kontynuować badania dotyczące współpracy chromowanych powierzchni wałów z obrotowymi elementami polimerowymi. Dodać trzeba, że niewłaściwie chromowanie powierzchni skutkuje powstaniem mikroostrzy skrawających, które poza zużyciem ściernym, powoduje mikroskrawanie na obrzeżach płytek chromu. W zastosowaniach obrotowych polerowanie powierzchni stali nierdzewnej może być w zupełności wystarczające. Podczas projektowania węzłów ślizgowych z kompozytów PTFE należy uwzględnić ich podatność na pełzanie, czego nie wykazuje PE-UHMW.

Z praktyki i badań wynika jednoznacznie, że PE–UHMW można stosować na elementy ślizgowe ruchu obrotowego, z powodzeniem zastępując kompozyty z PTFE. Warunkiem jednak jego stabilnej pracy i mniejszego zużycia, w porównaniu z kompozytami PTFE, jest zastosowanie odpowiedniego czynnika chłodząco-smarującego i ciągłości jego podawania w miejsce tarcia. Brak czynnika chłodzącego podczas ciągłej pracy węzła łożyskowego PE–UHMW/metal, ze względu na niską roboczą temperaturę polimeru (+80°C), może wywołać nieodwracalne zniszczenie łożyska. Przy jednakowych obciążeniach PE–UHMW jest znacznie mniej podatny na pełzanie, a jego odporność na zużycie jest wyższa niż kompozytu PTFE+CrO. PE-UHMW ze względu na znaczne podwyżki cen PTFE od 2010 roku może stanowić oszczędną alternatywę w zakresie stosowania w temperaturze od -200 do +80C.

W stosunku do PTFE jednostka objętości półfabrykatu z PE-UHMW jest tańsza od 6 do 12 razy.

Literatura

- Barcik J., Okularczyk W., Rawicki N.: Hydrauliczne złącze obrotowe do pracy w szczególnie trudnych warunkach. Hydraulika i Pneumatyka, z. 1/2007, s. 15-18.
- 2. Jura J., Rawicki N.: Mobilny blok hydrauliczny sterowany magistralą CAN.
- 3. Katalog firmy Hottinger Baldwin Messtechnik Darmstadt.
- 4. Katalog firmy Poclain Hydraulic edycja 01-1976.
- 5. Katalog firmy TEST Systemy Uszczelniające: O.L. Sealing Systems.
- Koszkul J., Torchała I.: Badania tribologiczne kompozytów na osnowie politetrafluoroetylenu. (w:) "Postęp w przetwórstwie tworzyw termoplastycznych". Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 1995, s. 165-172.
- 7. Lawrowski Z.: Tribologia Tarcie, Zużywanie i Smarowanie. PWN, Warszawa 1993.
- Okularczyk W., Sifczyk J.: Regeneracja siłowników pneumatycznych Ø250 i Ø500 (w:) Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne, HYDRAULICS AND PNEUMATICS '2009, Wrocław 2009, s. 195-201.
- Okularczyk W., Weczerek M.: Zużycie polimerowych łożysk ślizgowych. "Materiały polimerowe" pr. zbior. pod red. J. Koszkula i E. Bociągi. CWA Regina Poloniae, Częstochowa 2008, s. 141-148.

- 10. PN-EN ISO 4287 Specyfikacje geometrii wyrobów Struktura geometryczna powierzchni: metoda profilowa. Terminy, definicje i parametry struktury geometrycznej powierzchni.
- 11. Wieczorek M.: Badanie uszczelnień w cylindrze hydraulicznym. Praca dyplomowa inżynierska PCz 2007.
- 12. www.accessinstrumentation.co.uk/PDFs/PTX300.pdf
- 13. www.tribologia.org

ROZDZIAŁ 2

BADANIA UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH MASZYN I URZĄDZEŃ

Badanie szczelności łaczników rurowych, jednokanałowych z żeliwa ciagliwego dla płynowych instalacji przemysłowych

Szymon Salamon - Politechnika Częstochowska

1. Wprowadzenie

Łączniki rurowe produkowane są w ponad 600 typach i wersjach wymiarowych - od 1/4 - 4", spełniają one wymagania EN 10242:1994 i ISO 49:1994 i przeznaczone są do przesyłania nieagresywnych cieczy i gazów w sieciach i instalacjach dla przemysłu: maszynowego, energetycznego, budownictwa, górnictwa i gazownictwa. Łączniki rurowe, jednokanałowe umożliwiają przejście z większych średnic na mniejsze i na odwrót, zmianę kierunku trasy, zaślepianie oraz rozgałęzienie przewodu [2].

Tworzywem konstrukcyjnym jest żeliwo: ciągliwe, spawalne i sferoidalne. Wykorzystywana jest zazwyczaj technologia, grawitacyjnego odlewania w masie formierskiej. W przedsiebiorstwie bedacym wytwórca tych łaczników, podstawowa produkcje (90% wytwarzanych wyrobów) stanowia łaczniki z żeliwa ciagliwego białego: nieocynkowane (czarne) i ocynkowane (białe).

2. Przykłady asortymentu łączników jednokanałowych

W zależności od kształtu łączników jednokanałowych rozróżnia się: złączki, dwuzłączki, kolanka, łuki, obejścia, korki i zaślepki. Na rysunkach od 1 do 9 przedstawiono przykłady różnych typów łączników jednokanałowych.





Rys.3. Złączka wkrętna równoprzelotowa z gwintem prawym i lewym. Źródło: [4]



Rys.2. Złączka nakrętna równoprzelotowa (źródło: [4])



Rys.4. Dwuzłączka kolankowa nakrętnowkrętna, płaska. Źródło: [4]



Rys.5. Kolanko 90° nakrętne, równoprzelotowe (źródło: [4])



Rys.7. Łuk 45° długi, nakrętny, równoprzelotowy (źródło: [4])



Rys.6. Kolanko 45° nakrętne równoprzelotowe (źródło: [4])



Rys.8. Korek z obrzeżem (źródło: [4])



Rys.9. Zaślepka sześciokątna (źródło: [4])

3. Przyczyny wad odlewniczych

Przyczyny występowania wad odlewniczych są następujące:

- niewłaściwa konstrukcja odlewu,
- wadliwa konstrukcja lub wykonanie modelu,
- niewłaściwy materiał formierski,
- nieodpowiednie wykonanie formy,
- niewłaściwe przygotowanie stopu,
- źle dobrane warunki zalewania formy,
- niewłaściwie wykonane wybijanie, czyszczenie i wykańczanie odlewu [3].



4. Stanowisko do badania szczelności łączników

Stosowanie łączników typu: dwuzłączka prosta, nakrętno-wkrętna, płaska oraz łuk 90°, krótki, nakrętny, w instalacjach przemysłowych: gazowych i cieczowych, wymaga sprawdzenia szczelności każdego łącznika. Badanie szczelności przeprowadza się na stanowisku umożliwiającym zamocowanie i obustronne uszczelnienie łącznika rurowego. W ten sposób przygotowany do badania łącznik, wypełnia się powietrzem pod ciśnieniem 0,5 MPa. Następnie zostaje on zanurzony w cieczy (wodzie) i przetrzymywany w niej minimum 3 s. Poglądowy schemat stanowiska testującego szczelność łączników rurowych pokazano na rysunku 10. Ewentualne zaburzenie kąpieli wodnej, bąbelkami sprężonego powietrza, jest podstawą do uznania łącznika jako niezgodnego z wymaganiami technicznymi dla tych obiektów.



Rys.10. Schemat poglądowy stanowiska do badania szczelności łącznika rurowego (żródło: opracowanie własne)



5. Wyniki badania szczelności łączników rurowych

Badaniu szczelności poddano łączniki rurowe przedstawione na rysunkach 11 i 12 oraz 13.

Prezentacji wyników badania szczelności łączników typu: dwuzłączka prosta, nakrętno-wkrętna, płaska, 7½" i łuk 90° krótki, nakrętny, 2½", dokonano niżej na kolejnych rysunkach od 14 do 21. Akwizycji wyników badań dokonano

we współpracy z działem kontroli jakości odlewni żeliwa. Wyniki badań szczelności dotyczą lat 2006 do 2009. Uzyskane wyniki badań dotyczą niezgodności łączników jednokomorowych, wykazujących nieszczelność z powodu wewnętrznych wad materiałowych i pęknięć ścianek tych elementów.





Rys.11. Dwuzłączka prosta, nakrętno-wkrętna, płaska (źródło: [4])



Rys.13. Łącznik typu łuk 90°, krótki, nakrętny (źródło: [4])



Rys.14. Wielkość produkcji łączników typu - dwuzłączka prosta, nakrętno-wkrętna, płaskiej 7¹/₂", w latach: 2006–2009 (źródło: [4])

Wielkość produkcji dwuzłączek prostych, nakrętno-wkrętnej, płaskiej, nieocynkowanych (czarnych), w badanym okresie czasu utrzymywała się w przybliżeniu na tym samym poziomie. Inaczej ma się sytuacja w produkcji łączników tego typu, ale ocynkowanych (białych), ich produkcja w latach 2006 i 2007 utrzymywała się w przybliżeniu na tym samym poziomie, zaś w latach 2008 i 2009 spadło o około 40% (por. rys. 14).



Rys.15. Liczba niezgodności łączników typu – dwuzłączka prosta, nakrętno-wkrętna, płaskiej 7½", w latach: 2006–2009 (źródło: [4])

Liczba niezgodności łączników tego typu, w badanym okresie czasu, dla łączników nieocynkowanych utrzymuje się na tym samym poziomie i stanowi około 0,76%, występowanie niezgodności dla łączników ocynkowanych utrzymuje się na średnim poziomie o wartości 0,47% (obydwa udziały określono w stosunku do wielkości produkcji).



Rys.16. Liczba łączników typu – dwuzłączka, prosta, nakrętno-wkrętna, płaska 7½", o wewnętrznych wadach materiałowych, w latach: 2006–2009 (źródło: [4])

Liczba niezgodności łączników nieocynkowanych, ze względu na wewnętrzne wady materiałowe (por. rys. 16), w latach: 2006, 2007 i 2009, utrzymywała się na poziomie około 10000 sztuk, a w roku 2008 wynosiła ona około 7000 sztuk. Spadek ten nastąpił przy porównywalnej wielkości produkcji (por. rys. 14) w latach 2006–2009. Liczba niezgodności łączników ocynkowanych, ze względu na wady materiałowe kształtowały się proporcjonalnie do wielkości ich produkcji i wynosiła odpowiednio w poszczególnych latach: 0,50%; 0,46%; 0,37% i 0,37%, średnio – 0,45%.



Rys.17. Liczba łączników typu – dwuzłączka, prosta, nakrętno-wkrętna, płaskiej 7½", z pęknięciami na zimno, w latach: 2006–2009 (źródło: [4])

Procentowe udziały niezgodności (braku szczelności) w stosunku do wielkości produkcji, ze względu na pęknięcia ścianek elementów na zimno, dla łączników nieocynkowanych wynosiła (wykazując tendencję wzrostową): 0,01%; 0,02%; 0,04% i 0,06%, zaś dla łączników ocynkowanych wynoszą one: 0,02%; 0,01%; 0,02% i 0,03% (por. rys. 17).



Rys.18. Wielkość produkcji łączników typu łuk 90°, krótki i nakrętny, 2½", w latach: 2006–2009 (źródło: [4]

Wielkość produkcji łącznika rurowego typu łuk 90°, krótkiego i natrętnego, 2½", w latach 2006–2009, dla łączników nieocynkowanych utrzymywała się zasadniczo na porównywalnym poziomie i wynosił w roku 2006, maksymalnie 261620 sztuk, natomiast w roku 2008, wynosiła minimalnie 154260 sztuk. Inaczej ma się sytuacja w wielkości produkcji łączników (łuk 90°) ocynkowanych, przede wszystkim jest ona kilkakrotnie wyższa aniżeli łączników nieocynkowanych, jest ona nawet czterokrotnie wyższa. W latach 2006 i 2007 wynosiła ona dla tych łączników średnio 1000000 sztuk, natomiast w latach 2008 i 2009 spada ona do poziomu niemal o połowę niższego. Kształtowanie się poziomu produkcji łączników ocynkowanych typu łuk 90°, przedstawia rysunek 18.

Liczbę niezgodności w produkcji łączników typu łuk 90°, zarówno nieocynkowanych jak i ocynkowanych, można by uznać, w badanych okresie czasu, w przybliżeniu za stabilną (por. rysunek 19), gdyby nie fakt, że w roku 2006, liczba ta osiągnęła dwukrotnie większą wartość w stosunku do poziomu średniego tej wartości. Fakt ten jest godny oddzielnego, wyjaśniającego badania i przeanalizowania tego zjawiska. Procentowe udziały liczby niezgodności w stosunku do wielkości produkcji, dla łączników nieocynkowanych wynoszą odpowiednio w kolejnych latach badanego okresu: 2,65%; 2,03%; 2,16% i 1,74%, średnio dla 4. lat wynoszą one 2,15%. Rozważana wielkość dla łączników ocynkowanych wynosi dla poszczególnych lat: 0,12%, 0,19%, 0,31% i 0,28%, średnio – 0,23%. Kilkakrotnie korzystniejsze kształtowanie się pro-

centowego udziału niezgodności dla łączników typu - łuk 90°, ocynkowanych w stosunku do łączników nieocynkowanych, należy uznać za zasadną prawidłowość wynikają z mniejszego skomplikowania jego kształtu konstrukcyjnego.



Rys.19. Liczba niezgodnych łączników typu łuk 90°, krótki i nakrętny, 2½", w latach: 2006–2009 (źródło: [4])



Rys.20. Liczba łączników typu łuk 90°, krótki i natrętny, 2½", o wewnętrznych wadach materiałowych, w latach: 2006–2009 (źródło: [4])

Przyczyną niezgodności z uwagi na niewypełnienie wymagań co do szczelności łączników są wewnętrzne wady tworzywa konstrukcyjnego (pory, obce wtrącenia, rzadzizny, zimne kryształy itp.). Okresem badawczym były lata od 2006 do 2009 (por. rysunek 20). Brak szczelności łączników nieocynkowanych, z uwagi na ich procentowy udział w wielkości ich produkcji, wykazywał duże wahania i odpowiednio w kolejnych latach wynosił: 2,63%; 0,97%, 2,11% i 1,73%, średnio – 1,86%.

Warto by podjąć dodatkowe badania nad wyjaśnieniem procentowego udziału niezgodności, ze względu na wady wewnętrzne, dla łączników nieocynkowanych w roku 2006. Poziom analizowanej wielkości (udziału procentowego) dla łączników ocynkowanych, można uznać za niemal stabilny, wynosił on odpowiednio w kolejnych latach: 0,09%; 0,18%; 0,27% i 0,24%, średnio – 0,20%. Ocynkowanie łączników, sądząc po procentowych udziałach liczby ich niezgodności do wielkości ich produkcji, "doszczelnia" je, likwidując wady wewnętrzne tworzywa konstrukcyjnego - żeliwa.



Rys.21. Liczba łączników typu łuk 90°, krótki i nakrętny, 2½", z pęknięciami na zimno, w latach: 2006–2009 (źródło: [4])

Kolejną analizowaną przyczyną, niezgodności tych łączników, ze względu na przyczynę braku ich szczelności są pęknięcia na zimno. Generalnie można powiedzieć, że procentowe udziały (określane jak wyżej), tych niezgodności dla łączników nieocynkowanych i ocynkowanych, osiągają poziom akceptowalny (por. rysunek 21). Wynoszą one dla łączników nieocynkowanych, następujące wartości: 0,02%; 0,01%, 0,01% i 0,01%, średnio – 0,01%, zaś dla łączników ocynkowanych wartości te wynoszą odpowiednio: 0,03%; 0,01%; 0,03% i 0,03%, średnio – 0,03%. Warto zauważyć, że procentowe udziały niezgodności, ze względu na brak ich szczelności, spowodowanej pęknięciami ścianki łącznika na zimno, jest większy dla łączników ocynkowanych aniżeli dla łączników nieocynkowanych. Z dużą dozą ostrożności można stwierdzić, że proces ocynkowania łączników "odsłania" istniejące pęknięcia ścianek łączników.

6. Podsumowanie

Akwizycja wyników badań miała charakter wyrywkowy i nie pretenduje do miana badań całościowych. Uzyskane wyniki badania szczelności łączników rurowych można uznać za akceptowalne.

Zaobserwowane zjawiska (wskazane w tekście niniejszego opracowania) w obszarze badania szczelności tych obiektów, powinny implikować ich wytwórcę i badaczy do podjęcia ich szczegółowej analizy. Ewentualne prace badawcze mogą się przyczynić do dalszego wzrostu (obecnie akceptowalnego) poziomu jakości tych wyrobów.

Literatura

- 1. Adamski C., Górski A., Kobyliński S.: Systematyka wad odlewów z metali niezależnych. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1956.
- 2. Bąkowski K.: Sieci i instalacje gazowe. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2007.
- Łędzki A., Zieliński K., Klimczyk A.: Podstawy technologii i przetwarzania cz. VII Odlewnictwo. Wydawnictwo Akademii Górniczo-Hutniczej, Kraków.
- 4. Salamon S.: Diagnosing Tightness Single-Channel Fittings Ductile Cast Iron for Building Gas Networks. XV Medzinárodné vedecké sympózium. Kvalita a spoľahlivost strojov. Sprievodna akcia Medzinarodneho strojarskeho veľtrhu 2011 v Nitre. Nitra 2011.

Wyznaczanie charakterystyk elementów i układów hydraulicznych – stanowisko dydaktyczne

Jerzy Ickiewicz – Politechnika Białostocka

1. Wprowadzenie

W nowej strategii rozwoju Unii Europejskiej (EU 2020) ważne miejsce zajmują inwestycje w badania naukowe i innowacje oraz promowanie gospodarki opartej na wiedzy i przedsiębiorczości. Wymaga to w pierwszym rzędzie doskonalenia kształcenia młodzieży na poziomie wyższym, do czego konieczne są laboratoria wyposażone w nowoczesną aparaturę, których działalność ukierunkowana jest na nowoczesne badania istotne dla rozwoju gospodarki.

Nowoczesna baza naukowo-dydaktyczna pozwala na realizację projektów wdrożeniowych opartych na trójkącie wiedzy, w skład którego wchodzą badania, innowacje i kształcenie. Infrastruktura laboratoryjna jest szansą na lepsze kształcenie kadry inżynieryjno-technicznej przygotowujące ją do samodzielnego projektowania, np. układów hydraulicznych stosowanych w urządzeniach i systemach [1, 5], które powstają z modułów funkcjonalnych i jak komórki tworzą całościowy system i napędzane są nie tylko energią, ale także informacją.

Do oceny stanu technicznego elementów i układów hydraulicznych najczęściej wykorzystuje się mierzalne wielkości pośrednie zwane parametrami diagnostycznymi, które określają procesy wyjściowe zachodzące podczas eksploatacji. Do zidentyfikowania każdego stanu pracy, należy ustalić odpowiedni zbiór wyjściowych parametrów diagnostycznych, w tym parametrów roboczych (natężenie przepływu, ciśnienie czynnika roboczego) i parametrów towarzyszących (poziom drgań mechanicznych i akustycznych, temperatura) [6].

Warunki napędów hydrostatycznych mają wpływ na ich pracę, trwałość i niezawodność, więc ze względu na wysokie wymagania dotyczące sprawności i dokładność realizowanych zadań, niezbędna jest szybka i wiarygodna informacja o stanie technicznym poszczególnych jego elementów. Celem głównym jest więc określenie zdolności do pracy, stanu zużycia, nieprawidłowości działania, uszkodzenia lub awarii układu. Do tego celu niezbędny jest wybór sygnałów diagnostycznych i częstotliwości pomiarów, które w wiarygodny sposób zidentyfikują jego stany funkcjonalne i eksploatacyjne.

Stan techniczny układów hydraulicznych, na który ma wpływ środowisko pracy, warunki pracy i obsługa, określa się najczęściej bezpośrednio na podstawie badań jego poszczególnych elementów, takich jak: pompy, silniki, siłowniki, zawory itp. i ich porównaniu z wartościami parametrów nominalnych, maksymalnych lub wzorcowych podawanych w katalogach firmowych.

Sprawdzenie i kontrolę działania elementów hydrostatycznych przeprowadza się zazwyczaj na stanowiskach badawczych lub w warunkach rzeczywistych za pomocą przenośnych zestawów pomiarowo-kontrolnych. Badania te należy prowadzić w warunkach o zdefiniowanych parametrach, parametry kontrolne należy zmieniać płynnie, tak jak w warunkach eksploatacyjnych, natomiast przyrządy kontrolne powinny być dobrane stosownie do zakresów zmienności mierzonych wielkości oraz klasy dokładności pomiaru [2, 3].

2. Opis laboratoryjnego stanowiska dydaktycznego

Stanowisko typu HP 202 jest mobilnym stanowiskiem dydaktycznym hydrauliki siłowej, służącym do wspomagania systemu nauczania w szkołach i na uczelniach. Jest ono zbudowane w taki sposób, aby student korzystając z niego, literatury i norm umiał wyjaśnić budowę i działanie poszczególnych elementów hydraulicznych, dobrać, korzystając z obliczeń, dokumentacji i katalogów, elementy i zbudować układ hydrauliczny oraz zbadać jego charakterystyki i parametry wybranych elementów. Poznaje w ten sposób nie tylko budowę i działanie, ale i sposoby ich praktycznego montażu i konfiguracji.



Rys.1. Widok ogólny stanowiska dydaktycznego HP 202

^{1 –} zasilacz hydrauliczny; 2 – szafa zasilająca; 3 – układ przemiennika częstotliwości; 4 – pionowa płyta montażowa; 5 – pozioma płyta montażowa; 6 – elementy hydrauliczne; 7 – wyjścia z zasilacza hydraulicznego
Stanowisko przedstawione na rysunku 1, składa się z zasilacza hydraulicznego (1) z wyjściami (7), szafy zasilającej (2) z układem przemiennika częstotliwości (3), pionowej (4) i poziomej (5) płyty do montażu elementów hydraulicznych (6) w układy hydrauliczne. Konstrukcja stanowiska umożliwia jego dalszą rozbudowę, zarówno w zakresie hydrauliki jak i elektroniki, aż do budowy stanowiska mechatronicznego [5] lub układu z centralnym zasilaczem hydraulicznym, z którego można zasilać kilka stanowisk HP 202, tak iż na każdym z nich, niezależnie od pozostałych, można budować układy i prowadzić ich badanie.

Wymienne elementy hydrauliczne i elastyczne przewody z końcówkami szybkozłącznymi umożliwiają budowę dowolnych układów pozwalających na realizację ćwiczeń laboratoryjnych w zakresie tematyki zaworów hydraulicznych, układów sterowanych dławieniowo i objętościowo oraz układów synchronizacji silników hydraulicznych [2].





1 – silnik elektryczny M1, 2 – zbiornik oleju ze wskaźnikiem poziomu, 3 – zawór bezpieczeństwa Z1, 4 – filtr oleju, 5 – wyjścia z zasilacza P,T,L

Na rysunku 2 przedstawiono widok zasilacza hydraulicznego (jednostki napędowej o mocy – 2,2 kW) jako generatora strumienia cieczy przeznaczonego do zasilania układu hydraulicznego stanowiska dydaktycznego cieczą

roboczą (olejem hydraulicznym HL 46) o wymaganych parametrach (ciśnienie – 10 MPa i zmienne natężenie przepływu, dokładności filtracji – 10 µm, pojemność zbiornika – 35 dm³). Składa się on ze zbiornika, na płycie którego zamocowana jest jednostka napędowa zbudowana z silnika elektrycznego M1 sprzęgniętego z nim poprzez elastyczne sprzęgło z pompą hydrauliczną zanurzoną w oleju. Na płycie zbiornika zamontowana jest płyta przyłączeniowa, która wraz z zamontowanym na niej zaworem przelewowym, tworzy układ przedstawiony na rysunku 4. Na płycie znajduje się filtr wlewowy z odpowietrznikiem, filtr ciśnieniowy oraz zawór przelewowy Z1 z przyłączem pomiarowym. Na bocznej ścianie zbiornika zamontowany jest poziomowskaz wizualno-elektryczny. Wyjścia przyłączeniowe umiejscowione na płycie stanowiska zakończone szybkozłączami umożliwiającymi łatwy i szybki montaż przewodów wyposażonych w ten sam system przyłączeniowy (rys. 3).



Rys.3. Wyjścia przyłączeniowe

Układ sterowania jednostki napędowej wyposażony jest w wybierany na panelu tryb sterowania lokalnego LOC (w tym trybie operator steruje pracą silnika korzystając z funkcji dostępnych na panelu 1/3. Przyciskiem START aktywuje się uruchomienie układu, a zatrzymanie silnika, przyciskiem STOP) i zdalnego REM (w tym trybie operator steruje pracą silnika korzystając z przycisków dostępnych na pulpicie szafy zasilającej 1/2. Przyciskiem START

uruchamia się silnik, za pomocą przycisków na panelu ustawia jego prędkość obrotową w zakresie od 800 do 1650 obr/min. Zatrzymanie silnika odbywa się od każdego przycisku STOP z wyłączeniem przycisku STOP na panelu 1/3) (rys. 5)



Rys.4. Schemat zasilacza hydraulicznego



3. Wyposażenie na tablicy i stole stanowiska dydaktycznego

Standardowe wyposażenie stanowiska stanowią podane niżej elementy hydrauliczne: rozdzielacz G 4/3 mechaniczny z zatrzaskiem (1), zawór przelewowy (2), zawór dławiący (3), zawór dwudrogowy regulacji przepływu (3.1), trójnik złączny z przyłączem pomiarowym (4), przewody giętkie (5), przemiennik częstotliwości (6), turbina pomiarowa Q+P+T (7), zawór redukcyjny (8), zespół napędu silnik hydrauliczny-pompa (9), zespół silnika hydraulicznego (10) i rozdzielacz mechaniczny z zatrzaskiem D 4/2 (11). Na poniższym rysunku przedstawiono widoki i schematy hydrauliczne niektórych z tych elementów.

Rozdzielacz ręczny 4WMM6G51/F (dwupozycyjny) (10)





Zawór przelewowy UZPR6-22-200-2PT (2)



Zawór zwrotno-dławiący DRV-08-P-B (30)



Dwudrogowy regulator przepływu (3.1)







Zawór redukcyjny UZRB-6/22-150-Y-1 (8)



Zespół napędowy silnik - pompa hydrauliczna (9)



Zespół silnika hydraulicznego (10)





Rozdzielacz ręczny 4WMM6D51/F (jednopozycyjny) (11)





Rys.6. Przykładowe elementy do budowy układów hydraulicznych

4. Zestaw ćwiczeń i badań do przeprowadzenia na stanowisku dydaktycznym

Na stanowisku dydaktycznym można przeprowadzać niżej wymienione ćwiczenia i badania, a mianowicie:

- 1) wyznaczanie charakterystyk statycznych układu pompa zawór przelewowy,
- 2) wyznaczenie charakterystyk zaworu przelewowego,





- 3) wyznaczenie charakterystyk statycznych zaworu redukcyjnego,
- 4) wyznaczenie charakterystyk statycznych elementów dławiących,
- 5) wyznaczenie charakterystyk statycznych regulatora przepływu (dwudrogowego),
- 6) wyznaczenie charakterystyk statycznych rozdzielaczy,
- 7) sterowanie dławieniowe szeregowe regulacja prędkości silnika,
- 8) sterowanie dławieniowe równoległe,
- 9) synchronizacja prędkości silników,
- 10) sterowanie objętościowe.

Poniżej przedstawiono schematy hydrauliczne wyżej wymienionych ćwiczeń laboratoryjnych.



Rys.7. Wyznaczanie charakterystyk statycznych układu pompa - zawór przelewowy



Rys.8. Wyznaczenie charakterystyk zaworu przelewowego (a)

b)



Rys.8. Wyznaczenie charakterystyk zaworu przelewowego (b)







Rys.10. Wyznaczenie charakterystyk statycznych elementów dławiących



Rys.11. Wyznaczenie charakterystyk statycznych regulatora przepływu (dwudrogowego)



Rys.12. Wyznaczenie charakterystyk statycznych rozdzielaczy



Rys.13. Sterowanie dławieniowe szeregowe - regulacja prędkości silnika



Rys.14. Sterowanie dławieniowe równoległe



Rys.15. Synchronizacja prędkości silników



Rys.16. Sterowanie objętościowe

5. Zestaw pomiarowy stanowiska HP202

Na rysunku 17 przedstawiono 6-kanałowe urządzenie diagnostyczne (tester hydrauliczny) z pamięcią wewnętrzną (zapamiętywane są wszystkie pojedyncze wartości zmierzone przez podłączone czujniki/wejścia) do pomiaru ciśnienia, natężenia przepływu, temperatury, prędkości obrotowej (częstotliwości), prądu oraz napięcia do przeprowadzania diagnostyki elementów hydraulicznych.

Możliwy jest zapis całego zestawu danych jako pojedynczy pomiar (krzywa) pod identyczną nazwą, co umożliwia późniejszą analizę pomiarów.

Zmierzone wartości można przesyłać do komputera poprzez zintegrowany interfejs RS 232 lub podłączenie adaptera poprzez USB. Dostępny jest także pakiet oprogramowania PPC – Soft służący do dalszej obróbki i przetwarzania zmierzonych wartości. Każdy pomiar można wyświetlać na wyświetlaczu LCD jako wartość chwilową, minimalną i maksymalną, wartości zaprogramowanych operacji matematycznych (np. moc hydrauliczna, objętość), oraz możliwa jest prezentacja zmiennych wartości graficznie w postaci krzywej.



Rys.17. Zestaw diagnostyczny

3 – przyrząd diagnostyczny PPC-12; 4 – zasilacz sieciowy; 5 – kabel przyłączeniowy do PC - PC-SET-06/12-SW-CAB (RS-232); 6 – adapter USB - PPC-04/12-RS232-to-USB-CAB PC; 8 – przewody podłączeniowe do czujników pomiarowych typu PPC-04/12-CAB3; 9 – przetwornik ciśnienia PPC-04/12-PT-150/2; 10 – przetwornik temperatury PPC-04/12-TS; 12 – przetwornik prędkości PPC-04/12-SDS-CAB; 14 – turbina pomiaru przepływu PPC-04/12-SFM-015

6. Podsumowanie

Zajęcia laboratoryjne przeprowadzone ze studentami VI semestru Mechaniki i Budowy Maszyn w cyklu kształcenia, wykazały pełną przydatność stanowiska do praktycznego zapoznania się z budową elementów, tworzeniem układów hydraulicznych i ich badaniem.

Szczególnie ważnym elementem dydaktycznym jest możliwość samodzielnego montażu i konfiguracji poszczególnych elementów w zaprojektowany układ hydrauliczny. W ten sposób można dobrze przygotować studenta do samodzielnego projektowania układów hydraulicznych w urządzeniach i systemach.

Włączenie w układ pomiarowy rzutnika multimedialnego pozwala na dobrą wizualizację wyników pomiarów i analiz, która może być obserwowana przez wszystkich studentów w grupie laboratoryjnej. Optymalnym jednak rozwiązaniem wydaje się organizacja laboratorium napędów hydrostatycznych z centralnym zasilaczem hydraulicznym, z którego zasilane są stanowiska laboratoryjne do samodzielnego montażu i konfiguracji, na których ćwiczenia prowadzi tylko po dwóch studentów.

Literatura

- 1. Dindorf R.: Rozwój infrastruktury naukowo-badawczej. Hydraulika i Pneumatyka 2/2011.
- 2. Dindorf R.: Hydraulika i Pneumatyka. Podstawy Ćwiczenia Laboratorium. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2003.
- 3. Helduser S., Olszewski M.: Elementy i układy hydrauliczne. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2009.
- 4. Instrukcja obsługi Stanowisko Hydrauliczne typu HP 202. Kret i S-ka, Chojnów 2011.
- 5. Kret T., Madeiski I.: Mechatroniczne stanowisko badawczo-dydaktyczne hydrauliczne z elektronicznym sterowaniem. Maszynopis. Kret i S-ka Chojnów 2010.
- 6. Pluta J., Stojek J.: Stanowisko diagnostyczne pomp tłokowych osiowych. Hydraulika i Pneumatyka 2/2011.

Rozdział został opracowany w ramach pracy statutowej S/WM/4/2010 realizowanej w Politechnice Białostockiej.

Analiza badań doświadczalnych i modelowych hydrostatycznego układu napędowego transportera gąsienicowego

Henryk Chrostowski, Zygmunt Domagała, Tomasz Siwulski, Waldemar Sradomski – Politechnika Wrocławska

1. Wprowadzenie

W górnictwie odkrywkowym od wielu lat eksploatowane są transportery gąsienicowe typ TUR. Służą one od transportowania wielkogabarytowych ładunków po terenie kopalni. Napotykają jednak na bariery i ograniczenia w przypadkach jazdy z ładunkiem po drogach o znacznych nachyleniach i różnych rodzajach podłoża. Na to nakładają się jeszcze ograniczenia wynikające z dopuszczalnych gabarytów zewnętrznych przewożonych konstrukcji. Przewożone stacje napędowe taśmociągów, jak i inne konstrukcje są gabarytowo wielokrotnie większe od konstrukcji transporterów, zaś nośność transportera jest prawie trzykrotnie większa od ciężaru jego konstrukcji.

Najnowszą konstrukcją jest transporter oznaczony symbolem TUR 600. Pracę tego transportera ilustruje rysunek 1.

Transporter ten charakteryzuje się następującymi danymi technicznymi:

masa konstrukcji transportera	230 T
zdolność transportowa	600 T
prędkość manewrowa	v = 1-4 m/min
prędkość transportowa	v = 1,5–8 m/min
prędkość bez ładunku	v = 1,5–16 m/min
dopuszczalne pochylenie terenu wzdłużne	$\alpha = 10^{\circ}$
dopuszczalne pochylenie terenu poprzeczne	$\beta = 10$
	masa konstrukcji transportera zdolność transportowa prędkość manewrowa prędkość transportowa prędkość bez ładunku dopuszczalne pochylenie terenu wzdłużne dopuszczalne pochylenie terenu poprzeczne

Pierwszy egzemplarz tego transportera rozpoczął pracę w bieżącym roku w KWB "Bełchatów". Jak dotychczas nie był on obciążony maksymalną masą. Jednak perspektywa uruchomienia nowej odkrywki "Szczerców" oraz przeprowadzka maszyn i innych konstrukcji do nowego miejsca powoduje, że bardzo istotną sprawą jest sprawdzenie jego zdolności transportowych w maksymalnie trudnych warunkach.

Pierwotnym źródłem energii dla wszystkich podukładów jest wysokoprężny silnik spalinowy typu Commis. Należy nadmienić, że transporter wyposażony jest w dziewięć grup napędów hydraulicznych ściśle związanych z realizowanymi funkcjami:

- podukład hydrauliczny napędu jazdy transportera,
- podukład hydrauliczny podnoszenia,
- podukład hydrauliczny mocowania ładunku,

- podukład hydrauliczny obrotu platformy,
- podukład hydrauliczny napinania gąsienic,
- podukład hydrauliczny napędu pompy centralnego smarowania,
- podukład hydrauliczny napędu sprężarki układu klimatyzacji,
- podukład hydrauliczny napędu wentylatorów chłodnic oleju hydraulicznego,
- podukład hydrauliczny grzania oleju.



Rys.1.Transporter TUR 600 podczas przemieszczania się z obciążeniem, które stanowiła stacja napędowa C70/5 o masie 246 T

Z punktu widzenia zdolności transportowej podukłady napędu jazdy i podnoszenia są najistotniejsze. W rozdziale przedstawiono analizę zachowania się podukładu napędu jazdy. Schemat hydraulicznego napędu gąsienicowego przedstawiono na rysunku 2. Do napędu jazdy dla każdej gąsienicy zastosowano po dwa silniki hydrostatyczne o zmiennej chłonności zabudowane na przekładni planetarnej koła zabierakowego. W skład napędu hydrostatycznego wchodzi wielotłoczkowa pompa o zmiennej wydajności i przemiennym kierunku tłoczenia oraz dwa silniki hydrauliczne o zmiennej chłonności połączone równolegle do obwodu linii zasilającej. Pompa wyposażona jest w regulator stałej mocy. Silniki hydrauliczne wyposażone są w zawory maksymalnego momentu.

Analizę napędu jazdy transportera gąsienicowego przeprowadzono w czterech etapach.

- 1. Zbudowano model matematyczny oraz symulacyjny, na podstawie którego przeprowadzono wstępne badania symulacyjne.
- 2. Przeprowadzono badania eksperymentalne na obiekcie rzeczywistym.



- 3. Na podstawie badań doświadczalnych zweryfikowano założenia upraszczające modelu matematycznego i powtórnie przeprowadzono badania symulacyjne.
- 4. Opracowano wnioski końcowe dotyczące modyfikacji układu napędowego gąsienic transportera.



Rys.2. Schemat układu hydraulicznego napędu jazdy pojedynczej gąsienicy

Ponieważ badania przedstawiono w [2] to w pracy skoncentrowano się na trzech pozostałych punktach.

2. Badania eksperymentalne układu napędu jazdy

Wyniki uzyskane podczas badań modelowych, podlegały weryfikacji na rzeczywistym obiekcie. Pomiary przeprowadzono w warunkach rzeczywistych na terenie kopalni węgla brunatnego KWB "Bełchatów". Program pomiarów obejmował wyznaczenie przebiegów czasowych ciśnienia w podukładzie napędu jazdy w przyjętych punktach pomiarowych przy następujących cyklach pracy transportera TUR 600:

Układ jazdy transportera:

- jazda do przodu bez obciążenia ze skrętem w prawo,
- jazda powolna (prędkość manewrowa v = 5-7 m/min) do przodu z obciążeniem, które stanowiła stacja napędowa C70/5 o masie 246 T,
- jazda z większą prędkością (prędkość transportowa v = 10 m/min) do przodu i skrętem w obu kierunkach.

Pomiary ciśnienia w układzie napędu jazdy przeprowadzono przyjmując punkty pomiarowe p.p.5 i p.p.6 usytuowane na przyłączach pomp, jak przedstawiono schematycznie na rysunku 3.



Rys.3. Usytuowanie punktów pomiarowych ciśnienia w układzie podnoszenia i napędu jazdy transportera TUR 600; gdzie: p.p.1, p.p.2, p.p.3, p.p.4 – punkty pomiaru ciśnienia w układzie podnoszenia platformy, p.p.5 – punkt pomiarowy ciśnienia na wyjściu pompy hydraulicznej hydrostatycznego napędu lewej gąsienicy, p.p.6 – punkt pomiarowy ciśnienia na wyjściu pompy hydraulicznej hydrostatycznego napędu prawej gąsienicy

Pomiary mające na celu wyznaczenie przebiegów czasowych ciśnienia w układzie podnoszenia platformy oraz w układzie jazdy transportera TUR 600 wykonano wykorzystując zestaw aparatury przedstawiony na rysunku 4.

Na rysunku 5 przedstawiono zmierzone przebiegi ciśnień w układzie jazdy w trakcie ruchu transportera bez obciążenia (masa własna 230 T). Kolorem niebieskim oznaczone są przebiegi ciśnienia (za pompą) lewej gąsienicy, natomiast kolorem czerwonym przebieg ciśnienia (za pompą) prawej gąsienicy.

Analizując wyniki uzyskane na drodze eksperymentalnej można wysunąć następujące wnioski:

- 1. Ciśnienie zasilania podukładów napędowych gąsienicy wynosi 2,4 MPa.
- 2. Ciśnienia w linii wysokiego ciśnienia są funkcją wykonywanych ruchów oraz rodzaju podłoża.



Rys.4. Schemat blokowy zestawu do pomiaru przebiegów ciśnienia BO1– Badany obiekt – siłownik jednostronnego działania układu podnoszenia platformy, BO2 – badany obiekt – pompa hydrauliczna układu jazdy, PC – przetwornik ciśnienia Typ PR15, MP – zintegrowany system pomiarowy HYDROTECHNIK 5060, KO – komputer, DR – drukarka



Rys.5. Przykładowe przebiegi ciśnień zarejestrowanych w hydrostatycznym układzie jazdy transportera TUR600 podczas pomiarów eksploatacyjnych

3. Weryfikacja modelu matematycznego

Porównanie wyników badań symulacyjnych [2] z wynikami uzyskanymi na drodze eksperymentalnej wykazało, że wystąpiły różnice w wartościach ciśnień rejestrowanych w układzie jazdy. Analiza modelu matematycznego oraz wyników symulacyjnych i eksperymentalnych wykazała, że różnice te spowodowane są błędnymi danymi przyjętymi do symulacji. I tak przyjęto, że prędkość obrotowa silnika spalinowego wynosi 1450 obr/min. To założenie wynikało z charakterystyki silnika Cummins. W tym przedziale obrotów silnik posiada największy moment. Z Dokumentacji Techniczno-Ruchowej, którą otrzymano w KWB "Bełchatów" wynika zaś, że nominalna prędkość obrotowa silnika spalinowego wynosi 1800 obr/min i na tą wartość ustawiony jest sterownik silnika Cummins. A więc praktycznie niezależnie od obciążenia obroty silnika wynoszą 1800 obr/min.

Drugim założeniem, które okazało się błędne była wartość ciśnienia na linii zlewowej układu napędowego gąsienicy. Przyjęto, że ciśnienie to wynosi 1 MPa. Natomiast z pomiarów eksperymentalnych wynika, że wynosi ono 2,4 MPa.

Ponadto z pomiarów okazało się, że pierwsza prędkość transportera tzw. manewrowa wynosi około 5 m/min, druga – transportowa – około 10 m/min, a prędkość bez ładunku wynosi około 16 m/min.

Po wprowadzeniu do modelu symulacyjnego skorygowanych danych uzyskano następujące wyniki symulacyjne:



Rys.6. Przebieg prędkości dla jazdy na wprost (m = 230 T Mn = 212 kNm, ɛsh1=0,2, ɛsh2=1



Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono przebiegi prędkości v transportera nieobciążonego. Porusza się pod górę o nachyleniu 10°, natomiast współczynnik oporu ruchu, który mówi nam o rodzaju nawierzchni f = 0,06. Wynika z nich, że jadąc nawet pod wzniesienie transporter może osiągnąć trzecią prędkość zakładaną przez projektantów. Wynosi ona 16 m/min. Wprawdzie jest ona osiągalna dopiero po około 120 s, jednak gdy transporter ma się przemieścić na odległość kilkuset metrów to można zyskać wiele na czasie.

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono przebiegi symulacyjne prędkości napędu gąsienicy transportera obciążonego masą 600 T poruszającego się po płaskim trudnym terenie i jadącym pod wiatr. Z rysunku 8 wynika, że transporter porusza się z prędkością manewrową wynoszącą około 4 m/min. Po czasie około 70 s zasymulowano przesterowanie nastawy silnika hydraulicznego $\varepsilon_{s1} = 0,2$. Reakcją na zmianę nastawy było spowolnienie prędkości poruszana się transportera do wartości około 2 m/min. Wynika stąd wniosek, że w takich warunkach eksploatacyjnych transporter może poruszać się jedynie z prędkością manewrową, albowiem poruszając się z prędkością transportową, transporter natrafiając na nierówności terenu może zatrzymać się. Rysunek 9 ilustruje przebiegi ciśnień pompy p_p i silnika hydraulicznego p_s . Można zauważyć, że po przesterowaniu nastawy jednego silnika do wartości $\varepsilon_{s1} = 0,2$ ciśnienie w układzie osiąga wartość nastawioną na zaworze bezpieczeństwa.



Rysunek 10 przedstawia zapotrzebowanie mocy pompy w przypadku obciążenia transportera masą 600 T. Jak widać moc pompy ma wartość stałą około 130 kW – działa sterownik stałej mocy zainstalowany na pompie. Skokowy wzrost wartości mocy po czasie około 75 s wynika z faktu przesterowania nastawy silnika hydraulicznego ε_{sl} , dla uzyskania drugiej prędkości (prędkość transportowa). Ponieważ w układzie działają dwie pompy to zapotrzebowanie na moc jest równe 260 kW, a to równa się mocy silnika spalinowego. W takim przypadku uruchomienie innego podukładu hydraulicznego w czasie jazdy jest niemożliwe. Z przedstawionych wykresów (rys. 8–10) wynika, że transporter obciążony masą 600 T może poruszać się tylko z prędkością manewrową.

Najtrudniejsze warunki jazdy występują w przypadku, gdy transporter porusza się po suchym piasku, jedzie po terenie o nachyleniu +10°, oddziaływuje na niego czołowy wiatr i jest obciążony masą 600 T. Sumaryczna wartość momentu wynikająca z tego obciążenia wynosi 2261,3 kNm. Jak wynika z rysunku 11 transporter stoi. Ma zerową prędkość poruszania się.

Aby zapobiec sytuacji, w której obsługa transportera znajdzie się w sytuacji bez wyjścia, postanowiono wprowadzić modyfikację napędu.



Rys.10. Przebieg mocy pompy dla przypadku transportera obciążonego masą 600 T



Zmiany te zdaniem autorów mogą polegać na:

- zwiększeniu przełożenia przekładni planetarnej,
- zmianie chłonności silników hydraulicznych,
- zwiększeniu prędkość obrotowej pompy zasilającej,
- zmianie spalinowego silnika napędowego tak, aby uzyskać większą moc i moment napędowy.

Ponieważ głównym kryterium przy wyborze rozwiązania miały być minimalne zmiany konstrukcji transportera, to zdecydowano się na zmianę jednego silnika hydraulicznego, tego samego typu ale o większej chłonności $q_s = 1000 \text{ cm}^3/\text{min}$. Zmiany te spowodowały, że transporter może się poruszać w najtrudniejszych warunkach (rys. 12) i dodatkowo z dwoma prędkościami.



Rys.12. Przebieg prędkości dla następujących danych Mn = 2261,3 kNm, $qs1 = 500 \text{ cm}^3/\text{obr}$, $qs1 = 1000 \text{ cm}^3/\text{obr}$, przełożenie przekładni planetarnej i = 400

4. Wioski końcowe wynikające z badań eksperymentalnych i symulacyjnych

Dzięki pomiarom wartości ciśnień w układzie hydraulicznym napędu jazdy, uzyskano brakujące dane, na podstawie których zweryfikowano niektóre wartości w modelu symulacyjnym (np. ciśnienie na linii ssania pompy). Pomiary pozwoliły również na weryfikację i porównanie wyników pomiaru i symulacji. Na tej podstawie oraz dodatkowych badań symulacyjnych wyciągnięto następujące wnioski:

- 1. Zaprojektowany hydrauliczny układ napędu jazdy nie spełniał założeń przedstawionych przez projektantów.
- 2. Najrozsądniejszym rozwiązaniem jest wymiana jednego z silników hydraulicznych w napędzie jazdy gąsienicy na większy o $q_s = 1000 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ Takie rozwiązanie spełnia założenia projektowe.

Należy pamiętać, że transporter jeszcze nie przewoził ładunku o masie 600 T. Ponieważ zweryfikowano jego pracę przy obciążeniu 246 T to należy przypuszczać, że przy większym obciążeniu zachowanie się transportera na podstawie symulacji sprawdzonego modelu jest w pełni przewidywalne. Wydaje się, że zaproponowane zmiany w układzie napędowym spowodują, że transporter TUR 600 spełni założenia projektowe i sprawdzi się w eksploatacji.

Artykuł zrealizowano w ramach projektu UDA-POiG 01.03.01-00-430/08-00. Program Operacyjna Innowacyjna Gospodarka 2007-2013, Projekt 1, Działanie 1.3.

Literatura

- 1. Brach I., Tyro G.: Maszyny ciągnikowe do robót ziemnych. WNT, Warszawa 1986.
- Chrostowski H., Domagała Z., Sradomski W.: Model matematyczny i symulacja mechanizmu hydrostatycznego napędu jazdy transportera gąsienicowego TUR 600. Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie i Eksploatacja Układów Hydraulicznych. CYLINDER 2010.
- 3. Dudczak A.: KOPARKI Teoria i projektowanie. PWN, Warszawa 2000.
- 4. Garbacik A.: Studium projektowania układów hydraulicznych. Wydawnictwo Ossolineum, Wrocław 1997.
- 5. Pieczonka K.: Inżyniera maszyn roboczych. Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.

- 6. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1992.
- 7. Poltegor Projekt; Projekt Techniczno Roboczy Obliczenia Techniczne Nr Projektu 3030.1480.301 Wrocław 2004.
- 8. Poltegor Projekt; Dokumentacja Techniczno-Ruchowa Nr Projektu 7030.1480.501.
- 9. Katalogi firmy REXROTH.

Porównanie metod synchronizacji ruchu elementów wykonawczych stosowanych w układach hydraulicznych

Zygmunt Domagała, Krzysztof Kędzia, Jarosław Prokopowicz – Politechnika Wrocławska

1. Wprowadzenie

Układy hydrauliczne oprócz wielu zalet, takich jak: duża wydajność energetyczna 4-6 kW/kg, łatwość uzyskiwania zmiennych przełożeń, bezstopniowa regulacja szybkości ruchu elementów wykonawczych itp. posiadają również wady. Do wad zaliczamy między innymi problemy związane z synchronizacją ruchu elementów wykonawczych. W rozdziale przedstawiono krótką charakterystykę sposobów synchronizacji elementów wykonawczych napędów hydraulicznych oraz przeprowadzono analizę różnych sposobów synchronizacji pod kątem ich dokładności.

2. Sposoby synchronizacji ruchu elementów wykonawczych

Najczęściej stosowane sposoby synchronizacji ruchu to:

- a) za pomocą dławików,
- b) za pomocą regulatorów przepływu,
- c) za pomocą synchronizatorów,
- d) za pomocą dzielników strumienia,
- e) za pomocą 2-ch pomp na wspólnym wałku,
- f) z szeregowym połączeniem elementów wykonawczych,
- g) synchronizacji mechanicznej,
- h) za pomocą elektrohydraulicznego układu synchronicznego pozycjonowania.

Przykładowe schematy sposobów synchronizacji układów hydraulicznych przedstawiono na rysunkach 1 do 4.





Istnieje odwieczny dylemat, który ze sposobów synchronizacji zastosować w konkretnym układzie hydraulicznym. Przedstawiona analiza dokładności sposobów synchronizacji zmniejsza ryzyko błędu, który może popełnić projektant układów hydraulicznych.

2.1. Synchronizacja za pomocą dwóch pomp na wspólnym wałku

Równoległa praca siłowników jest możliwa przy wykorzystaniu ich indywidualnego zasilania (rys. 5). W tym celu konieczne jest wykorzystanie pomp o jednakowej wydajności oraz prędkości obrotowej. Uzyskanie tej drugiej cechy jest możliwe dzięki napędzaniu obu pomp przez wspólny silnik elektryczny. Ponadto powinno się zapewnić równoczesne sterowanie rozdzielaczami obu siłowników.



Rys.5. Indywidualne zasilanie siłowników: a) przykład układu, b) charakterystyka przepływowa

Dokładność synchronizacji, jaką uzyskuje się przy użyciu dwóch pomp, zależy od ich charakterystyk (powinny być identyczne) oraz różnicy obciążeń zasilanych siłowników.

Na rysunku 5b przedstawiono przykład charakterystyki układu z dwiema pompami o identycznych charakterystykach, ale różnym obciążeniu (1 i 2). Na wykresie oznaczone zostały punkty pracy pomp oraz odpowiadające im wydajności rzeczywiste Q_1 oraz Q_2 . Bezwzględny błąd synchronizacji spowodowany jest różnicą tych wydajności i wynosi [1, 2, 5]:

$$\Delta Q = 0,3 \cdot \frac{10^{-3}}{60} \cdot \frac{m^3}{s}$$

gdzie.:

 Δs – różnica dróg siłowników czasie *t*,

 ΔQ – różnica wydajności rzeczywistych pomp, $\Delta Q = Q_1 - Q_2$,

A – pole powierzchni czynnej tłoka.

Przy założonej różnicy ciśnień panujących w siłownikach $\Delta p = 5 MPa$, dokładność synchronizacji dwóch siłowników wynosi $\Delta s = 4,35 \ 10^{-3} m/s$, czyli różnica przemieszczeń siłowników wynosi maksymalnie 4,35 mm.

2.2. Synchronizacja za pomocą regulatorów przepływu

Na rysunku 6 przedstawiono przykład zastosowania regulatorów przepływu do wymuszenia równoległej pracy dwóch siłowników. O możliwości wykorzystania ich do synchronizacji pracy decyduje fakt, że pozwalają one utrzymać stałą prędkość ruchu siłownika (dzięki utrzymaniu stałego natężenia przepływu na wyjściu), niezależnie od zmian jego obciążenia.



Rys.6. Synchronizacja pracy przy użyciu regulatorów przepływu: a) symbol graficzny regulatora, b) przykład układu

Dokładność omawianego sposobu synchronizacji zależy od tolerancji regulacji strumienia użytych zaworów. Na skutek błędu nastawienia regulatorów, rzeczywiste natężenia przepływu w zaworach Q_1 i Q_2 , różnią się od siebie a, ich różnica $\Delta Q = Q_1 - Q_2$ jest wyznacznikiem błędu synchronizacji.

Wartość tego błędu obliczana jest ze wzoru:

$$\delta = \frac{\Delta Q}{Q} \cdot 100$$

Do analizy wykorzystano 2-drogowy regulator przepływu. W zależności od modelu regulatorów oraz producenta, tolerancja regulacji strumienia wynosi $\pm 3\%$ do $\pm 5\%$.

Dla rozpatrywanego układu natężenie przepływu obu regulatorów powinno wynosić $Q_1 = Q_2 = \frac{Q_{rz}}{2}$. Jednakże po uwzględnieniu tolerancji (±5%) i założeniu, że jeden z zaworów popełnia błąd +5%, a drugi –5% otrzymano maksymalny możliwy błąd synchronizacji:

$$\Delta Q = 0.3 \cdot \frac{10^{-3}}{60} \frac{m^3}{s}$$

Oznacza to, że w tym przypadku jeden siłownik może wyprzedzić drugi maksymalnie o 4,35 mm.

2.3. Synchronizacja za pomocą synchronizatora

Podobnie jak regulator przepływu, synchronizator jest zaworem sterującym natężeniem przepływu. Z tą różnicą, że synchronizator należy do grupy *dzielników strumienia*, których zadaniem jest podział strumienia wejściowego Qna dwa strumienie wyjściowe Q_1 i Q_2 , bezpośrednio zasilające równolegle pracujące siłowniki.

"Zasada działania dzielnika natężenia przepływu polega na wykorzystaniu dwu oporów hydraulicznych nastawianych automatycznie w sposób przeciwsobny do kompensacji różnicy obciążeń tłoczysk i przywrócenia jednakowych natężeń przepływu na wlocie do siłowników"[].

Dzielniki mają możliwość podziału strumienia w różnym stosunku, zależnych od jego budowy. Synchronizator jest dzielnikiem, który dzieli strumień Q w stosunku 1:1, czyli $Q_1 = Q_2$. Zapewnia tym samym jednakową prędkość zasilanych siłowników.

Na rysunku 7 przedstawiono przykład układu hydraulicznego z synchronizatorem. Synchronizacja ruchu może być jedno- lub dwukierunkowa. W przypadku tej drugiej, prędkości siłowników są takie same, zarówno w ruchu roboczym, jak i powrotnym.



Dokładność synchronizacji przy użyciu dzielnika, wynika z błędu podziału strumienia wejściowego Q i jego wyznacznikiem jest, podobnie jak w innych przykładach $\Delta Q = Q_1 - Q_2$

Producenci synchronizatorów podają dokładność podziału strumienia na poziomie ± 4 do $\pm 5\%$. Do analizy przyjęto wartość 5%. Dokładność synchronizacji, podobnie jak w poprzednich przykładach zależy od różnicy natężeń dopływających do siłowników. Wartość tej różnicy wyznaczono po od-

powiednim przekształceniu wzoru: $\delta = \frac{\Delta Q}{Q} \cdot 100$:

$$\Delta Q = \delta \cdot Q$$

dla: $\delta = 5\%$ otrzymano:

Rys.7. Przykład układu hydraulicznego z synchronizatorem [3, 5]

$$\Delta Q = 0.05 \cdot 6 \cdot \frac{10^{-3}}{60} = 5 \cdot 10^{-6} \, \frac{m^3}{s}$$

Zatem różnica prędkości tłoków wynosi:

$$\Delta \upsilon = \frac{5 \cdot 10^{-6}}{1,15 \cdot 10^{-3}} = 4,35 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s}$$

Jeden siłownik opóźnia się względem drugiego o 4,35 mm.

2.4. Synchronizacja za pomocą silnikowych dzielników strumienia

Silnikowy dzielnik strumienia, podobnie jak synchronizator, dokonuje podziału strumienia wejściowego Q na dwa równe strumienie Q_1 i Q_2 napędzające siłowniki. W tym celu wykorzystywane są dwa identyczne silniki, sprzężone ze sobą na sztywno wałkami. Przykład układu z silnikowym dzielnikiem strumienia oraz zasadę jego działania przedstawia rysunek 8 [5].

W przypadku, gdy siłowniki są obciążone jednakową siłą, wówczas natę-

żenia strumieni je zasilających wynoszą $Q_1 = Q_2 = \frac{Q}{2}$. Jednakże, w przypadku

różnego obciążenia (rys. 8), gdy $P_1 > P_2$, aby utrzymany był synchroniczny ruch siłowników, silnik mniej obciążony napędza drugi silnik momentem, który wynika z różnicy ciśnień $p_1 + p_2 = p_8$. Dokładność tego typu synchronizacji zależy również od różnicy natężeń dopływających do siłowników. Na rysunku 8b przedstawiono graficzną prezentację błędu synchronizacji. Względny błąd synchronizacji w tym przypadku wynosi:

$$\delta = \frac{2 \cdot \Delta Q}{Q}$$



Rys.8. Synchronizacja pracy przy użyciu silnikowego dzielnika strumienia: a) zasada działania, b) charakterystyka przepływowa

Analizując to rozwiązanie i wykonując stosowne obliczenia okazało się, że jeden z siłowników może wyprzedzać drugi o 0,87 mm.

2.5. Synchronizacja mechaniczna

Na rysunku 9 przedstawiono interpretację graficzną rozwiązania synchronizacji mechanicznej rozpatrywanego układu [5]. Na schemacie opisane zostały siły zewnętrzne obciążające siłowniki (F_1 , F_2) oraz ciśnienia panujące w ich dolnych komorach (p_1 , p_2).



Rys.9. Interpretacja graficzna synchronizacji mechanicznej rozpatrywanego układu

Ogólnie, warunkiem synchronizacji jest równość:

$$p_1 = p_2 = p_g$$

gdzie:

p1, p2, - ciśnienia w poszczególnych komorach roboczych siłowników,

 p_g – ciśnienie zasilania (panujące w przewodzie tłocznym pompy).

Przyjmując, że pierwszy siłownik jest mniej obciążony niż drugi, $(F_1 < F_2)$, to wymaga on niższego ciśnienia cieczy $(p_1 < p_2)$ do pokonania siły F_1 i rozpoczęcia ruchu. Zatem, aby powyższy warunek został spełniony, konieczne jest, aby pierwszy siłownik napotkał taki opór, aby ciśnienia p_1 i p_2 zrównały się. Opór taki stawia belka łącząca tłoczyska. Stąd:

$$p_1 + \Delta p = p_2 = p_g$$

Drugi siłownik, w tym przypadku, zacznie się poruszać, gdy belka osiągnie maksymalne możliwe ugięcie pod działaniem siły ΔF , odpowiadającej różnicy ciśnień $\Delta p = p_2 - p_1$.

Dokładność synchronizacji w tym przypadku, wyraża się wartością uzyskanego ugięcia -*u*. Zatem zależy ona od sztywności pręta wykorzystanego do połączenia tłoczysk oraz od różnicy obciążeń zewnętrznych siłowników, która ma bezpośredni wpływ na wartość Δp .

Na rysunku 10 przedstawiono graficzny model ugięcia pręta w sytuacji, kiedy bardziej obciążony siłownik jeszcze się nie porusza, a na drugi koniec belki działa siłą ΔF (zależna od Δp). Do obliczeń wykorzystano pręt ze stali St3S o średnicy 40 mm (rys. 10a).



Rys.10. Interpretacja graficzna dokładności synchronizacji mechanicznej: a) przekrój poprzeczny pręta, b) model ugięcia pręta

Ugięcie pręta, dla zadanego obciążenia, zostało obliczone ze wzoru:

$$u = \frac{1}{EI} \cdot \frac{F \cdot l^3}{3}$$

gdzie:

E – moduł Younga i dla St3S E=2,1 MPa = 2,1 10¹¹ N/m²,

I – moment bezwładności, który dla pręta wynosi: $I = \frac{\pi d^4}{64}$,

l – długość pręta - przyjęto l = 1 m,

d – średnica pręta $d = 40 mm = 4 \cdot 10^{-2} m$.

Zatem, dokładność synchronizacji, która zależy liniowo od różnicy obciążenia zewnętrznego siłowników, wyraża się zależnością:

$$u = 1,45 \cdot 10^{-8} \cdot \Delta p$$

Dla $\Delta p = 1Pa$, ugięcie wyrażone jest w metrach [u] = 1 m.

Rozpatrzono skrajny przypadek, gdy jeden siłownik byłby obciążony całkowitym możliwym udźwigiem, a drugi całkowicie odciążony. W takim przypadku ugięcie wynosi:

$$u = 68, 4 \cdot 10^{-3} m$$

Zatem, w zależności od różnicy obciążeń zewnętrznych siłowników, różnica ich dróg mieści się w zakresie 0 do 68,4 mm.

3. Analiza układu z indywidualnym zasilaniem

Dokładność synchronizacji przy użyciu indywidualnego zasilania siłowników, podobnie jak w przypadku sprzężenia mechanicznego, zależy od obciążenia zewnętrznego oraz od charakterystyk wykorzystanych pomp, które powinny być identyczne.

W dokonanej analizie przyjęto, że charakterystyki obu pomp są takie same i sprawdzono wpływ różnicy obciążeń zewnętrznych na różnice przemieszczeń siłowników.

4. Porównanie sposobów synchronizacji – wnioski

W celach porównawczych wyniki obliczeń z podrozdziałów zestawiono w tabeli 1. Zamieszczono tam informacje dotyczące tego, co ma wpływ na dokładność poszczególnych sposobów synchronizacji. Do celów analizy, spośród umieszczonych tu zakresów danych, wybrano wartości maksymalne. Dzięki temu uzyskano wartości największych możliwych do osiągnięcia różnic przemieszczeń równolegle pracujących siłowników.

Na podstawie danych z tabeli 1 stwierdzono, że najmniej dokładnym sposobem synchronizacji, znacznie różniącym się od pozostałych, jest wykorzystanie stalowego pręta łączącego tłoczyska siłowników. Porównując ten sposób z użyciem indywidualnych pomp zasilających siłowniki, gdzie także wzięto pod uwagę maksymalną różnicę obciążeń zewnętrznych ($\Delta p = 4,72 \ MPa$), zaobserwowano, że decydujący wpływ na wielkość Δs ma sztywność użytego pręta. Zatem docelowa wartość Δs jest znacząco mniejsza, gdy wykorzystany zostanie pręt krótszy (a) lub o większej średnicy (b), np. dla:

a) L = 0, 25 m i d = 40 mm – wartość Δs spada do: max 1,07 mm,

b) L = 1 m i d = 80 mm – wartość Δs spada do: max 4,28 mm.
Co więcej, gdy zmieni się oba parametry, wówczas uzyskuje się jeszcze mniejszą różnicę przemieszczeń siłowników, tj. dla L = 0, 2 S m i d = 80 mm, wartość Δs spada aż do max 0,07 mm.

			Tabela 1
Sposób synchronizacji	ób Wpływ na dokładność nizacji synchronizacji		Różnica przemieszczeń siłowników (<i>As</i>)
Silnikowy dzielnik strumienia	Błąd podziału strumienia ±1,5% do ±2%	76	0,87
Mechaniczna	Sztywność elementu łączącego za- leżna od użytego materiału: stal St3S Różnica obciążeń zewnętrznych siłowników: max 4,72 MPa	79	max 68,4
Indywidualne zasilanie	Charakterystyki przepływowe użytych pomp: identyczne Różnica obciążeń zewnętrznych siłowników: max 4,72 MPa	79	max 4,35
Regulator przepływu	Tolerancja regulacji strumienia: ±3% do±5%	75	max 4,35
Synchronizator	Dokładność podziału strumienia: ±4% do ±5%	76	4,35

Zestawienie wyników analizy sposobów synchronizacji pracy siłowników

Literatura

- Garbacik A.: Studium projektowania układów hydraulicznych. ZNiO Wrocław, Oddział w Krakowie, 1997.
- 2. Garbacik A., Szewczyk K.: Napęd i sterowanie hydrauliczne Podstawy projektowania układów. Skrypt Politechniki Krakowskiej, Kraków 1988.
- 3. Hydraulics in industrial and mobile applications, ASSOFLUID, Milano, 2007.
- 4. Pizoń A.: Elektrohydrauliczne analogowe i cyfrowe układy automatyki. WNT, Warszawa 1995.

5. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny – Układy. Tom II. WNT, Warszawa 1984, 1992.

Ocena dokładności wyznaczenia charakterystyki sprężysto-tłumiącej zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem z produkcji seryjnej

Ryszard Gałąź, Andrzej Figiel – Politechnika Wrocławska

1. Wprowadzenie

Analizowany w pracy zderzak ma pracować w sprzęgle podatnym, stąd konieczność dokładnej znajomości jego charakterystyki sprężysto-tłumiącej. Planuje się, aby te zderzaki znalazły praktyczne zastosowanie jako podzespoły w układach napędowych maszyn roboczych [2].

W pracy przedstawiono ocenę błędów określenia podstawowych parametrów charakterystyki sprężysto-tłumiącej czterech zderzaków (nr 1, 2, 3 i 4) w trzech punktach ugięcia: około 0; 6; 12 mm dla prędkości obciążania v = 50 mm/min oraz ustalono na ile te charakterystyki różnią się od parametrów i charakterystyk dostarczanych z produktem. Zderzak jest seryjnie produkowany przez firmę Jarret [10].

Cechą charakterystyczną elementów sprężysto-tłumiących, jak przedmiotowy zderzak, jest zależność pomiędzy obciążeniem (siłą *F* lub momentem *M*) a przemieszczeniem (ugięciem *f* lub kątem skręcenia φ). Zależność *F*(*f*) lub $M(\varphi)$ nazywa się charakterystyką siłową elementu sprężysto-tłumiącego (rys. 2).

Badania doświadczalne zderzaków z ciekłym silikonowym elastomerem można przeprowadzić na maszynach wytrzymałościowych (ten sposób wykorzystano w pracy), na specjalnych stanowiskach lub w rzeczywistych warunkach, zderzenie dwóch układów [1, 5, 8, 13]. Podczas badań zderzaków, urządzeń pociągowych itp. na maszynach wytrzymałościowych rejestruje się zależność siły od ugięcia w fazie obciążania i odciążania.

Jeśli charakterystyka elementu sprężysto-tłumiącego jest wykonana przy prędkości obciążania v ≤ 0.05 m/s to taką *charakterystykę* nazywa się *statyczną*; jeśli prędkość ta jest większa – otrzymuje się *charakterystykę dynamiczną*. Ponieważ nasze badania przeprowadzono w zakresie prędkości obciążania: (0,0000833-0,00167) m/s; (dla przejrzystości zapisu pozostano przy starym oznaczeniu jednostek, zatem: od 0,5 do100 mm/min), zatem są to badania statyczne.

2. Zarys historii badania elastomeru i zderzaków z ciekłym silikonowym elastomerem

2.1. Badania elastomeru

Badania elastomeru w kraju były prowadzone na reometrze skonstruowanym na zasadzie przepływu elastomeru między stożkiem i płytką, reogo-

niometr Weissenberga, przez dr A. Raszczuk z IChP w Warszawie [11]. Celem tych badań było ustalenie wpływu składników elastomeru [2-4] na jego własności sprężysto-lepkie (moduł sprężystości i lepkość dynamiczną). W taki sposób dobrano, przyjęto, skład elastomeru. Na etapie produkcji laboratoryjnej, a później i przemysłowej, korzystano z odpowiedniego stanowiska, na którym wciskało się odpowiednio ukształtowany tłok do napełnionego (z kolejnego "wytopu") elastomerem cylindra. Do stanowiska była dołączona wzorcowa charakterystyka, zależność siły od ugięcia, dla trzech temperatur: -35, 20, 50°C.

Jeśli różnica między wzorcową charakterystyką a zmierzoną była nie zbyt duża (do $\pm 10\%$) nową partię, "wytop" elastomeru uznawano za dobrą.

2.2. Badania zderzaków z ciekłym silikonowym elastomerem

Te badania można podzielić na [1, 5, 8, 13]:

- badania laboratoryjne,
- oraz badania na specjalnych stanowiskach lub w rzeczywistych warunkach, zderzenie dwóch układów.

Celem tych badań było wyznaczenie charakterystyki statycznej i dynamicznej badanego zderzaka i porównanie ich z charakterystyką wzorcową.

Jeśli te krzywe w fazie obciążania dla charakterystyki statycznej, przy temperaturze około 20°C, różniły się mniej niż:

- do połowy ugięcia zderzaka to przyjęto $\Delta F = \pm 25\%$,
- w drugiej części charakterystyki zderzaka $\Delta F = \pm (10-15)\%$,

natomiast dla charakterystyki dynamicznej, przy temperaturze od 10 do 25°C (badania przeprowadzano co 10 min.):

- do jednej czwartej ugięcia zderzaka $\Delta F = \pm 25\%$,
- do połowy ugięcia zderzaka $\Delta F = \pm 20\%$
- i w trzeciej części charakterystyki zderzaka $\Delta F = \pm 15\%$

przyjmowano, że te charakterystyki są zadawalające.

W przypadku krzywej odciążania ten błąd zakładano większy o dodatkowe $\Delta F{=}\pm5\%$

3. Ocena dokładności wyznaczenia podstawowych parametrów charakterystyki sprężysto-tłumiącej zderzaków z ciekłym silikonowym elastomerem

Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy zderzak z ciekłym silikonowym elastomerem, natomiast na rysunku 2 jego charakterystykę siłową, zależność siły w funkcji ugięcia (skoku).



Rys.1. Przykładowy zderzak z ciekłym silikonowym elastomerem serii BC 1 Z-E (E – mocowanie typu śruba-nakrętka na cylindrze); Źródło: opracowanie własne



Rys.2. Przykładowa charakterystyka, zależność siły w funkcji ugięcia, zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem (zderzak nr 1) dla prędkości obciążania v = 50 mm/min; temperatura badania 22,2 °C, (Force – siła, Stroke – ugięcie); Źródło: opracowanie producenta

Na maszynie wytrzymałościowej Intron model 1126 wyznaczono charakterystyki sprężysto-tłumiące dla czterech zderzaków (w pracy przedstawiono niektóre wyniki) dla prędkości: v = 0.5; 5; 50 i 100 mm/min i z tych charakterystyk wyznaczono podstawowe parametry charakterystyki i porównano je oraz sporządzono zależności czasowe dla niektórych punktów charakterystyki

Seria

BC 1 7-F

siłowej w fazie obciążania (*Fo, F1, F2, F3, F4*) i odciążania zderzaka (*Foo, Fo1, Fo2, Fo3, Fo4*); gdzie o-odpowiednio pierwsze maksimum narastania obciążenia w fazie obciążania, przy ugięciu około 0,2 mm lub faza odciążania, 1- przy ugięciu 3 mm, 2- przy ugięciu 6 mm, 3- przy ugięciu 9 mm, i 4- przy ugięciu 12 mm.

W tabeli 1 przedstawiono katalogowe dane zderzaka.

Fo, N

6000

Katalogowe, podstawowe dane zderzaka [10]

fm, mm

12

Fm, N

11000

Tabela 1	1
----------	---

Ep, J

100

DCILL	0000	11000		12	100	
4						
W tab	oeli 2 przedstawie	ono wyniki	własnych	badań do	świadczalnych	cha-
raktervstvk	i spreżysto-tłumi	acei zderzał	ka z ciekły	vm silikon	nowym elastom	erem

Badania własne przeprowadzono w temperaturze otoczenia od 26,52 do 28,52°C, natomiast badania producenta w temperaturze 22,2°C.

i wyniki pomiarów laboratoryjnych producenta (jak na rys. 2 dla zderzaka nr 1).

Porównanie danych zawartych w tabeli 1 z danymi z tabeli 2, z danych katalogowych i pomiarów producenta, wynika, że wyniki katalogowe są zawyżone prawie 2 razy. Natomiast analiza wyników własnych i producenta (tabela 2) wskazuje, że rzeczywiste, doświadczalne wyniki własne są prawie 3 razy niższe niż podaje producent. W jakimś sensie porównywalne są wyniki tylko współczynnika rozproszenia energii (d = Er/Ep). Ponadto można zauważyć dla wszystkich 4 badanych zderzaków, że drugie i kolejne pomiary zderzaka dają niższe wartości sił.

Wartości sił w charakterystycznych punktach charakterystyki sprężysto-tłumiącej (około 0,6, 12 mm dla prędkości obciążania v = 50 mm/min) oraz energii przejmowanej, pochłanianej i współczynnika pochłonięcia energii; Źródło własne i producenta Tabela 2

Zderzak nr	Fo, N	Foo, N	F2, N	Fo2, N	F4, N	Fo4, N	Ep, J	Er, J	d, %
1a	800	140	1560	770	2600	1900	19,91	9,52	47,82
1b	700	150	1670	930	2890	2050	21,06	8,94	42.45
1; bad. prod.	2081,6	367,3	3061,2	1224,5	6244,9	4285,7	45,82	21,51	46.94
2a	900	200	1660	760	2820	1630	21,27	11,34	53,31
2b	650	150	1250	600	2100	1350	15,31	7,71	50,36
2c	680	130	1330	620	2200	1400	12,03	6,43	53,45
2; bad. prod.	2142,9	391,8	3918,4	1775,5	6857,1	3979,6	48,16	26,03	54,05
3a	960	320	1730	1080	2900	2300	22,37	8,35	37,33
3b	690	200	1310	780	2320	1650	12,88	6,08	47,2
3; bad. prod.	2326,5	673,5	4163,3	2204,1	6734,7	5142,9	51,04	22,21	43,51
4a	900	240	1600	850	2700	1820	20,84	9,14	45,74
4b	660	160	1180	550	2000	1350	10,86	5,66	52,12
4; bad. prod.	1983,7	428,6	3673,5	1836,7	6220,4	4261,2	44,42	20,96	47,19
(1, 2, 3, 4 - nr zderzaka; a, b, c - powtórzenie pomiarów)									

4. Badania porównawcze zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem

Na rysunkach 3 do 7 przedstawiono przebiegi czasowe punktów charakterystycznych charakterystyki sprężysto-tłumiącej dla zacisku wstępnego i przy ugięciu f = 3, 6, 9, 12 mm w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków.



Rys.3. Przebiegi czasowe siły zacisku wstępnego w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków nr 1 i 3; Źródło: opracowanie własne



Rys.4. Przebiegi czasowe siły przy ugięciu f = 3 mm w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków nr 1 i 3; Źródło: opracowanie własne

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono czasowe przebiegi sztywności w punktach charakterystyki siłowej f = 6 (dodatkowo w fazie odciążania), 9 i 12 mm tylko w fazie obciążania badanych zderzaków.

Natomiast na rysunkach 10 i 11 przedstawiono przebiegi czasowe energii przejmowanej, rozpraszanej i współczynnika rozproszenia energii badanych zderzaków (określanych planimetrem biegunowym PL-1, produkcji PZO – Warszawa).







Rys.6. Przebiegi czasowe siły przy ugięciu f = 9 mm w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków nr 1 i 3; Źródło: opracowanie własne



Rys.7. Przebiegi czasowe siły przy ugięciu f = 12 mm w fazie obciążania i odciążania badanych zderzaków nr 1 i 3; Źródło: opracowanie własne











Rys.10. Przebiegi czasowe energii przejmowanej i rozpraszanej badanych zderzaków nr 1 i 3; Źródło: opracowanie własne



Rys.11. Przebiegi czasowe współczynnika rozproszenia energii badanych zderzaków nr 1 i 3; Źródło: opracowanie własne

Z porównania rysunków 3 do 7 wynika, że do 50 mm/min różnice pomiędzy wartościami sił charakterystyki siłowej zderzaków nr 1 i 3 są nieznaczne, natomiast powyżej tej prędkości różnice te zwiększają się.

Z porównania wartości sił obu badanych zderzaków (nr 1 i 3) można stwierdzić, że wartości sił charakterystyki siłowej dla zderzaka nr 3 są większe niż dla zderzaka nr 1.

Porównując wartości sił charakterystyki siłowej badanych zderzaków nr 1 i 3 z wartościami z badań laboratoryjnych (p. tabela 1 i 2, dane katalogowe i badania producenta) stwierdzono brak korelacji. Wyniki badań laboratoryjnych producenta są zbieżne, pokrywają się z badaniami z punktu 4 przy prędkości większej, tj. v = 100 mm/min (p. tabela 2; na tą różnicę wartości sił z obu badań miało wpływ niezachowanie dokładnej temperatury pomiarów laboratoryjnych, tj. 22,2°C, gdy w rzeczywistości temperatura była wyższa od 4,32-6,32°C.

Natomiast z analizy i porównania rysunków 3 do 7 wynika, że ze wzrostem prędkości wartości sił obu zderzaków (nr 1 i 3) się zbliżają.

Z rysunku 10 można zauważyć, że wartość energii przejmowanej zderzaka nr 3 jest nieznacznie większą od energii przejmowanej zderzaka nr 1, natomiast wartości energii rozpraszanej w obu zderzakach się pokrywają. W przypadku współczynnika rozpraszania energii przy prędkości obciążania około 100 mm/min współczynniki dla obu zderzaków są zbliżone.

5. Podsumowanie

Z przeprowadzonych badań, analiz, których dostarczają pomiary laboratoryjne producenta oraz z przytoczonych danych katalogowych można sformułować następujące wnioski:

- 1. Porównanie danych zawartych w tabeli 1 z danymi z tabeli 2, z danych katalogowych i badań producenta (z [11] i załączonych do zderzaków charakterystyk sprężysto-tłumiących), wynika, że wyniki w katalogu są zawyżone prawie 2 razy.
- Analiza wyników własnych i producenta (tabela 2) wskazuje, że rzeczywiste, doświadczalne wyniki własne są prawie 3 razy niższe niż podaje producent. W jakimś sensie porównywalne są wyniki tylko współczynnika rozproszenia energii (d = Er/Ep).
- 3. Można zauważyć dla wszystkich 4 badanych zderzaków, że drugie i kolejne badanie zderzaka daje wartości sił niższe.
- 4. Charakterystyki wytwarzanych zderzaków (nr 1 i 3) różnią się; w naszych badaniach zderzak nr 3 ma nieznacznie lepsze parametry.

Pewnym brakiem badań przedstawionych w punkcie 3 pracy jest to, że nie zagwarantowano takiej samej temperatury badań jak w badaniach laboratoryjnym, tj. $T = 22,2^{\circ}C$ (różnica od 4,32 do 6,32°C).

Literatura

- 1. Bedła A.: Opracowanie metod regeneracji i utylizacji elastomeru Polastosil ABM do urządzeń cięgłowo-zderznych taboru kolejowego. Temat 1746/22, Problemy Kolejnictwa, Warszawa 1991.
- Dudek D., Gałąź R.: Sprzęgło podatne z ciekłym silikonowym elastomerem (uwagi wstępne). Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Napędy Maszyn Transportowych - 2007", Wisła 2007.
- 3. Gałąź R.: Badania doświadczalne zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem. CYLINDER 2009, Praca zbiorowa, Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych, Gliwice 2009.
- 4. Gałąź R.: Silikonowy elastomer jako ciecz hydrauliczna w urządzeniach zderzakowych. Konferencja Naukowo-Techniczna "Napędy i Sterowania Hydrauliczne '99, Wrocław-Polanica Zdrój 1999.
- 5. Gałąź R.: Wyznaczanie sztywności statycznej, energii przejmowanej i rozpraszanej elementów podatnych. Praca nie publikowana, Zakład Podstaw Konstrukcji Maszyn i Tribologii, IKEM, Wrocław 1997.
- Godziszewski J., Mania R., Pampuch R.: Zasady planowania doświadczeń i opracowywania wyników pomiaru. Skrypt uczelniany nr 871, AGH, Kraków 1982.
- 7. Grzesikiewicz W.: Model elastomerowego zderzaka kolejowego. Sympozjum MODELOWANIE W MECHANICE, Beskid Śląski 1985, s. 161-168.
- 8. Meisner M., Wanke K.: Handbuch Feder, Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau, Verlag Technik GmbH, Berlin München, 1993.

- 9. Polański Z.: Planowanie doświadczeń w technice. PWN, Warszawa 1984.
- 10. Prospekty: www.enidine.eu, s. 95-96.
- 11. Raszczuk A.: Wpływ rozkładu masy cząsteczkowej na własności reologiczne polimerów silikonowych. Praca doktorska, IChP-IPPT PAN, Warszawa 1978.
- 12. Respondowski R.: Opracowywanie wyników pomiarów fizycznych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1999.
- Warunki techniczne wykonania odbioru i dostawy elementów amortyzujących typu KZE-5A-2 do zderzaków kolejowych nr WT-W1-5A/3. Warszawa, październik 1984.

Badania układu sterowania sekcji obudowy zmechanizowanej w aspekcie nagłych przyrostów ciśnienia

Jarosław Czubaszek, Włodzimierz Madejczyk – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wstęp

Z obserwacji ruchowych funkcjonowania układu hydraulicznego sekcji obudowy zmechanizowanej wynika, że stosunkowo często występują przypadki wadliwego funkcjonowania zaworów zwrotnych sterowanych (bloków zaworowych) objawiające się utratą szczelności przestrzeni podtłokowej stojaka hydraulicznego i uszkodzeniami manometrów kontrolnych. Prawdopodobną przyczyną tych zjawisk jest indukowanie się w przestrzeni roboczej zaworu krótkotrwałych zmian ciśnienia o znacznej amplitudzie [2].

Badania zmian ciśnienia w układzie zasilania stojaka hydraulicznego prowadzone są również w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach.

Poniżej przedstawiono fragment tych badań, dotyczący zmian ciśnienia spowodowanych działaniem sterowanego zaworu zwrotnego, wchodzącego w skład stojakowego bloku zaworowego (rys. 1).



Rys.1. Podstawowy układ sterowania stojaka hydraulicznego 1 – zawór zwrotny sterowany, 2 – zawór upustowy (ograniczający ciśnienie), 3 – manometr, 4 – rozdzielacz

Zawór zwrotny jest sterowany tłoczkiem (suwakiem) zasilanym różnicą ciśnień pomiędzy przestrzeniami pod tłoczkiem i nad tłoczkiem. Iloraz powierzchni tłoczka sterującego i powierzchni przekroju zaworu zwrotnego

wynosi około 0,3 i zapewnia prawidłowe działanie zaworu, pod warunkiem wystąpienia ciśnienia w przewodzie spływowym o wartości zbliżonej do zera. Występowanie w tym przewodzie ciśnienia o wartości zbliżonej do ciśnienia roboczego, spowoduje zamknięcie przepływu. Jak wykazano w [2] chwilowy wzrost ciśnienia na spływie i jego spadek może prowadzić do wzrostu ciśnienia w przewodzie łączącym przestrzeń podtłokową stojaka z zaworem zwrotnym sterowanym.

Zgodnie z normą PN-EN 1804-3, zawory zwrotne sterowane, jako zaliczone do zaworów grupy B, podczas przesterowania nie mogą powodować wzrostu ciśnienia powyżej 1,5-krotności wartości maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania.

Dla sprawdzenia wyżej wymienionego wymagania, stojak hydrauliczny należy rozeprzeć poprzez zawór do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia użytkowania, a następnie zawór należy rozładować hydraulicznie. Próbę powtarza się dwukrotnie.

Badania stanowiskowe opisane poniżej miały na celu sprawdzenie wpływu przesterowania zaworu na wartość ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka dla różnych wartości ciśnień rabowania oraz różnych konfiguracji układu sterowania.

2. Badania stanowiskowe

Badania stanowiskowe przeprowadzono w Laboratorium Badań ITG KOMAG na stanowisku do badań stojaków hydraulicznych przy obciążeniu statycznym, przedstawionym schematycznie na rysunku 2.



Rys.2. Schemat stanowiska badawczego [źródło: opracowanie własne] 1 – przetwornik ciśnienia przestrzeni podtłokowej, 2 – przetwornik ciśnienia przestrzeni nadtłokowej

Przedmiotem badań był układ sterowania dwuteleskopowego stojaka hydraulicznego Φ 250. Stojak ten rozpierano pomiędzy ramą stanowiska a siłownikiem pomocniczym Φ 410, zasilając przestrzeń podtłokową aż do uzyskania przez stojak podporności wstępnej. Obciążenie zewnętrze naciskiem skał stro-

Tobala 1

powych, powodujące zwiększenie ciśnienia w przestrzeni podtłokowej badanego stojaka aż do ciśnienia roboczego, modelowano rozpierając odpowiednio siłownik pomocniczy. Po uzyskaniu podporności roboczej badany stojak rabowano sterując rozdzielaczem hydraulicznym (poz. 4 rys. 1) i obserwowano za pomocą przetworników ciśnienia (poz. 1 i 2 rys. 2) zmiany ciśnienia w przestrzeni podtłokowej oraz w przestrzeni nadtłokowej stojaka.

Badaniom poddano 6 zaworów zwrotnych sterowanych (rys. 3), zarówno fabrycznie nowych, jak również użytkowanych (tabela 1).



Rys.3. Zawory zwrotne sterowane stosowane w badaniach [źródło: opracowanie własne]

Zestawienie informacji dotyczących badanych zaworów

			1 abeta 1	
Numer identy- fikacyjny	Typ zaworu	Stan	Miejsce pochodzenia	
1	D D7D 12	fohmuoznia nouvo	KWK "I"	
2	D-DZP 12	Tabrycznie nowe		
3	D D7D 12			
4	D-DZP 12	uzytkowane	KWK ,,I	
5	701/A K 2.09.07		KWK "II"	
6	ZSI/A K-3 08.07	uzytkowane		

Zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 1804-3 oraz procedurą badawczą stosowaną w Laboratorium Badań ITG KOMAG przed przystąpieniem do zasadniczych badań zmian ciśnienia przy przesterowaniu zaworu zwrotnego (próba przełączania pkt. A.1.4.5 wyżej wymienionej normy) oraz przy rabowaniu stojaka, sprawdzono szczelność badanych bloków zaworowych. W odniesieniu do wszystkich bloków wyniki prób szczelności były pozytywne.

Zgodnie z sugestią producenta zaworów, badania przeprowadzono dla trzech konfiguracji układu zasilania przestrzeni nadtłokowej stojaka hydraulicznego:

- typowego układu przedstawionego na rysunku 1 (wersja A),
- układu z dławikiem na przewodzie zasilającym (rys. 4a) (wersja B1),
- układu z bezpośrednim zasilaniem przestrzeni nadtłokowej (rys. 4b) (wersja B2).



Rys.4. Schematy dodatkowych konfiguracji układu zasilania przestrzeni nadtłokowej stojaka hydraulicznego [źródło: opracowanie własne]

Badania zmian ciśnienia przy rabowaniu stojaka przeprowadzono przyjmując wartości ciśnienia nominalnego w przestrzeni nadtłokowej i podtłokowej zgodnie z tabelą 2.

		Tabela 2		
Serie	Ciśnienie nominalne w przestrzeni			
	podtłokowej	nadtłokowej		
1	38 MPa	10 MPa		
2	38 MPa	20 MPa		
3	38 MPa	30 MPa		

Zestawienie wartości ciśnienia nominalnego przyjmowanego w badanych blokach

Łącznie przeprowadzono 60 prób przesterowania. Podczas prób przesterowania rejestrowano przebiegi czasowe ciśnienia p_{pt} – w przewodzie zasilającym przestrzeń podtłokową, oraz ciśnienia p_{nt} – w przewodzie zasilającym przestań nadtłokową stojaka hydraulicznego. W przypadku układu hydraulicznego zastosowanego w trakcie badań ciśnienie p_{nt} było równe ciśnieniu zasilania.

3. Wyniki pomiarów

Przykład zarejestrowanego przebiegu czasowego przestawiono na rysunku 5.



Rys.5. Wykres ciśnień w funkcji czasu podczas przełączania zaworu zwrotnego sterowanego

Wyznaczono również rzeczywistą wartość ciśnienia otwarcia zaworu ograniczającego ciśnienie (zawór przelewowy), która wynosiła 40,9 MPa. Ciśnienie to nieznacznie różni się od nominalnego ciśnienia roboczego oraz od ciśnienia w przestrzeni podtłokowej przed przesterowaniem zaworu zwrotnego sterowanego (rys. 5).

W tabeli 3 zestawiono przykładowe wyniki pomiarów dla zaworu zwrotnego sterowanego oznaczonego w tabeli 1 numerem 5. W poszczególnych kolumnach zestawiono:

- iloraz nominalnego ciśnienia w przestrzeni podtłokowej p_{ptn} i nadtłokowej p_{nt} ;
- maksymalną uzyskaną wartość ciśnienia w przestrzeni podtłokowej p_{max} ;
- rzeczywistą wartość ciśnienia w przestrzeni podtłokowej przed przesterowaniem zaworu zwrotnego sterowanego p_{pt} ;
- wartość ciśnienia zasilania przestrzeni nadtłokowej (ciśnienie przesterowania zaworu zwrotnego sterowanego) p_{nt} ;
- procentowy przyrost ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka podczas

przesterowania – $\frac{p_{max}}{p_{pt}} * 100\%$.

W pierwszym wierszu tabeli 3 przedstawiono wyniki pomiaru ciśnienia podczas próby przesterowania zaworu, w przypadku gdy przestrzeń nadtłokowa stojaka nie była zasilana. Zgodnie z normą PN-EN 1804-3 próbę tę oznaczono jako próbę przełączania (punkt A.1.4.5. wyżej wymienionej normy).

Wyniki pomiarów w postaci wykresów przedstawiono na rysunku 6.

Punkty z_{1p} , z_{2p} oraz z_{3p} oznaczają maksymalne względne przyrosty ciśnienia w przestrzeni podtłokowej podczas próby przełączania, natomiast liniami oznaczono względne przyrosty ciśnienia podczas prób rabowania stojaka z zaworem zwrotnym sterowanym w różnych konfiguracjach układu zasilania

przestrzeni nadtłokowej i różnych wartościach ciśnienia w przestrzeni nadtłokowej stojak hydraulicznego.

				Tabela 3	
p_{ptn}/p_{nt}	p _{max}	p _{pt}	p _{nt}	$\frac{p_{\max}}{p_{pt}} * 100$	
MPa/MPa		MPa		%	
	Pr	óba przełącza	ania		
38/20	56,0	38,0	20,0	147,4	
	Próby przeł	ączania. Ukła	id zasilania A	L	
38/10	45,6	38,8	10,2	117,5	
38/20	48,0	38,6	21,5	124,4	
38/30	48,5	38,7	30,5	125,3	
	Próby przełą	czania. Ukła	d zasilania B	1	
38/10	46,9	38,6	10,6	121,5	
38/20	45,7	38,7	21,2	118,1	
38/30	57,0	38,3	29,6	148,8	
Próby przełączania. Układ zasilania B2					
38/10	41,3	38,3	10,8	107,8	
38/20	43,6	38,3	21,4	113,8	
38/30	43,3	38,6	29,8	112,2	

Wyniki prób przesterowania zaworu zwrotnego sterowanego nr wewnętrzny 5



Rys.6. Wykresy względnego przyrostu ciśnienia w przestrzeni podtłokowej w funkcji ciśnienia w przestrzeni nadtłokowej dla trzech układów zasilania

Wykresy względnej zmiany ciśnienia w przestrzeni podtłokowej oznaczono w zależności od układu zasilania:

- linią ciągłą układ zasilania A (rys. 1),
- linią kropkową układ zasilania B1 (rys. 4a),
- linią przerywaną układ zasilania B2 (rys. 4b).

Etykieta z_1 , z_3 i z_5 przy poszczególnych liniach oznacza nr identyfikacyjny badanego zaworu zwrotnego sterowanego, zgodny z numerem nadanym w tabeli 1.

Zgodnie z oświadczeniem producenta wszystkie dostarczone zawory mają identyczną budowę, tym niemniej szczegóły konstrukcyjne widoczne na rysunku 2 świadczą o tym, że zawory typu D-BZP-12 użytkowane w KWK "I" nieco różnią się od siebie. Wykonujący badania nie dysponowali również żadnymi informacjami dotyczącymi parametrów charakteryzujących stopień zużycia zaworów użytkowanych.

W związku z tym analizując wyniki zestawione na rysunku 6 można jedynie określić wpływ konfiguracji układu zasilania przestrzeni nadtłokowej na zmiany ciśnienia w przestrzeni podtłokowej podczas rabowania stojaka.

Analizując otrzymane wykresy pod tym kątem, należy stwierdzić, że zaproponowane układy zasilania przedstawione na rysunku 4 nie są korzystne, gdyż w ich przypadku względne przyrosty ciśnienia w przestrzeni podtłokowej odnotowano większe niż dla typowego układu zasilania przedstawionego na rysunku 1. Wyjątek stanowi zawór ZSI/A K-3 08.07 oznaczony nr 5 w tabeli 1, w przypadku którego najmniejsze względne przyrosty ciśnienia odnotowano dla układu zasilania B2 z dodatkowym przewodem zasilającym przestrzeń nadtłokową. Niestety bez szczegółowej analizy budowy tego zaworu nie można ustalić dlaczego w tym przypadku taki układ zasilania jest najkorzystniejszy.

W odniesieniu do wszystkich 3 zaworów niekorzystnym rozwiązaniem jest zastosowanie dławika w układzie zasilania przestrzeni nadtłokowej stojaka (rys. 4a).

4. Podsumowanie

Przedstawione powyżej wstępne badania zjawiska przyrostu ciśnienia w przestrzeni podtłokowej, występującego podczas przesterowania zaworu zwrotnego sterowanego świadczą o dobrych właściwościach klasycznego układu zasilania przestrzeni nadtłokowej stojaka hydraulicznego (rys. 1). Jakkolwiek wszystkie badane zawory zwrotne sterowane spełniają wymagania normy PN-EN 1804-3 w aspekcie maksymalnego ciśnienia podczas próby przełączania, to celowym jest prowadzenie dalszych badań celem ograniczenia tego niekorzystnego zjawiska.

Stwierdzono, że ze wzrostem wartości ciśnienia w przestrzeni nadtłokowej stojaka podczas jego rabowania, czas występowania niekorzystnych zmian ciśnienia w przestrzeni podtłokowej zmniejsza się. Analiza względnego przyrostu ciśnienia w przestrzeni podtłokowej wymaga jednak szczegółowego zamodelowania budowy zaworu zwrotnego sterowanego.

Literatura

- 1. PN-EN 1804-3+A1:2010 "Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – część 3: Hydrauliczne układy sterowania".
- 2. Stoiński K., Pytlik A., Szymała J.: Uderzenia hydrauliczne powstałe w elementach hydrauliki sterującej zmechanizowanej obudowy ścianowej. Maszyny Górnicze 3/2007.

Wpływ lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie tłokowej o zmiennej wydajności

Jan Koralewski – Politechnika Gdańska

1. Wprowadzenie

Układ hydrauliczny z pompą o zmiennej wydajności, jako struktura umożliwiająca zmianę prędkości silnika, jest rozwiązaniem napędu hydrostatycznego o najwyższej sprawności energetycznej. Stosowany jest więc w przypadkach dużych mocy, w sytuacjach długotrwałej pracy przekładni, wszędzie tam, gdzie oszczędność energii jest opłacalna nawet przy droższej inwestycji i większych wymaganiach eksploatacyjnych. Przykładami zastosowań okrętowych układu są rozwiązania napędu i sterowania żurawia pokładowego, urządzenia sterowego czy napędu głównego mniejszych statków.

Istotna jest znajomość sprawności energetycznej przekładni nie tylko w warunkach nominalnych, ale również w całym zakresie zmiany warunków pracy (prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego, lepkości czynnika roboczego – oleju hydraulicznego), szczególnie przy parametrach najczęściej czy najdłużej występujących w trakcie eksploatacji.

Projektant, bądź użytkownik hydraulicznego układu napędowego dysponuje obecnie, dostarczonymi jedynie przez niektórych producentów, wynikami prób sprawności energetycznej maszyn tworzących układ, prób przeprowadzonych przy wybranej lepkości oleju. Sprawność silnika hydraulicznego jako elementu wykonawczego przekładni hydrostatycznej oraz napędzającej go pompy powinna być określona jako funkcja prędkości obrotowej i momentu obciążającego wał silnika.

Brak jest dotychczas narzędzia umożliwiającego pełną analizę energetyczną przekładni hydrostatycznej jako całości i to całości składanej z dowolnie wybranych maszyn. Sprawność przekładni powinna być przedstawiona jako zależność od prędkości i obciążenia silnika hydraulicznego, z możliwością oceny wpływu poziomu strat objętościowych, ciśnieniowych i mechanicznych, poziomu różnego w poszczególnych odmianach i wielkości strat ciśnieniowych maszyn, a także z możliwością oceny wpływu wielkości strat ciśnieniowych w przewodach układu. Wszystkie te straty są również funkcją bieżących parametrów pracy silnika oraz lepkości zastosowanego oleju zmieniającej się w trakcie eksploatacji układu.

Tak szeroko rozumiane możliwości badań symulacyjnych wymagają zastosowania odpowiedniego modelu strat i sprawności energetycznej pompy o zmiennej wydajności a następnie modelu sprawności układu z taką pompą. Aby modele były wiarygodne, konieczna jest także ich konfrontacja z rzeczywi-

stością, a więc z wynikami starannie zrealizowanych badań laboratoryjnych pompy, silnika hydraulicznego i układu. Badania takie, przy ustalonej zalecanej lepkości oleju $v_n = 35 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$, przeprowadził M. Czyński w pracy [2].

Badań laboratoryjnych i symulacyjnych wpływu lepkości cieczy na straty energetyczne w pompie wyporowej o zmiennej wydajności dotychczas nie przeprowadzono.

2. Modele matematyczne strat i sprawności energetycznej maszyn wyporowych

Ocena możliwości oszczędzania energii w trakcie pracy hydrostatycznego układu napędowego wymaga poznania i opisu występujących w układzie strat.

Służy temu symulacyjne określanie sprawności energetycznej układu, które można wykorzystać w procesie projektowania i eksploatacji układu [3].

Model symulacyjny powinien umożliwiać ocenę wpływu na sprawność układu następujących czynników:

- struktury układu służącej do zmiany prędkości sterowanego silnika hydraulicznego,
- strat energetycznych występujących w elementach układu,
- spadku prędkości silnika napędzającego pompę,
- charakterystyk elementów sterowania zastosowanych w układzie,
- obciążenia i prędkości sterowanego silnika hydraulicznego,
- lepkości oleju hydraulicznego (nośnika energii) zmieniającej się w trakcie eksploatacji układu w wyniku zmiany temperatury oleju.

Aby metoda symulacyjna określania sprawności napędu znalazła szerokie i łatwe zastosowanie, koniecznym jest:

- 1) stosowanie, w oparciu o modele matematyczne strat i sprawności, programów komputerowych umożliwiających wygodną analizę sprawności układów hydraulicznych w funkcji parametrów o niej decydujących (współczynnika $\overline{\omega}_M$ prędkości i współczynnika \overline{M}_M obciążenia silnika hydraulicznego oraz stosunku ν/ν_n lepkości v oleju do lepkości odniesienia ν_n),
- 2) określenie wartości współczynników k_i strat energetycznych w pompie, w silniku hydraulicznym obrotowym lub w siłowniku. Współczynniki te powinny być zdefiniowane jednoznacznie, określone dokładnie dla konkretnej maszyny wyporowej.

Zrealizowanie zamierzeń podanych w punktach 1 i 2 wymaga opracowania modelu matematycznego strat w maszynie wyporowej uwzględniającego:

 a) formę i prostotę opisu, decydującą o możliwości zastosowania tego opisu w modelu sprawności całego układu, przy jednoczesnym uzyskaniu dokładności oceny sprawności całkowitej układu,

- b) opis strat objętościowych, ciśnieniowych i mechanicznych w maszynie wyporowej umożliwiający ocenę wpływu lepkości kinematycznej oleju hydraulicznego zmieniającej się w trakcie zmiany jego temperatury,
- c) oddzielenie strat mechanicznych od strat ciśnieniowych w maszynie; co prawda, oba te rodzaje strat powiększają (w przypadku pompy) moment wymagany przez maszynę na jej wale napędowym, lecz są to straty mające różny charakter i zależą od różnych parametrów, bądź w różny sposób zależą od tego samego parametru (współczynnika v/v_n lepkości).

Koniecznym jest przeprowadzanie badań laboratoryjnych i symulacyjnych w warunkach rzeczywistych funkcjonowania maszyny wyporowej. Badania powinny umożliwić weryfikację proponowanego modelu:

- strat objętościowych w maszynie,
- strat ciśnieniowych w maszynie,
- strat mechanicznych w maszynie,

w pełnym zakresie zmiany ciśnienia pracy do ciśnienia nominalnego p_n , w pełnym zakresie zmiany wydajności pompy w układzie do wydajności teoretycznej Q_{Pt} , oraz w szerokim zakresie zmiany lepkości kinematycznej v oleju hydraulicznego – nośnika energii, a także powinny określić współczynniki k_i poszczególnych strat.

3. Model matematyczny strat objętościowych w pompie wyporowej

Straty objętościowe wymagają zwiększenia geometrycznej wydajności pompy, są związane przede wszystkim z przeciekami czynnika roboczego przez szczeliny między elementami wyporowymi a ściankami komór roboczych, elementami rozdzielacza (jeżeli istnieje), są również efektem ściśliwości cieczy, zmiany objętości roboczej pompy oraz zmiany wysokości szczelin w wyniku zmian ciśnienia i temperatury.

Przedstawiony przez Z. Paszotę w pracy [3] model strat objętościowych spełnia wymagania postawione w rozdziale 2. Autor przyjmuje w opisie założenia i uproszczenia co do wpływu pewnych czynników na te straty, a wpływ tych czynników na straty objętościowe znajduje odzwierciedlenie w określonym współczynniku i wykładnikach potęgowych opisujących zależność strat od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych i lepkości kinematycznej v czynnika roboczego (oleju hydraulicznego).

Teoretyczna objętość robocza q_{Pt} pompy (teoretyczna wydajność q_{Pt} w trakcie jednego obrotu wału pompy), będąca geometryczną różnicą między objętością maksymalną a minimalną komór roboczych, jest wielkością charakterystyczną pompy. Określana jest przy wartości $p_{PIi} = 0$ ciśnienia w komorach roboczych pompy w trakcie ich napełniania oraz przy przyroście indykowanym ciśnienia $\Delta p_{Pi} = 0$ w komorach.



Rys.1. Przybliżony przebieg zmian ciśnienia cieczy roboczej na drodze przepływu w pompie

Pod wpływem ciśnienia i temperatury, geometryczna objętość robocza q_{Pg} pompy zmienia się nieco w porównaniu z q_{Pt} . Przyjmuje się (w celu uproszczenia opisu natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w pompie), że teoretyczna objętość robocza q_{Pt} pompy jest stała i równa geometrycznej objętości roboczej q_{Pg} określonej przy temperaturze cieczy roboczej odpowiadającej zalecanej lepkości kinematycznej $v_n = 35 \ mm^2 s^{-1}$:

$$q_{Pt} = q_{Pg} \begin{vmatrix} p_{P_{I}} = 0 \\ \Delta p_{P_i} = 0 \\ v_n \end{vmatrix}$$
(1)

zaś zmiana geometrycznej objętości roboczej q_{Pg} w trakcie pracy układu będzie uwzględniana w wartościach współczynników strat występujących w pompie.

Wydajność teoretyczną Q_{Pt} pompy o stałej wydajności opisuje wzór:

$$Q_{Pt} = q_{Pt} n_{P0} \tag{2}$$

gdzie:

 n_{P0} – jest prędkością obrotową wału pompy nieobciążonej (tzn. przy $\Delta p_{Pi} = 0$).

Natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie wyraża model symulacyjny:

$$Q_{Pv} = k_{Pv35} \frac{q_{Pt}}{\rho_n v_n} \Delta p_{Pi} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{-0.8}$$
(3)

gdzie:

 k_{Pv35} – stała bezwymiarowa strat objętościowych w pompie, określona eksperymentalnie przy lepkości odniesienia $v_n = 35mm^3 s^{-1}$,

 q_{Pt} – teoretyczna objętość robocza pompy o stałej wydajności,

- ρ_n masa właściwa odniesienia czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), określona przy temperaturze odpowiadającej lepkości kinematycznej v_n i przy ciśnieniu p = 0, czyli przy ciśnieniu atmosferycznym,
- Δp_{Pi} przyrost indykowany ciśnienia w komorach roboczych pompy,
- N lepkość kinematyczna czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), przy której oblicza się natężenie Q_{Pv} strat objętościowych, określona na dopływie do pompy,
- v_n lepkość kinematyczna odniesienia czynnika roboczego (oleju hydraulicznego), równa $v_n = 35mm^2 s^{-1}$, określona przy ciśnieniu p = 0, czyli przy ciśnieniu atmosferycznym,
- $(v/v_n)^{-0.8}$ przybliżona forma opisu wpływu lepkości v cieczy na całość strat objętościowych w maszynie wyporowej o ruchu obrotowym.

Wartość wykładnika "-0,8" uwzględnia przede wszystkim obecność dwóch składników strat objętościowych w pompie – dominujących przecieków o uwarstwionym charakterze przepływu, a więc proporcjonalnych do $(\nu/\nu_n)^{-1}$, oraz przecieków mających charakter przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego a więc proporcjonalnych do $(\nu/\nu_n)^{-0.14}$. Wykładnik "-0,8" może więc, przy większej precyzji opisu natężenia $Q_{P\nu}$ strat objętościowych w konkretnej pompie, być zastąpiony inną wartością.

Wartość tego wykładnika należy określić laboratoryjnie w każdym rodzaju pompy wyporowej.

Wydajność Q_P pompy jest opisana wyrażeniem:

$$Q_P = q_{Pt} n_P - k_{Pv35} \frac{q_{Pt}}{\rho_n v_n} \Delta p_{Pi} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{-0.8}$$

$$\tag{4}$$

w którym prędkość n_P , niższa lub równa n_{P0} , zależy od charakterystyki silnika napędzającego pompę (n_P maleje, gdy moment M_P , wymagany przez pompę, rośnie).

Współczynnik k_1 strat objętościowych Q_{Pv} określonych w trakcie jednego obrotu wału pompy o stałej i o zmiennej wydajności, przy przyroście ciśnienia Δp_{Pi} równym ciśnieniu nominalnemu p_n układu hydraulicznego – $\Delta p_{Pi} = p_n$ i przy lepkości v_n , strat odniesionych do teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy opisuje wzór:

$$k_{I} = \frac{Q_{P_{V}} \left| \begin{array}{c} q_{P_{t}} \\ \Delta p_{P_{i}} = p_{n} \\ v_{n} \end{array} \right|}{n_{P} \left| \begin{array}{c} q_{P_{t}} \\ \Delta p_{P_{i}} = p_{n} \\ v_{n} \end{array} \right|} \frac{1}{q_{P_{t}}}$$
(5)

Między współczynnikiem k_1 a stałą k_{Pv35} strat objętościowych w pompie zachodzi zależność:

$$k_{I} = k_{Pv35} \frac{p_{n}}{\rho_{n} v_{n} n_{P}} \begin{vmatrix} q_{P_{I}} \\ \Delta p_{P_{I}} = p_{n} \\ v_{n} \end{vmatrix}$$
(6)

Między współczynnikiem $k_{I|v}$, obliczonym przy lepkości v oleju zmieniającej się w trakcie pracy układu napędowego, a współczynnikiem k_I ma miejsce zależność:

$$k_{I|v} = k_I \left(\frac{v}{v_n}\right)^{-0.8} \tag{7}$$

Wynika ona z założenia obecności dwóch składników strat objętościowych w pompie: dominujących przecieków o uwarstwionym charakterze przepływu oraz przecieków o charakterze przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego.

Stosując współczynnik k_1 strat objętościowych otrzymujemy wzór na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w formie:

$$Q_{Pv} = k_I q_{Pt} n_P \left| \frac{q_{Pt}}{\Delta p_{Pi} = p_n} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_n} \right)^l \left(\frac{v}{v_n} \right)^{-0.8} \right|$$
(8)

a wydajność Q_P pompy w formie:

$$Q_{P} = q_{Pt}n_{P} - k_{I}q_{Pt}n_{P} \left| \frac{q_{Pt}}{\Delta p_{Pi} = p_{n}} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}} \right)^{l} \left(\frac{v}{v_{n}} \right)^{-0.8}$$
(9)

Zastosowanie współczynnika k_1 strat objętościowych do opisu zależności natężenia $Q_{P\nu}$ od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy umożliwia zapis tej zależności funkcją potęgową o dowolnym wykładniku, a więc niekoniecznie równym 1. Zastosowanie stałej $k_{P\nu35}$ do opisu $Q_{P\nu}$ wymagało założenia proporcjonalności $Q_{P\nu}$ do Δp_{Pi} .

Wzory opisujące wydajność Q_P pompy o zmiennej wydajności mają postać:

$$Q_P = b_P q_{Pt} n_P - k_{Pv35} \frac{q_{Pt}}{\rho_n v_n} \Delta p_{Pt} \left(\frac{v}{v_n}\right)^{-0.8}$$
(10)

bądź:

$$Q_P = b_P q_{P_I} n_P - k_I q_{P_I} n_P \left(\frac{\Delta p_{P_I}}{p_n}\right)^l \left(\frac{v}{v_n}\right)^{-0.8}$$
(11)

We wzorach (10, 11) zakłada się, że zmiana współczynnika b_P wydajności pompy (zmiana wydajności pompy) nie ma wpływu na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie.

We wzorach (9, 11), wartość wykładnika "1" opisującego wpływ stosunku $\Delta p_{P'}/p_n$, jak również wartość wykładnika "-0,8" opisującego wpływ stosunku ν/ν_n na natężenie $Q_{P\nu}$ strat objętościowych w pompie powinny uwzględniać wpływ wszystkich czynników na straty objętościowe (charakteru przepływu w szczelinach, zmiany wielkości szczelin od ciśnienia i temperatury, ściśliwości cieczy, zmiany lepkości cieczy w szczelinach i innych).

Wartości wykładnika "1" opisującego wpływ stosunku $\Delta p_{Pi'}/p_n$, jak również wykładnika "-0,8" opisującego wpływ stosunku ν/ν_n na natężenie $Q_{P\nu}$ strat objętościowych w pompie należy zweryfikować laboratoryjnie dla każdego rodzaju pompy.

4. Wyniki badań laboratoryjnych

Badania laboratoryjne pompy tłokowej o zmiennej wydajności z wychylnym blokiem cylindrowym (A7V58RD firmy BOSCH REXROTH) przeprowadzono na stanowisku badawczym w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej.

Badania wykonano przy:

- 8 temperaturach υ oleju hydraulicznego (lepkości kinematycznej ν oleju): $\upsilon = 20^{\circ}C$ ($\nu = 120,40 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$), $\upsilon = 24^{\circ}C$ ($\nu = 91,16 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$), $\upsilon = 30^{\circ}C$ ($\nu = 65,37 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$), $\upsilon = 36^{\circ}C$ ($\nu = 47,05 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$), $\upsilon = 43^{\circ}C$ ($\nu = 34,68 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$), $\upsilon = 50^{\circ}C$ ($\nu = 26,41 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$), $\upsilon = 60^{\circ}C$ ($\nu = 18,77 \text{mm}^2 \text{s}^{-1}$), $\upsilon = 68^{\circ}C$ ($\nu = 14,53 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$),
- 8 wartościach przyrostu Δp_P ciśnienia pompy: $\Delta p_P = 1,6$ MPa, $\Delta p_P = 3,2$ MPa, $\Delta p_P = 6,3$ MPa, $\Delta p_P = 10$ MPa, $\Delta p_P = 16$ MPa, $\Delta p_P = 20$ MPa, $\Delta p_P = 25$ MPa, $\Delta p_P = 32$ MPa,
- 7 współczynnikach b_P wydajności pompy: $b_P = 0,227$; $b_P = 0,361$; $b_P = 0,493$; $b_P = 0,623$; $b_P = 0,752$; $b_P = 0,880$; $b_P = 1$.



Rys.2. Pompa tłokowa o zmiennej wydajności z wychylnym blokiem cylindrowym (A7V58RD firmy BOSCH REXROTH)



Rys.3. Wyznaczenie geometrycznej zmiennej objętości roboczej q_{Pgv} ($q_{Pgv}=b_P \cdot q_{Pl}$) i wartości współczynnika b_P wydajności pompy na podstawie zależności wydajności q_P pompy na jeden obrót wału od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w kanałach roboczych pompy przy różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_P wydajności pompy

Wybrany sposób (rys. 3) określenia geometrycznych zmiennych objętości roboczych q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy oparty jest na ekstrapolacji funkcji liniowych $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ w zakresie małych przyrostów Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy. Ten opis $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ funkcjami liniowymi w zakresie małych przyrostów Δp_{Pi} ciśnienia umożliwił określenie q_{Pgv} (q_{Pt}) z dokładnością rzędu 1 promila (0,001). Natomiast aproksymacja funkcją



liniową w całym zakresie przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia (do 32 MPa) bądź funkcją wielomianu drugiego stopnia lub funkcją potęgową w całym lub małym zakresie Δp_{Pi} umożliwiała określenie q_{Pgv} (q_{Pt}) z dużo mniejszą dokładnością.

Rys.4. Zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy przy różnych wartościach stosunku ν/ν_n lepkości oleju; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_P wydajności pompy. W zakresie do $\Delta p_{Pi} = 16 MPa$, natężenie Q_{Pv} opisane jest najwierniej funkcjami liniowymi a w zakresie $\Delta p_{Pi} = 16 \div 32 MPa$, natężenie Q_{Pv} opisane jest funkcjami potęgowymi





Rys.5. Zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy opisana funkcjami potęgowymi w całym zakresie zmiany ciśnienia; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_P wydajności pompy



Rys.6. Wartość wykładnika a_{pv} (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pomp) przy zmieniającym się współczynniku b_P wydajności pompy i przy różnych stosunkach v/v_n lepkości oleju



Rys.7. Wartość wykładnika a_{pv} (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy) przy zmieniającym się stosunku v/v_n lepkości oleju i przy rónych współczynnikach b_P wydajności pompy

Wybór funkcji (rys. 5) zakłada największą jej zgodność z wynikami pomiarów w pobliżu $\Delta p_{Pi} = p_n$. Konsekwencją wyboru takiej funkcji jest natomiast mniejsza jej zgodność z wynikami pomiarów przy niskich wartościach Δp_{Pi} .

Wartości wykładnika a_{pv} , w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy, przedstawione na rysunkach 6 i 7, zawierają się w przedziale $0,91 < a_{pv} < 1,28$, zawężającym się do $0,91 < a_{pv} < 0,96$ przy stosunku $v/v_n = 3,47$ lepkości oleju.

Wartości wykładnika a_{pv} mniejsze od jedności uzyskane przy największej lepkości oleju umożliwiają wyciągnięcie wniosku, że w całym zakresie zmiany lepkości v przepływ w szczelinach ma charakter przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego (o zwiększającym się zaburzeniu przy malejącej lepkości). Wzrost wykładnika a_{pv} powyżej jedności przy malejącej lepkości v świadczy o wpływie rosnącej wielkości szczelin na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w wyniku wzrostu temperatury.

Przykłady przedstawione na rysunku 8 umożliwiają stwierdzenie, że współczynnik b_P wydajności pompy praktycznie nie wpływa na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie. Wartości wykładnika a_{vv} w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju, przedstawione na rysunkach 10 i 11, rzędu $a_{vv} = -0,20 \div -0,35$ świadczą o do-



minacji przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego nad przepływem uwarstwionym w szczelinach pompy w całym zakresie przeprowadzonych badań.

Rys.8. Zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od współczynnika b_P wydajności pompy przy różnych wartościach Δp_{Pi} indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy; przykłady dla czterech wybranych stosunków v/v_n lepkości oleju





Rys.9. Zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju przy różnych wartościach Δp_{Pi} indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_P wydajności pompy



-1.0-1.

nych wartościach b_P wydajności pompy



Rys.11. Wartość wykładnika $a_{\nu\nu}$ (w funkcji potęgowej opisującej zależność natężenia $Q_{P\nu}$ strat objętościowych od stosunku ν/ν_n lepkości oleju) przy zmieniającym się współczynniku b_P wydajności pompy i przy różnych wartościach Δp_{Pi} indykowanego przyrostu ciśnienia w komorach roboczych pompy

5. Weryfikacja modelu matematycznego strat objętościowych w pompie

Aby zweryfikować model matematyczny strat objętościowych przedstawiony wzorem (8), zastąpiono go wzorem matematycznym uwzględniającym uzyskane w trakcie badań zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w pompie od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy i od stosunku ν/ν_n lepkości oleju:

$$Q_{Pv} = k_I \cdot q_{Pt} \cdot n_P \Big|_{\substack{v_n \\ dp_{Pi} = p_n}}^{q_{Pt}} \cdot \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_n}\right)^{a_{pv}} \cdot \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_{vv}}$$
(12)

W oparciu o obraz zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w pompie od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy przedstawiony na rysunku 12, otrzymano wartość wykładnika $a_{pv} = 0,97$ we wzorze (12) określoną przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy, przy stosunku $v/v_n = 1$ lepkości oleju i przy obliczonym współczynniku $k_I = 0,065$ strat objętościowych zgodnie ze wzorem (5).

W oparciu o obraz zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych w pompie od stosunku v/v_n lepkości oleju, przedstawiony na rysunku 13 otrzymano wartość wykładnika $a_w = -0,30$ we wzorze (12) określoną przy współczynniku $b_P = I$ wydajności pompy, przy stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n = I$ i przy obliczonym współczynniku $k_I = 0,065$ strat objętościowych.



Rys.12. Określenie wykładnika a_{pv} w modelu matematycznym opisującym zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od indykowanego przyrostu Δp_{Pi} ciśnienia w komorach roboczych pompy; współczynnik $b_P = 1$ wydajności pompy, stosunek $w/v_n = 1$ lepkości oleju. W oparciu o wzór (5), określono wartość współczynnika $k_1 = 0,065$ strat objętościowych. Otrzymano wartość wykładnika $a_{pv} = 0,97$



Rys.13. Określenie wykładnika a_{vv} w modelu matematycznym opisującym zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju; współczynnik $b_P = 1$ wydajności pompy, $\Delta p_{Pi} =$ $p_n = 32$ MPa, współczynnik $k_1 = 0,065$ strat objętościowych. Otrzymano wartość wykładnika $a_{vv} = -0,30$



Rys.14. Porównanie natężenia Q_{Pv} strat objętościowych opisanego modelem matematycznym (13) z wynikami badań laboratoryjnych i bezwzględna różnica między wartościami według modelu matematycznego a wynikami badań laboratoryjnych; przyjęto określony współczynnik $k_I = 0,065$ strat objętościowych, wykładnik $a_{pv} = 0,97$, wykładnik $a_w = -0,30$; przykłady dla czterech wybranych współczynników b_P wydajności pompy

Uzyskane wartości współczynnika $k_1 = 0,065$ natężenia Q_{Pv} strat objętościowych, wykładnika $a_{pv} = 0,97$ zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia, wykładnika $a_w = -0,30$ zależności natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku v/v_n lepkości oleju umożliwiły

przedstawienie modelu matematycznego natężenia $Q_{P\nu}$ strat objętościowych w badanej pompie w postaci:

$$Q_{P_{v}} = 0.065 q_{P_{t}} n_{P} \Big|_{v_{n}}^{q_{P_{t}}} \left(\frac{\Delta p_{P_{i}}}{p_{n}} \right)^{0.97} \left(\frac{v}{v_{n}} \right)^{-0.30}$$
(13)

Model (13) opisuje dokładnie wielkość Q_{Pv} natężenia strat objętościowych w warunkach nominalnych pracy pompy, to znaczy przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy, przy stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n = 1$ przyrostu ciśnienia, oraz przy stosunku $\nu/\nu_n = 1$ lepkości oleju. Jednocześnie model ten jest wzorem symulacyjnym opisującym zmianę natężenia Q_{Pv} strat objętościowych przy zmianie stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia i stosunku ν/ν_n lepkości oleju (zmiana współczynnika b_P wydajności pompy praktycznie nie wpływa na zmianę natężenia Q_{Pv} strat objętościowych).

Rysunek 14 przedstawia porównanie natężenia Q_{Pv} strat objętościowych opisanego modelem matematycznym (13) z wynikami badań laboratoryjnych, uzupełnione o informację o bezwzględnej różnicy między wartościami według modelu matematycznego (13) a wynikami badań laboratoryjnych. Przedstawiono przykłady dla czterech wybranych współczynników b_P wydajności pompy.

Różnice między wartościami symulacyjnymi a laboratoryjnymi natężenia Q_{Pv} strat objętościowych, określane w całym zakresie stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia, stosunku ν/ν_n lepkości oleju oraz współczynnika b_P wydajności pompy, wynikają głównie ze zmiany wykładnika a_{pv} opisującego zależność natężenia Q_{Pv} strat objętościowych od stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia pompy w sytuacji zastosowania w modelu matematycznym wartości $a_{pv} = 0,97$ określonej przy $b_P = 1$ i $\nu/\nu_n = 1$.

6. Wnioski

- Celem badań była weryfikacja laboratoryjna modelu matematycznego (8)
 [3] będącego opisem strat objętościowych w pompie wyporowej o zmiennej wydajności stosowanej w napędzie hydrostatycznym. Model (8) umożliwia opis strat i sprawności energetycznej pompy i napędu hydrostatycznego w funkcji prędkości i obciążenia napędu oraz lepkości oleju hydraulicznego.
- 2. Model (8) umożliwia proste i dokładne określenie wielkości strat objętościowych w pompie poprzez określenie współczynnika k_1 strat objętościowych (5) w warunkach nominalnych pracy pompy – przy $\Delta p_{Pi} = p_n$, $b_P = 1$, $v/v_n = 1$.
- 3. Model (8) umożliwia jednocześnie określenie wpływu na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n$ przyrostu ciśnienia, stosunku v/v_n lepkości oleju hydraulicznego w całym zakresie zmiany współczynnika b_p wydajności pompy.
- 4. Badania przeprowadzono na przykładzie pompy osiowej tłokowej z wychylnym blokiem cylindrowym o zmiennej wydajności, powszechnie stosowanej w napędzie hydrostatycznym.
5. W celu zweryfikowania modelu matematycznego (8), zastąpiono go wzorem (12) z założeniem badania wykładnika potęgowego a_{pv} w zależności

 $Q_{Pv} \sim (\Delta p_{Pi}/p_n)^{a_{pv}}$ oraz wykładnika potęgowego a_w w zależności $Q_{Pv} \sim (v/v_n)^{a_{vv}}$.

- 6. Wybrany sposób określenia geometrycznych objętości roboczych q_{Pgv} i teoretycznej objętości roboczej q_{Pt} pompy oparty jest na ekstrapolacji funkcji liniowych $q_P = f(\Delta p_{Pi})$ w zakresie małych przyrostów Δp_{Pi} indykowanego ciśnienia w komorach roboczych. Umożliwił on określenie q_{Pgv} (q_{Pt}) z dokładnością rzędu 1 promila (0,001).
- 7. Stwierdzono złożony wpływ na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych charakteru przepływu w szczelinach oraz wpływ na Q_{Pv} zmian wielkości szczelin i lepkości oleju hydraulicznego pod wpływem ciśnienia i temperatury. W zakresie do $\Delta p_{Pi} = 16 MPa$, natężenie Q_{Pv} opisane było najwierniej funkcjami liniowymi, w zakresie $\Delta p_{Pi} = 16 \div 32 MPa$ – natężenie Q_{Pv} opisane jest funkcjami potęgowymi.
- 8. Do opisu zależności Q_{Pv} od Δp_{Pi} w całym zakresie zmiany przyrostu ciśnienia wybrano funkcje potęgowe dające największą ich zgodność z wynikami pomiarów w pobliżu $\Delta p_{Pi} = p_n$.
- 9. Wartości wykładnika potęgowego a_{pv} w zależności $Q_{Pv} \sim (\Delta p_{Pi}/p_n)^{a_{pv}}$ zawierają się w przedziale $0,91 < a_{pv} < 1,28$, zwężającym się do $0,91 < a_{pv} < 0,96$ przy stosunku $v/v_n = 3,47$ lepkości oleju.
- 10. Stwierdzono, że współczynnik b_p wydajności pompy praktycznie nie wpływa na natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie.
- 11. Wartości wykładnika potęgowego a_w w zależności $Q_{Pv} \sim (v/v_n)^{a_{vv}}$ zawierają się w przedziale $-0.35 < a_w < -0.20$ i świadczą o dominacji przepływu burzliwego nie w pełni rozwiniętego nad przepływem uwarstwionym w szczelinach pompy w całym zakresie przeprowadzonych badań.
- 12. Obliczono wartość $k_1 = 0,065$ współczynnika strat objętościowych w komorach roboczych pompy przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy, przy stosunku $\Delta p_{Pi}/p_n = 1$ przyrostu ciśnienia i przy stosunku $\nu/\nu_n = 1$ lepkości oleju. Określona wartość współczynnika k_1 umożliwia ocenę ilościową i jakościową strat objętościowych w pompie.
- 13. Wyznaczono wartość $a_{pv} = 0.97$ wykładnika potęgowego w zależności $Q_{Pv} \sim (\Delta p_{Pi}/p_n)^{a_{pv}}$ przy współczynniku $b_P = 1$ wydajności pompy i przy stosunku $v/v_n = 1$ lepkości oleju.
- 14. Wyznaczono wartość $a_w = -0.30$ wykładnika potęgowego w zależności $Q_{Pv} \sim (v/v_n)^{a_{vv}}$ przy współczynniku b_P = 1 wydajności pompy i przy stosunku $\Delta p_{Pv}/p_n = 1$ przyrostu ciśnienia.

15. W efekcie, model matematyczny strat objętościowych w badanej pompie przyjął postać (13):

$$Q_{Pv} = 0.065q_{Pt}n_{P} \Big|_{v_{n}}^{q_{Pt}} \Big|_{\Delta p_{Pi} = p_{n}}^{q_{Pt}} \left(\frac{\Delta p_{Pi}}{p_{n}}\right)^{0.97} \left(\frac{\nu}{\nu_{n}}\right)^{-0.30}$$

- 16. Porównano natężenie Q_{Pv} strat objętościowych w pompie opisane modelem matematycznym (13) z wynikami badań laboratoryjnych. Bezwzględna różnica między wartościami według modelu a wynikami badań laboratoryjnych nie przekraczała: przy $b_P = 1 +2 \div -6 \ cm^3 s^{-1}$, przy $b_P = 0,227 +8 \div -11 \ cm^3 s^{-1}$ w porównaniu z wartością $Q_{Pv} = 94 \ cm^3 s^{-1}$ w warunkach pracy nominalnej.
- 17. Należy podkreślić, że w przyjętych warunkach określania współczynnika k_1 (wniosek 11), różnica między wartością natężenia Q_{Pv} strat objętościowych według modelu a wynikiem badań laboratoryjnych w warunkach nominalnych ($b_P = 1$, $\Delta p_{Pv}/p_n = 1$, $v/v_n = 1$) jest równa zeru.

Literatura

- Balawender A.: Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej nr 422, 1988.
- Czyński M.: Badania laboratoryjne modelu sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej. Praca doktorska. Politechnika Szczecińska, Wydział Techniki Morskiej. Szczecin 2005, promotor: Z.Paszota.
- Paszota Z.: Model strat objętościowych w pompie wyporowej o zmiennej wydajności stosowanej w napędzie hydrostatycznym. Materiały "Napędy i Sterowania'2006". Seminarium Naukowo-Techniczne "TECHNICON'06" Gdańsk, 25-10-2006.
- 4. Paszota Z.: Aspects énergétiques des transmissions hydrostatiques. Monografia, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2002. 293 s., 199 rys. bibliograf. 41 poz. Aspekty energetyczne przekładni hydrostatycznych.
- 5. Paszota Z.: Model of the energy losses in the displacement rotational machines for description of effciency of the hydrostatic drive. Part I. Model of volumetric losses. Polish Maritime Research. 2000 vol. 7 nr 3, s. 3– 8, 7 rys., bibliograf. 22 poz. Model strat energetycznych w maszynach wyporowych obrotowych służący opisowi sprawności napędu hydrostatycznego. Część I. Model strat objętościowych.
- Paszota Z.: Opis pompy wyporowej jako element modelu sprawności energetycznej napędu hydrostatycznego. Materiały II Seminarium "Napędy i Sterowania'96". Politechnika Gdańska, Gdańsk, 27–29.02.1996, s. 214– 224, 3 rys., bibliograf. 9 poz.

Wpływ prędkości obrotowej na straty objętościowe w silniku hydraulicznym wyporowym

Agnieszka Maczyszyn – Politechnika Gdańska

1. Wprowadzenie

Podstawowymi wielkościami charakteryzującymi silnik hydrauliczny są moment M_M na wale oraz prędkość obrotowa n_M wału. Wielkości te są wielkościami niezależnymi od silnika. Muszą one sprostać wymaganiom stawianym przez napędzany silnikiem mechanizm lub maszynę. Wielkości te decydują o stratach występujących w silniku hydraulicznym oraz o chłonności Q_M silnika i spadku Δp_M ciśnienia w silniku. Chłonność Q_M silnika i spadek Δp_M ciśnienia są w silniku hydraulicznym wielkościami zależnymi [9].

Zasadniczym wskaźnikiem określającym jakość silnika hydraulicznego jest jego sprawność całkowita η_M , definiowana jako stosunek mocy użytecznej P_{Mu} na wale silnika, wymaganej przez napędzaną silnikiem maszynę, do mocy P_{Mc} konsumowanej przez silnik [9]. Sprawność całkowita $\eta_M = f(n_M, M_M, v)$ określona jest jako funkcja prędkości n_M i obciążenia M_M wału silnika oraz jako funkcja lepkości v cieczy roboczej. Sprawność ta wynika z wielkości strat wy-stępujących w maszynie.

W silniku hydraulicznym mamy do czynienia ze stratami mechanicznymi, objętościowymi i ciśnieniowymi. Straty mechaniczne w silniku można określić momentem M_{Mm} strat mechanicznych, który jest głównie skutkiem sił tarcia występujących między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał – komory robocze" a zależy, między innymi, od momentu M_M obciążającego wał. Siły tarcia występujące między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał – komory robocze" są w pewnym stopniu również skutkiem obciążenia tych elementów siłami bezwładności wynikającymi z ich ruchu obrotowego i posuwisto-zwrotnego a zależnymi od prędkości obrotowej n_M wału i od chłonności q_{Mgv} silnika na obrót wału (od współczynnika b_M).

W silnikach hydraulicznych tłokowych (osiowych lub promieniowych), posiadających obudowę (karter) wypełnioną cieczą, występują także siły tarcia między elementami zespołu konstrukcyjnego "wał – komory robocze" a tą cieczą, które zależne są, między innymi, od lepkości ν cieczy [10]. Straty objętościowe w silniku można określić natężeniem $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w jego komorach roboczych; uwzględniają one straty objętościowe wewnętrzne (występujące między kanałem dopływowym do komór a kanałem odpływowym od komór) i straty objętościowe zewnętrzne (występujące między komorami a obudową (karterem) i odprowadzane na zewnątrz obudowy) [9]. Natomiast straty ciśnieniowe można zdefiniować jako opory przepływu cieczy w kanałach i rozdzielaczu silnika (jeżeli istnieje).

W pracach $[4 \div 6]$, na przykładzie silnika SWSB-63 (którego konstrukcja została pokazana na rysunku 1), pokazano wielkość trzech rodzajów strat jako funkcję parametrów, które bezpośrednio o tych stratach decydują.

W oparciu o pracę [9] oraz o wyniki badań zawarte w [2, 3], przedstawiono straty objętościowe występujące w dwóch odmianach silników hydraulicznych. Jeden z nich to średniociśnieniowy wysokomomentowy wolnoobrotowy silnik tłokowy osiowy typu SWSB-63, którego budowa (rys. 1) i opis przeprowadzonych badań zawarte zostały w [1, 2, 4÷7]. Drugi to tłokowa osiowa pompa o stałej wydajności pracująca jako silnik hydrauliczny, typu PTO2-16, którego konstrukcja została przedstawiona na rysunku 2, natomiast opis badań zawarty jest w [3].



Rys.1. Silnik hydrauliczny tłokowy osiowy SWSB-63 o stałej chłonności na obrót 1 – oś, 2 – krzywka wyposażona w garby, 3 – nurnik wyposażony w łożyska, 4 – blok cylindrowy obrotowy, 5 – tuleja rozdzielacza [7]



Rys.2. Silnik hydrauliczny tłokowy osiowy PTO2-16 o stałej chłonności na obrót

1 – wał napędowy, 2 – przystawka napędowa, 3 – sprzęgło, 4 – bieżnia skośna, 5 – stopka ślizgowa, 6 – zespół separatora, 7 – sprężyna, 8 – nurnik, 9 – blok cylindrowy obrotowy, 10 – wał główny, 11 – pokrywa tylna [11]

Celem niniejszego rozdziału jest pokazanie wpływu prędkości obrotowej n_M wału silnika na natężenie Q_{Mv} strat objętościowych $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ tzn. przedstawionych jako funkcja parametrów, które bezpośrednio wpływają na wielkość tych strat, czyli jako funkcja indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika, prędkości obrotowej n_M wału silnika oraz lepkości v cieczy roboczej (zgodnie z [9]).

2. Opis strat objętościowych występujących w silniku hydraulicznym

Od niedawna w literaturze dostępny jest opis dotyczący definicji i zależności strat energetycznych występujących w silniku hydraulicznym obrotowym, autorstwa prof. Zygmunta Paszoty [9]. Model ten klarownie opisuje zależności występujące w silniku hydraulicznym i relacje między nimi.

Opierając się na zależnościach umieszczonych w [7, 9], sprawność objętościową η_{Mv} silnika określimy stosunkiem mocy P_{Mi} indykowanej w komorach roboczych silnika do mocy P_{Mci} konsumowanej przez silnik w komorach:

$$\eta_{M\nu} = \frac{P_{Mi}}{P_{Mci}} = \frac{P_{Mi}}{P_{Mi} + \Delta P_{M\nu}} = \frac{\Delta p_{Mi} q_{Mt} n_M}{\Delta p_{Mi} q_{Mt} n_M + \Delta p_{Mi} Q_{M\nu}} = \frac{q_{Mt} n_M}{q_{Mt} n_M + Q_{M\nu}} = \frac{q_{Mt} n_M}{Q_M}$$
(1)

Widzimy tu, że sprawność objętościowa $\eta_{Mv} = f(Q_{Mv}, n_M)$ jest funkcją natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w silniku (czyli parametrów wpływających na to natężenie Q_{Mv} strat objętościowych występujących w komorach roboczych) oraz prędkości obrotowej n_M wału silnika. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w silniku $Q_{Mv} = f(\Delta p_{Mi}, n_M, v)$ jest funkcją spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach, prędkości obrotowej n_M oraz funkcją lepkości v cieczy roboczej:

$$\eta_{M\nu} = f(Q_{M\nu}, n_M) = f(\Delta p_{Mi}, n_M, \nu)$$
⁽²⁾

Aby określić wielkość natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w analizowanych silnikach SWSB-63 i PTO2-16, zostały wykreślone ich charakterystyki (rys. 3 i 4). Przedstawiają one chłonność Q_M silnika oraz iloczyn teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót i prędkości obrotowej n_M wału silnika jako funkcje spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych (na rys. 3 – przy ustalonych współczynnikach b_P wydajności pompy zasilającej silnik, na rys. 4 – przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M silnika). Różnica między wykreślonymi charakterystykami mówi o wielkości natężenia Q_{Mv} strat objętościowych występujących w maszynie. Dane powyższe można otrzymać stosując również wzór:

$$Q_{Mv} = Q_M - q_{Mt} n_M \tag{3}$$

Pamiętać należy o tym, że we wzorze (3) wartości prędkości obrotowej n_M to konkretne wartości prędkości uzyskane w przeprowadzonych badaniach laboratoryjnych.



Rys.3. Chłonność Q_M silnika PTO2-16 oraz iloczyn teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót i prędkości obrotowej n_M wału silnika jako funkcje spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych, przy ustalonych współczynnikach b_P wydajności pompy zasilającej silnik. Źródło: opracowanie własne





Rys.4. Chłonność Q_M silnika SWSB-63 oraz iloczyn teoretycznej chłonności q_{Mt} na obrót i prędkości obrotowej n_M silnika jako funkcje spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika; lepkość v oleju: a) v = 150 mm²s⁻¹; b) v = 26 mm²s⁻¹; c) v = 13 mm²s⁻¹. Źródło: opracowanie własne

Na podstawie rysunku 3 możliwe było wykreślenie charakterystyki natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16 jako

funkcji prędkości obrotowej n_M wału silnika przy ustalonych spadkach Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych (rys. 5). Na wykresie widoczny jest spadek natężenia Q_{Mv} strat objętościowych wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału silnika.

Rysunek 5 umożliwił wykreślenie charakterystyki natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16 jako funkcji spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika (rys. 6). Uzyskane na rysunku 6 charakterystyki można, z dużym prawdopodobieństwem, opisać funkcją potęgową. Widoczny jest tu również spadek natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M silnika.



Rys.5. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16 jako funkcja prędkości obrotowej n_M wału silnika, przy ustalonych spadkach Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych. Źródło: opracowanie własne

W silniku SWSB-63 istniała możliwość wykreślenia charakterystyk (rys. 7) przedstawiających natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach silnika jako funkcję stosunku v/v_n lepkości v cieczy roboczej do lepkości v_n odniesienia, przy dwu ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału. Widoczny jest tu wzrost natężenia Q_{Mv} strat objętościowych wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M silnika. Wykresy na rysunku 7 umożliwiają także ocenę charakteru przepływu strat objętościowych w szczelinach silnika na podstawie zależności

$$Q_{Mv} \sim \left(\frac{v}{v_n}\right)^{a_w}$$



Rys.6. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16 jako funkcja spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału silnika, opisane funkcją potęgową. Źródło: opracowanie własne



Rys.7. Natężenie Q_{Mv} strat objętościowych w komorach silnika SWSB-63 jako funkcja stosunku lepkości v/v_n , przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału. Źródło: opracowanie własne

3. Porównanie strat objętościowych występujących w analizowanych wyporowych silnikach hydraulicznych

- 1. Obraz (rys. 5), przedstawiający natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach roboczych silnika PTO2-16 jako funkcję prędkości obrotowej n_M wału silnika, przy ustalonych spadkach Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach roboczych, różni się od obrazu tych strat dla silnika SWSB-63 przedstawionego w $[4 \div 6]$. W silniku SWSB-63 natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału silnika. Wzrost ten jest dość łagodny. Natomiast natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w silniku PTO2-16 wyraźnie maleje wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału. Spowodowane to jest odmienną budową silnika będącego także silnikiem tłokowym osiowym.
- 2. W silniku SWSB-63 $[4 \div 6]$, w którym wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału silnika następuje wzrost natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych, zastosowano uszczelki mające na celu ograniczenie przecieków. Jednocześnie ruch uszczelek w ich gniazdach, spowodowany zmianą ciśnienia w komorach roboczych oraz zmianą kierunku przesuwu nurników w czasie pracy, może być związany z efektem "pompowej" pracy tych uszczelek. Wzrost prędkości obrotowej n_M wału wymusza wzrost częstotliwości ruchu uszczelek w gniazdach, co może zwiększać intensywność "przepompowywania" i w efekcie zwiększać natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych ze wzrostem prędkości n_M .
- 3. Analizując wykres (rys. 6) przedstawiający zależność natężenia Q_{Mv} strat objętościowych w komorach silnika PTO2-16 od spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach, przy ustalonych prędkościach obrotowych n_M wału, stwierdza się spadek natężenia Q_{Mv} strat objętościowych wraz ze wzrostem prędkości n_M . Wykres ten jest przeciwieństwem rezultatów uzyskanych w silniku SWSB-63, w którym wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału wzrasta natężenie Q_{Mv} strat objętościowych.

Obraz (rys. 6), przedstawiający natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w komorach silnika PTO2-16, opisany zależnością potęgową $Q_{M\nu} \sim \Delta p_{Mi}^a$, jest rezultatem zarówno charakteru przepływu cieczy roboczej, jak i jednoczesnego wpływu zmian szczelin w silniku. Wykładniki potęgowe "a" przyjmują następujące wartości: dla $n_M = 6 s^{-1} - a = 0,977$; dla $n_M = 9 s^{-1} - a = 0,967$; dla $n_M = 12 s^{-1} - a = 0,965$; dla $n_M = 15 s^{-1} - a = 0,939$; dla n_M = $18 s^{-1} - a = 0,937$.

Wartości wykładnika "a" maleją wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n_M wału silnika; świadczy to o wzroście zaburzenia przepływu wraz z rosnącą prędkością.

4. Wnioski

- 1. Pokazano wpływ prędkości obrotowej n_M wału silnika na natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych w funkcji parametrów decydujących o wielkości tych strat, tj. spadku Δp_{Mi} ciśnienia indykowanego w komorach i lepkości ν cieczy roboczej. Korzystając z badań [2, 3], na przykładzie dwu konstrukcji silników, stwierdzono, że wpływ ten ma odmienny charakter.
- 2. Symulacyjny opis strat objętościowych nie może zakładać oczywistego związku między natężeniem $Q_{M\nu}$ strat objętościowych a prędkością obrotową n_M wału silnika hydraulicznego, ponieważ wzrost prędkości powoduje, w zależności od rozwiązania konstrukcyjnego silnika, wzrost bądź spadek natężenia $Q_{M\nu}$ strat objętościowych.

Literatura

- 1. Balawender A.: Analiza energetyczna i metodyka badań silników hydraulicznych wolnoobrotowych. Wydawnictwo Politechnika Gdańska, Gdańsk 1988.
- 2. Balawender A., Osiecki A., Paszota Z., Klimkiewicz W., Ciepelowski J.: Badania silnika hydraulicznego wysokomomentowego średniociśnieniowego SWSB-63. Praca naukowo-badawcza, Gdańsk 1972.
- Czyński M.: Badania laboratoryjne modelu sprawności energetycznej przekładni hydrostatycznej. Praca doktorska. Politechnika Szczecińska. Wydział Techniki Morskiej. Szczecin 2005.
- Maczyszyn A.: Ocena strat w silniku hydraulicznym na przykładzie badań silnika SWSB-63. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją A.Klicha, A.Kozieła i E.Palczaka. Biblioteka "Cylinder 2010", Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010, s. 31–43, rys. 9, bibliograf. 18 poz.
- Maczyszyn A.: Ocena strat w silniku hydraulicznym na przykładzie badań silnika SWSB-63. Napędy i Sterowanie, miesięcznik naukowo-techniczny, nr 12(140) Rok XII, Grudzień 2010, s. 124-131, wykresów, bibliograf. 19 poz.
- Maczyszyn A.: Evaluation of losses in a hydraulic motor based on the SWSB - 63 motor tests. Polish Maritime Research. - Vol. 17, No 4, 2010, s. 46-53, 9 wykresów, bibliograf. 19 poz.
- 7. Paszota Z.: Aspects energetiques des transmissions hydrostatiques. Wydawnictwo Politechnika Gdańska, Gdańsk 2002.
- Paszota Z.: Model strat objętościowych w pompie wyporowej o zmiennej wydajności stosowanej w napędzie hydrostatycznym W: [Materiały] Napędy i Sterowanie 2006. Seminarium Naukowo-Techniczne TECHNICON'06

towarzyszące Targom Producentów, Kooperantów i Sprzedawców Zespołów Napędowych i Układów Sterowania. Gdańsk, 25.10.2006.

- Paszota Z.: Straty energetyczne w silniku hydraulicznym obrotowym definicje i zależności służące ocenie sprawności silnika i napędu hydrostatycznego Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją A.Klicha, A.Kozieła i E.Palczaka. Biblioteka "Cylinder 2010", Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010, s. 31-54, rys. 1, bibliograf. 14 poz.
- Paszota Z.: Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w silniku hydraulicznym obrotowym stosowanym w napędzie hydrostatycznym – Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" pod redakcją A.Klicha, A.Kozieła i E.Palczaka. Biblioteka "Cylinder 2010", Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010, s.123-137, rys. 6, bibliograf. 10 poz.
- 11. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. Tom I Elementy. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1997.

Porównanie strat mocy energetycznych w wybranych elementach układów hydraulicznych

Grzegorz Skorek – Akademia Morska w Gdyni

1. Wprowadzenie

W rozdziale przedstawiono charakterystyki mocy strat energetycznych oraz mocy rozwijanych w elementach dwóch różnych układów ze sterowaniem dławieniowym szeregowym prędkości silnika hydraulicznego liniowego. Analizę przeprowadzono, porównując przy wybranych parametrach pracy silnika hydraulicznego – siłownika, linie mocy strat energetycznych występujących w elementach tych struktur.

Otrzymane wykresy są częścią wyników opublikowanych w pracy doktorskiej autora rozdziału. Pracę wykonano w Katedrze Urządzeń Okrętowych i Oceanotechnicznych Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej. Stanowisko do badań znajduje się w Katedrze Hydrauliki i Pneumatyki Wydziału Mechanicznego PG.

Badania dotyczyły dwóch układów z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności:

- a) z zastosowaniem zaworu przelewowego struktura stałociśnieniowa (rys. 1),
- b) z zastosowaniem zaworu przelewowego sterowanego ciśnieniem z przewodu dopływowego siłownika – struktura zmiennociśnieniowa (rys. 2).

Najczęściej spotykanym układem sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego jest system (rys. 1), w którym rozdzielacz proporcjonalny zasilany jest pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym stabilizującym stały poziom ciśnienia zasilania p = cte. Spadek ciśnienia w siłowniku równoważy obciążenie działające na siłownik. Rozdzielacz proporcjonalny generuje dwa spadki ciśnienia na dopływie i odpływie z siłownika. Pompa w układzie p = cte musi przed zaworem przelewowym generować ciśnienie, które będzie nie mniejsze od ciśnienia wymaganego przez siłownik. Silnik hydrauliczny liniowy, będący w układzie elementem wykonawczym, może wymagać ciśnienia w zależności od swego obciążenia, zmieniającego się od zera do wartości nominalnej. Przy dochodzeniu do wartości nominalnej obciążenia, spadek ciśnienia w szczelinach dławiących rozdzielacza dąży do zera.

Można stwierdzić, iż zespół pompy i zaworu przelewowego w układzie p = cte jest zespołem gotowym do zasilania układu przy maksymalnym ciśnieniu i maksymalnej wydajności. Jednakże nie jest on zwykle wykorzystywany w takim stopniu, ponieważ element wykonawczy w danym momencie jest obciążony siłą, która wymaga spadku ciśnienia mniejszego od nominalnego.

Układ ten uzyskuje wysoką sprawność energetyczną, równą sprawności układu bez sterowania dławieniowego, jedynie w punkcie o maksymalnych wartościach współczynnika \overline{M}_M obciążenia i współczynnika $\overline{\omega}_M$ prędkości silnika. Przy obniżającym się obciążeniu silnika, a szczególnie przy jednoczesnym obniżaniu się prędkości silnika, sprawność η układu gwałtownie maleje [1].

Istnieją możliwości zmniejszania strat energetycznych w elementach układu o sterowaniu proporcjonalnym (w pompie, w zespole sterowania dławieniowego i w silniku hydraulicznym, szczególnie w silniku liniowym), a więc możliwości podwyższania sprawności energetycznej układu z rozdzielaczem dławiącym.

Układ hydrauliczny napędu i sterowania proporcjonalnego silnika hydraulicznego liniowego może być zasilany pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym stabilizującym ciśnienie zasilania rozdzielacza proporcjonalnego na poziomie ciśnienia nominalnego (rys. 1), bądź pompą współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym ciśnieniem na dopływie do odbiornika. Układ zmiennociśnieniowy p = var (rys. 2) umożliwia obniżenie strat w pompie, w zespole sterowania i w silniku hydraulicznym liniowym [3].

W układzie zmiennociśnieniowym p = var można poważnie obniżyć strukturalne straty ciśnieniowe i objętościowe w zespole sterowania dławieniowego, straty mechaniczne w siłowniku i pompie oraz straty objętościowe w pompie. Opis matematyczny strat i sprawności przedstawiony został w monografii [3].

Struktura zmiennociśnieniowa p = var reprezentuje układ z pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym ciśnieniem zasilania siłownika (rys. 2). Jest rozwiązaniem korzystnym z punktu widzenia sprawności energetycznej, zarówno samego siłownika, jak i pompy oraz całego układu sterowania. Struktura zmiennociśnieniowa p = var z zaworem przelewowym sterowanym SPS aktualnym ciśnieniem odpływu rozdzielacza do komory dopływowej siłownika, pozwala na dostosowanie poziomu ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy do panującego obciążenia siłownika, tak, że ogranicza stratę ciśnienia w szczelinie odpływu cieczy roboczej rozdzielacza do zbiornika. Dodatkowo, układ ten utrzymuje stałą prędkość tłoka niezależną od obciążenia. Jest to efektem utrzymywania praktycznie stałego spadku ciśnienia Δp_{DEI} w szczelinie dławiącej rozdzielacza proporcjonalnego [1].

Badane struktury pracowały przy tych samych parametrach pracy silnika hydraulicznego liniowego, a więc jego obciążeniu F_M i prędkości v_M .

Rozważania umożliwiają porównanie wielkości mocy ΔP poszczególnych strat wynikających z zastosowanej struktury sterowania prędkości silnika hydraulicznego liniowego, jak i mocy P_{Pc} pobieranej (konsumowanej) przez pompę od napędzającego ją silnika elektrycznego, mocy koniecznej do zapewnienia wymaganej niezmienionej wielkości $P_{Mu} = F_M v_M$ użytecznej, napędzanego pompą, silnika hydraulicznego liniowego.





Rys.1. Schemat badanego układu zasilanego przy stałym ciśnieniu – struktura p = cte

Rys.2. Schemat układu z rozdzielaczem proporcjonalnym zasilanym pompą o stałej wydajności współpracującą z zaworem przelewowym sterowanym w systemie zmiennego ciśnienia -p = var

2. Moc strat mechanicznych w siłowniku w układach p = cte, p = var

Rysunek 3 przedstawia wykres zależności mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych w siłowniku w układzie stałociśnieniowym (p = cte) i zmiennociśnieniowym (p = var) od współczynnika \overline{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\overline{\omega}_M$ prędkości siłownika.

Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w siłowniku maleje po zastąpieniu układu p = cte układem p = var. Przy współczynniku $\overline{M}_M = 0$ obciążenia oraz współczynniku $\overline{\omega}_M = 0.875$ prędkości siłownika, moc tych strat obniża się z około 350 W do około 84 W, a więc około 4,2-krotnie. Moce ΔP_{Mm} strat mechanicznych w siłowniku w obu układach wyrównują się w strefie maksymalnych obciążeń (maksymalnych wartości \overline{M}_M) siłownika, czyli w strefie, w której układ p = var zaczyna pracować jako układ p = cte. Wielkość ΔP_{Mm} strat mechanicznych w siłowniku jest wówczas stosunkowo mała – poniżej 100 W.

W badanym siłowniku, moc strat objętościowych $\Delta P_{M\nu}$ i ciśnieniowych ΔP_{Mp} przyjęto jako równe zeru, ponieważ zastosowane uszczelnienia eliminują przecieki (czyli $Q_{M\nu} = 0$), zaś opory przepływu (straty ciśnienia) Δp_{Mp1} i Δp_{Mp2} w kanale dopływowym i odpływowym są pomijalne.





Rys.3. Zależność mocy ΔP_{Mm} strat mechanicznych w siłowniku w układzie stałociśnieniowym (p = cte) i zmiennociśnieniowym (p = var) od współczynnika \overline{M}_{M} obciążenia przy różnych współczynnikach $\overline{\omega}_{M}$ prędkości siłownika [1]

3. Moc strukturalnych strat ciśnieniowych w układach p = cte, p = var

Na rysunku 4 pokazano moc ΔP_{stp} strat strukturalnych ciśnieniowych w zespole sterowania dławieniowego – rozdzielaczu określonych w funkcji współczynnika \overline{M}_M obciążenia silnika przy ustalonych prędkościach v_M siłownika, czyli przy ustalonych współczynnikach $\overline{\omega}_M$ prędkości w układzie p = cte i p = var.

Po zastąpieniu układu p = cte układem p = var, widoczne jest obniżenie mocy ΔP_{stp} strat strukturalnych ciśnieniowych występujących w rozdzielaczu proporcjonalnym.



 $Moc \Delta P_{stp}$ strat strukturalnych ciśnieniowych występujących w rozdzielaczu proporcjonalnym w układzie stałociśnieniowym (p=cte) i zmiennociśnieniowym (p=var)

Rys.4. Zależność mocy ΔP_{stp} strat strukturalnych ciśnieniowych (w rozdzielaczu proporcjonalnym) w układzie stałociśnieniowym (p = cte) i zmiennociśnieniowym (p = var) od współczynnika \overline{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\overline{\omega}_M$ prędkości siłownika [1]

Przy współczynniku $\overline{M}_M = 0$ obciążenia oraz współczynniku $\overline{\omega}_M = 0,875$ ($v_M = 0,350 \text{ m/s}$) prędkości siłownika, moc tych strat obniża się z około 9800 W do około 1300 W, a więc 7,5-krotnie. Moce ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych w obu układach wyrównują się w strefie maksymalnych obciążeń siłownika (maksymalnych wartości \overline{M}_M), czyli w strefie, w której układ p = varpracuje jak układ p = cte. Wielkość ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych w obu układach jest wówczas stosunkowo mała – poniżej 2300 W.

Natomiast moc ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych w rozdzielaczu, która jest związana z przepływem strumienia Q_M przez rozdzielacz, wynika ze struktury zasilania. W przypadku układu p = cte wymusza się dużo wyższy poziom mocy w strumieniu wpływającym do rozdzielacza i w efekcie wystąpią

w nim dużo większe straty niż w układzie p = var. Spowodowane jest to praktycznie stałą wartością ciśnienia w przewodzie tłocznym pompy, ponieważ pompa pracuje w układzie stałociśnieniowym przy ciśnieniu nominalnym $p_n = 16 MPa$.

Przy rosnącej prędkości cieczy płynącej do siłownika, rośnie proporcjonalnie jego prędkość. Przy zmianie prędkości siłownika od 0,025 m/s do 0,35 m/s, podział strumienia cieczy tłoczonej przez pompę na strumień płynący poprzez zawór przelewowy i na strumień płynący poprzez rozdzielacz dławiący zmienia się. Jeżeli, na przykład, rośnie natężenie strumienia płynącego przez rozdzielacz dławiący, a sprawność strukturalna ciśnieniowa jest stosunkiem mocy cieczy za zespołem sterowania dławieniowego do mocy cieczy przed rozdzielaczem, to moc za rozdzielaczem rośnie proporcjonalnie do natężenia strumienia skierowanego do siłownika. Podobnie, z punktu widzenia natężenia strumienia, rośnie moc cieczy bezpośrednio przed rozdzielaczem, ale przed rozdzielaczem maleje jednocześnie ciśnienie związane z tym, że rośnie strumień cieczy między pompa a rozdzielaczem w tym przewodzie, a przy rosnącym natężeniu tego strumienia maleje ciśnienie cieczy przed rozdzielaczem. Jeżeli więc wzrasta natężenie strumienia skierowanego przez rozdzielacz do siłownika, maleje również w związku z tym rosnącym natężeniem strumienia poziom ciśnienia bezpośrednio przed rozdzielaczem w stosunku do ciśnienia stabilizowanego zaworem przelewowym SP i SPS, ponieważ w przewodzie łączącym pompę z rozdzielaczem występuja opory. Jeżeli opory w przewodzie rosna, zmniejsza się jednocześnie o ich wartość poziom ciśnienia przed rozdzielaczem.

4. Moc strukturalnych strat objętościowych w układach *p* = *cte*, *p* = *var*

Moc ΔP_{stv} strat strukturalnych objętościowych (rys. 5), występujących w zaworze przelewowym SP (układ p = cte) bądź w zaworze przelewowym sterowanym SPS i w zaworze przelewowym SP (układ p = var), maleje, po zastąpieniu układu p = cte układem p = var, w zakresie mniejszych wartości współczynnika \overline{M}_M obciążenia siłownika. Jednakże obniżenie mocy tych strat nie jest tak wyraźne jak w przypadku mocy ΔP_{stp} strat strukturalnych ciśnieniowych (rys. 4). Przy współczynniku $\overline{M}_M = 0$ obciążenia oraz współczynniku $\overline{\omega}_M = 0,063$ ($v_M = 0,025 \text{ m/s}$) prędkości siłownika, moc ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych obniża się z około 12000 W do około 2400 W, a więc 5-krotnie. Moce ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych w obu układach wyrównują się w strefie maksymalnych obciążeń siłownika (maksymalnych wartości \overline{M}_M), czyli w strefie pracy układu p = var jako układu p = cte. Jednakże wówczas jednakowa moc ΔP_{stv} strukturalnych objętościowych w obu ukła-dach jest największa – dochodzi, przy $\overline{\omega}_M = 0,063$, do 12000 W.

W strefie maksymalnego współczynnika \overline{M}_M obciążenia i przy małym z kolei współczynniku $\overline{\omega}_M$ prędkości siłownika, moc ΔP_{stv} strat strukturalnych

objętościowych jest, jak już wspomniano, największa, ponieważ traci się wtedy prawie całą moc pompy, pracującej przy ciśnieniu nominalnym p_n , w zaworze przelewowym (w przypadku układu p = cte) lub w zaworze przelewowym sterowanym i zaworze przelewowym (w przypadku układu p = var).



Rys.5. Zależność mocy ΔP_{stv} strat strukturalnych objętościowych (w zaworze przelewowym lub w zaworze przelewowym sterowanym) w układzie stałociśnieniowym (p = cte) i zmiennociśnieniowym (p = var) od współczynnika \overline{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\overline{\omega}_M$ prędkości siłownika [1]

5. Moc strat strukturalnych w układach p = cte, p = var

Moc ΔP_{st} strat strukturalnych jest sumą mocy ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych w rozdzielaczu proporcjonalnym i mocy ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych w zaworze przelewowym bądź w zaworze przelewowym sterowanym.

$$\Delta P_{st} = \Delta P_{stp} + \Delta P_{stv} \tag{1}$$



Rys.6. Zależność mocy ΔP_{st} strat strukturalnych w zespole sterowania dławieniowego (suma mocy ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych w rozdzielaczu proporcjonalnym oraz mocy ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych w zaworze przelewowym i w zaworze przelewowym sterowanym) w układzie stałociśnieniowym (p = cte) i zmiennociśnieniowym (p = var) od współczynnika \overline{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\overline{\omega}_M$ prędkości siłownika [1]

Na rysunku 6 przedstawiono wykres mocy ΔP_{st} strat strukturalnych w układach p = cte i p = var.

Moc ΔP_{st} strat strukturalnych w układzie p = cte, przy ustalonych wartościach współczynnika $\overline{\omega}_M$ prędkości siłownika, maleje wraz ze wzrostem obciążenia \overline{M}_M .

Jak już wspomniano, moc ΔP_{st} strat strukturalnych jest sumą mocy ΔP_{stp} strat strukturalnych ciśnieniowych oraz mocy ΔP_{stv} strat strukturalnych objętościowych. A więc biorąc pod uwagę rysunek 4, na którym linie mocy ΔP_{stp} mają tendencję spadkową, oraz rysunek 5, na którym linie mocy ΔP_{stv} przyjmują stałe wartości w całym zakresie wartości współczynnika \overline{M}_{M} obciążenia siłow-

nika, moc ΔP_{st} strat strukturalnych układu p = cte maleje ze wzrostem obciążenia \overline{M}_M (rys. 6).

Przy współczynniku $\overline{M}_M = 0$ obciążenia oraz współczynniku $\overline{\omega}_M = 0,063$ ($v_M = 0,025 \text{ m/s}$) prędkości siłownika, moc ΔP_{st} w układzie p = cte osiąga największą wartość równą $\Delta P_{st} = 12700 \text{ W}$. Przy tej samej wartości prędkości i przy maksymalnym współczynniku \overline{M}_M obciążenia równym $\overline{M}_M = 0,988$, moc ΔP_{st} strat strukturalnych w układzie p = cte spada do $\Delta P_{st} = 12000 \text{ W}$. Natomiast przy maksymalnych wartościach prędkości i obciążenia siłownika, ΔP_{st} układu p = cte przyjmuje wartość najmniejszą równą $\Delta P_{st} = 3815 \text{ W}$. Ten ponad 3,3-krotny spadek ΔP_{st} związany jest głównie z malejącym spadkiem Δp_{DE} ciśnienia w rozdzielaczu oraz z malejącym natężeniem Q_0 strumienia skierowanego do zbiornika przez zawór przelewowy.

Po zastąpieniu układu p = cte układem p = var, widoczne jest znakomite obniżenie mocy ΔP_{st} strat strukturalnych. Związane jest to z obniżonym ciśnieniem p_{P2} w przewodzie tłocznym pompy występującym przy niższych współczynnikach \overline{M}_M obciążenia siłownika.

Przy współczynniku $\overline{M}_{M} = 0$ obciążenia oraz współczynniku $\overline{\omega}_{M} = 0,063$ ($v_{M} = 0,025 \text{ m/s}$) prędkości siłownika, moc strat strukturalnych obniża się z $\Delta P_{st} = 12700 \text{ W} (p = cte)$ do około $\Delta P_{st} = 2400 \text{ W} (p = var)$ a więc 5,3-krotnie. Moce ΔP_{st} strat strukturalnych w obu układach wyrównują się w strefie maksymalnych obciążeń siłownika (maksymalnych wartości \overline{M}_{M}), czyli w strefie, w której układ p = var pracuje jak układ p = cte. Wówczas wielkość ΔP_{st} strat strukturalnych w obu układach, przy minimalnym współczynniku $\overline{\omega}_{M} = 0,063$ prędkości siłownika, jest wysoka i wynosi $\Delta P_{st} = 12000 \text{ W}$.

W układzie p = var, gdy siłownik pracuje przy dużym współczynniku $\overline{\omega}_M$ prędkości równym $\overline{\omega}_M = 0.875$ ($v_M = 0.350 \text{ m/s}$), moc ΔP_{st} strat strukturalnych wyraźnie maleje, zmieniając się od $\Delta P_{st} = 1780 \text{ W}$ przy $\overline{M}_M = 0$ do $\Delta P_{st} = 3800 \text{ W}$ przy $\overline{M}_M = 0.775$.

Reasumując, korzyść z zastąpienia struktury p = cte strukturą p = var jest najbardziej widoczna w przypadku przedstawienia mocy ΔP_{st} strat strukturalnych w badanych układach na wykresie zbiorczym tych strat (rys. 6). Wynika z niego, że ΔP_{st} struktury p = cte maleje zarówno ze wzrostem prędkości jak i ze wzrostem obciążenia siłownika. W układzie p = var, ΔP_{st} rośnie ze wzrostem obciążenia, oraz maleje ze wzrostem prędkości.

6. Zależność mocy strat w elementach układu oraz mocy zapotrzebowanej przez pompę od mocy użytecznej siłownika w układach *p* = *cte*, *p* = *var*

Przedstawione na rysunku 7 wyniki badań umożliwiają porównanie zależności wielkości mocy ΔP strat energetycznych (wyrażonych w watach [W]) występujących w elementach oraz mocy P_{Pc} pobieranej przez pompę od mocy





Rys.7. Zależność mocy ΔP strat w elementach układu oraz mocy P_{Pc} zapotrzebowanej przez pompę w układzie stałociśnieniowym (p = cte) i zmiennociśnieniowym (p = var) od współczynnika \overline{M}_M obciążenia przy współczynniku prędkości siłownika $\overline{\omega}_M = 0.875$ ($v_M = 0.35 \text{ m/s}$); moc P_{Mu} użyteczna siłownika wynika z iloczynu aktualnego obciążenia F_M (\overline{M}_M) i aktualnej prędkości v_M ($\overline{\omega}_M$) siłownika wymaganych przez napędzane siłownikiem urządzenie [1]

Z wykresu na rysunku 7 wynika, że przebiegi mocy P_{Pc} pobieranej przez pompę (przy jednakowych przebiegach mocy P_{Mu} użytecznej siłownika) są różne dla dwóch badanych układów. W układzie stałociśnieniowym, moc P_{Pc} jest stała w całym zakresie zmiany współczynnika obciążenia i wynosi 13380 W. Natomiast w przypadku układu zmiennociśnieniowego, moc P_{Pc} zmienia się, w zależności od obciążenia siłownika, w zakresie od 3200 W przy $\overline{M}_{M} = 0$ do 13380 W przy $\overline{M}_{M} = 0,875$. Moc P_{Mu} użyteczna siłownika rośnie



w całym zakresie współczynnika obciążenia, jest równa zeru przy $\overline{M}_M = 0$ i 9900 W przy $\overline{M}_M = 0.875 = 0.875$.

Rys.8. Zależność mocy P_{Pc} zapotrzebowanej przez pompę w układzie stałociśnieniowym (p = cte) i zmiennociśnieniowym (p = var) od współczynnika \overline{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\overline{\omega}_M$ prędkości siłownika (czyli zależność mocy P_{Pc} od mocy użytecznej P_{Mu} siłownika) [1]

Rysunek 8 przedstawia zależność mocy P_{Pc} zapotrzebowanej przez pompę od mocy P_{Mu} użytecznej w układzie stałociśnieniowym (p = cte) i zmiennociśnieniowym (p = var). Moc P_{Pc} zapotrzebowana przez pompę i moc P_{Mu} użyteczna siłownika przedstawione są tu w funkcji współczynnika \overline{M}_M obciążenia przy różnych współczynnikach $\overline{\omega}_M$ prędkości siłownika.

Przy najmniejszej prędkości v_M siłownika ($v_M = 0,025 \text{ m/s}$), moc P_{Pc} zapotrzebowana przez pompę jest największa w układzie stałociśnieniowym p = cte. Jest to związane z pracą zaworu przelewowego SP. Przy rosnących prędkościach v_M siłownika, ciśnienie p_{P2} maleje, ponieważ zawór przelewowy

ustala mniejsze ciśnienie p_{SP} . W związku z tym, moc P_{Pc} zapotrzebowana przez pompę się zmniejsza.

Natomiast moc P_{Mu} użyteczna siłownika, będąca iloczynem prędkości v_M siłownika oraz jego siły obciążającej F_M , jest mocą niezależną od układu. Prędkość i obciążenie siłownika są parametrami niezależnymi od struktury układu sterowania. W związku z tym, wszystkie straty ΔP mocy, które występują w układach p = cte i p = var, są funkcją mocy P_{Mu} użytecznej siłownika i jakości tych elementów (tzn. mocy strat w tych elementach). Natomiast moce ΔP strat zależą od aktualnej mocy użytecznej P_{Mu} , a przede wszystkim od aktualnego obciążenia F_M i aktualnej prędkości v_M siłownika.

Moc użyteczna musi być dostarczona przez badane układy przy takim samym w układach obciążeniu F_M oraz prędkości v_M i jest w nich jednakowa. Moc P_{Mu} będzie rosła, gdy obciążenie i prędkość będą rosły.

Moc P_{Pc} zapotrzebowana przez pompę wynika z mocy P_{Mu} użytecznej siłownika oraz wszystkich mocy ΔP strat występujących w układzie.

Podsumowując, moc P_{Pc} zapotrzebowana przez pompę zależy od mocy P_{Mu} użytecznej siłownika, struktury układu oraz od mocy ΔP strat, które występują w elementach układu.

7. Podsumowanie

W rozdziale porównano moce strat energetycznych dwóch układów – p = cte i p = var, pokazano jak przebiegają linie mocy P_{Mu} użytecznej siłownika, linie mocy ΔP strat energetycznych w elementach i linie mocy P_{Pc} pobieranej przez pompę od napędzającego ją silnika. Przedstawiono także zyski energetyczne związane z wprowadzeniem zasilania przy zmiennym ciśnieniu p = var w porównaniu z układem stałociśnieniowym p = cte.

Przedstawiono wpływ mocy P_{Mu} na moc P_{Pc} w rozważanych układach, jak i wpływ na P_{Pc} mocy ΔP strat w poszczególnych elementach. Chwilowa moc P_{Mu} użyteczna siłownika, która jest określona iloczynem siły $\mathbf{F}_{\mathbf{M}}$ i prędkości v_M tłoczyska siłownika, jest niezależna od wszystkich strat. Do mocy użytecznej P_{Mu} dochodzi moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w siłowniku, moc ΔP_c strat w przewodach, moc ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych i ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych, które są związane ze sterowaniem dławieniowym, oraz moce strat w pompie: ΔP_{Pp} ciśnieniowe, ΔP_{Pv} objętościowe i ΔP_{Pm} mechaniczne. W efekcie sumy mocy P_{Mu} i mocy ΔP wszystkich strat w układzie uzyskuje się chwilową wartość mocy P_{Pc} , której wymaga pompa od napędzającego ją silnika.

W rozdziale przedstawiono także, że przy niezmienionym obciążeniu F_M siłownika a zwiększanej jego prędkości v_M zwiększa się moc ΔP_{stp} strat

strukturalnych ciśnieniowych, ponieważ natężenie strumienia płynącego przez rozdzielacz proporcjonalny się zwiększa (rys. 6÷9).

Zmiana struktury z p = cte na p = var, przy tej samej mocy użytecznej P_{Mu} układu, skutkuje poważnym zmniejszeniem mocy ΔP_{st} strat strukturalnych (rys. 8 i 9). Jednocześnie, przy tej samej prędkości v_M siłownika, w strukturze p = varzmniejszają: się moc ΔP_{Pv} strat objętościowych w pompie, moc ΔP_{Pm} strat mechanicznych w pompie; natomiast rośnie nieco moc ΔP_{Pp} strat ciśnieniowych w pompie.

Można zaobserwować przy mniejszych wartościach obciążenia siłownika poważne zmniejszenie mocy ΔP_{st} strat strukturalnych i mocy ΔP_{Pv} strat objętościowych w pompie w układzie p = var w stosunku do układu p = cte. Jest to związane z mniejszym ciśnieniem p_{P2} w układzie p = var, ponieważ układ z zaworem przelewowym sterowanym aktualnym ciśnieniem p_2 odpływu rozdzielacza do komory dopływowej siłownika pozwala na dostosowanie poziomu ciśnienia p_{P2} w przewodzie tłocznym pompy do panującego obciążenia siłownika, czyli ciśnienia p_2 tak, że ogranicza stratę Δp_{DE1} ciśnienia w szczelinie f_{DE1} rozdzielacza i jednocześnie stratę Δp_{DE2} ciśnienia w szczelinie f_{DE2} rozdzielacza. Spadek Δp_{DE1} ciśnienia w rozdzielaczu jest zmniejszony w porównaniu ze spadkiem Δp_{DE1} w strukturze p = cte. W związku z niższym ciśnieniem p_{P2} , uległa poważnemu obniżeniu moc P_{Pc} pobierana przez pompę (rys. 4 i 5).

Przy małej prędkości v_M i małym obciążeniu F_M siłownika, można zauważyć, pomimo zastosowania w układach pompy o stałej wydajności, poważne zmniejszenie mocy ΔP_{stp} strukturalnych strat ciśnieniowych, ale również znakomite obniżenie mocy ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych w układzie p = var w stosunku do układu p = cte. Chociaż natężenie Q_0 strumienia płynącego przez zawór przelewowy do zbiornika przy tej samej prędkości v_M siłownika jest w porównywanych układach praktycznie takie samo, to iloczyn mniejszego ciśnienia p_{P2} tłoczenia pompy i natężenia Q_0 , będącego różnicą Q_P-Q_M , daje mniejszą moc ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych w układzie p = var (rys. 4 i 5).

Moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych w siłowniku zmienia się w zależności od tego, jakie panuje ciśnienie w jego komorach. W układzie zmiennociśnieniowym, moc ΔP_{Mm} strat mechanicznych jest mniejsza niż w układzie p = cte, ponieważ mniejsza jest w siłowniku siła F_{Mm} strat tarcia (rys. 4 i 5).

W przypadku powiększania prędkości v_M i obciążenia F_M siłownika odpowiednio do wartości maksymalnych v_{Mmax} i F_{Mmax} minimalizuje się moc ΔP_{stv} strat strukturalnych objętościowych i moc ΔP_{stp} strat strukturalnych ciśnieniowych z zespołem sterowania dławieniowego.

W przypadku, gdy siłownik się nie przemieszcza (gdy jego prędkość równa się zeru – $v_M = 0$) a pompa pracuje, moc P_{Mu} użyteczna siłownika równa

jest zeru; w układzie występują następujące moce strat: moc ΔP_{stv} strukturalnych strat objętościowych oraz moce strat w pompie: ΔP_{Pp} ciśnieniowych, ΔP_{Pv} objętościowych i ΔP_{Pm} mechanicznych, których suma stanowi moc P_{Pc} pobieraną wówczas przez pompę. Przy mniejszych obciążeniach F_M zatrzymanego siłownika, moc P_{Pc} pobierana przez pompę w układzie p = var jest mniejsza od mocy P_{Pc} w układzie p = cte.

Układ zmiennociśnieniowy zdecydowanie redukuje w porównaniu z układem stałociśnieniowym moc strukturalnych strat ciśnieniowych w zespole sterowania dławieniowego, występujących w okresie obciążenia silnika hydraulicznego liniowego zmniejszającym się obciążeniem zewnętrznym. Zmniejsza się również moc strukturalnych strat objętościowych w zaworze przelewowym sterowanym mimo tego, że natężenie strumienia strat objętościowych w tym zaworze nieco rośnie w porównaniu z układem stałociśnieniowym z racji wyższej wydajności pompy. W pompie, z racji jej pracy w układzie zmiennociśnieniowym, następuje niewielkie powiększenie mocy strat ciśnieniowych, zmniejszenie mocy strat objętościowych a także zmniejszenie mocy strat mechanicznych. W efekcie, w okresie obciążenia silnika hydraulicznego liniowego niewielką siłą, następuje również wyraźne zmniejszenie mocy pobieranej przez pompę od napędzającego ją silnika elektrycznego, co, przy niezmienionej mocy użytecznej silnika hydraulicznego liniowego, wyraźnie podwyższa sprawność energetyczną całego układu w porównaniu ze sprawnością układu stałociśnieniowego.

Dwa porównywane układy mogą osiągnąć, w okresie maksymalnego obciążenia i maksymalnej prędkości, tę samą maksymalną sprawność całkowitą. Układ zmiennociśnieniowy staje się wtedy układem stałociśnieniowym, a więc warunki pracy obu układów stają się takie same.

Literatura

- 1. Skorek G.: Charakterystyki energetyczne układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie stałego i zmiennego ciśnienia. Praca doktorska, 2008, s. 253, rys. 141, bibliograf. 62 poz.
- 2. Paszota Z.: Podwyższanie sprawności energetycznej kierunkiem rozwoju napędu hydrostatycznego. Hydraulika i Pneumatyka, Zeszyt 5/98, s. 9-13, 3 rys., bibliograf. 13 poz.
- 3. Paszota Z.: Model strat i sprawności energetycznej układu hydraulicznego o sterowaniu proporcjonalnym siłownika zasilanego pompą o stałej wydajności w systemie zmiennego ciśnienia. Rozdział w monografii pt.: "Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych" -Biblioteka "Cylinder" pod redakcją Edwarda Palczaka. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, 2005, s. 15, 8 rys, bibliograf. 8 poz.

ROZDZIAŁ 3

UKŁADY STEROWANIA, DIAGNOSTYKI I MONITORINGU HYDRAULICZNYCH NAPĘDÓW MASZYN I URZĄDZEŃ

Równoległa regulacja pozycyjno-siłowa serwonapędu elektrohydraulicznego z wykorzystaniem metod adaptacyjnych

Piotr Woś, Ryszard Dindorf – Politechnika Świętokrzyska

1. Wprowadzenie

Sterowanie regulacją położenia w połączeniu z kompensacją obciążenia siłowego wymagane jest w wielu zadaniach przemysłowych. Problemami tymi zajmowano się od kilkudziesięciu lat. W tym czasie powstało wiele wzajemnie się różniących koncepcyjnie metod i algorytmów [7, 8]. Każde z proponowanych metod ma określone wady i zalety i nie może być stosowane do realizacji wszystkich zadań. W szczególności wymagających sprzężenia od wywieranej siły. Należy podkreślić, że metody sterowania pozycyjno-siłowego charakteryzują się dużą złożonością obliczeniową, która umożliwia regulację położenia i siły przy każdym położenia tłoczyska siłownika. Oddziaływania na tłoczysko siłownika przenoszą się na układ napędowy, natomiast dowolne prawo sterowania wykorzystujące sprzężenie od siły musi uwzględniać zależności dynamiczne pomiędzy odchyłką położenia, a siłą reakcji. Czyli regulacja siły jest integralnie zwiazana z regulacja położenia. Równocześnie prawo sterowania musi zapewniać stabilne zachowanie się układu dla zmieniających się wielkości sił obciążających. Dlatego trudno jest realizować układ sterowania niezależny i niewrażliwy na zmiany parametrów obciążenia układu.

W układach sterowania regulacją położenia następuje ciągły pomiar pozycji tłoczyska. Moduły sterujące rozdzielaczem proporcjonalnym lub serwozaworem rozwijane są od poziomu elektroniki rozdzielacza poprzez regulator napędu pracujący wraz z czujnikiem położenia w układzie zamkniętym. W zależności od rodzaju rozdzielacza stosowane jest sprzężenie prądowe lub napięciowe. W karcie sterowania zaworu znajduje się moduł współpracujący z indukcyjnym układem pomiaru położenia suwaka rozdzielacza (sterowanie położeniem) lub moduł gdzie jest kontrolowana wartość napięcia (sterowanie ciśnieniem). Karta taka zawiera zazwyczaj standardowo klasyczne regulatory P, PD lub PID, układy korekcji nieliniowości, ograniczenia histerezy rozdzielacza, stromości opadania i narastania sygnału sterującego, kompensacji zera [4]. Natomiast układ regulacji napędu odpowiadający za pozycjonowanie i regulacje prędkości, realizuje algorytm sterowania i współpracuje z systemami pomiarowymi i ewentualnymi modułami komunikacyjnymi.

W przypadku gdy siłę oporu technologicznego i ciśnienia w komorach siłownika można przedstawić jako zmienne stanu, to wtedy stosuje sterowanie które przypomina w formie serwomechanizm z regulacją położenia [5]. Różnica polega na zamianie czujnika położenia na siły. Następuje ciągły pomiar siły obciążenia technologicznego.

Warunkiem koniecznym utrzymania stabilnego położenia elementu wykonawczego przy zmiennym obciążeniu zewnętrznym jest utrzymanie stałego ciśnienia w komorze, która decyduje o jego ruchu. Samoczynna kompensacja następuje wówczas, gdy znana jest wartość siły obciążającej i na tej podstawie regulator określa prawidłowy przepływ przez rozdzielacz sterujący.



Rys.1. Architektura elektrohydraulicznego pozycyjno-siłowego układu sterowania: y_{pol} – sygnał przemieszczenia tłoka siłownika, U_F , U_{pol} – sygnały napięciowe wielkości obciążenia i położenia, U_I , U_2 – napięciowe sygnały sterujące

W podstawowych metodach sterowania siłowego sygnał z czujnika siły przekształcony jest na sygnały położenia (prędkości) modyfikując działanie algorytmu sterowania. Polega to na odpowiedniej korekcji wartości zadanych położenia (prędkości) na podstawie zmiennych wartości siły. Takie podejście powoduje powstanie zewnętrznej pętli regulacji siły zamkniętej wokół układu regulacji położenia. W teorii sterowania wprowadzono pojęcia sterowania admitancyjnego (ang. *admittance control*) i sterowania impedancyjnego (ang. *impedancje control*), które zostały wprowadzone na zasadzie analogii układów mechanicznych do układów elektrycznych. Rozróżnienie to dotyczy zasadniczej różnicy pomiędzy podejściem admitancyjnym, a impedancyjnym w sterowania

siłowym. O obiekcie typu admitancyjnego mówimy, kiedy siła czynna na wejściu generuje przepływ (prędkość) na wyjściu. Obiekt impedancyjny to taki, w którym przepływ na wejściu generuje siłę na wyjściu. Sterowanie impedancyjne nie realizuje bezpośredniej regulacji siły, natomiast gwarantuje zachowanie relacji dynamicznych między położeniem a siłą. Relacja ta "wiąże" nie tylko bezwzględne położenie, ale uchyb położenia względem wartości zadanej i siłę powstałą w wyniku tego przemieszczenia. W konsekwencji takiego podejścia impedancyjnego jest brak w układzie sterowania bezpośredniego sprzężenia od siły, które jest niezbędne w podejściu admitancyjnym [3].

Na rysunku 1 przedstawiono architekturę sterowania pozycyjno-siłowego serwonapędu elektrohydraulicznego. Do sterowania stosowane są cyfrowe karty i zespoły regulatorów, karty wzmacniaczy, jak i również czujniki i zadajniki.

2. Budowa stanowiska badawczego

W badaniach algorytmów regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego wykorzystano stanowisko badawcze powstałe w Zakładzie Mechatroniki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach. Na rysunku 2 przedstawiono widok stanowiska składającego się z serwomechanizmu elektrohydraulicznego sterownego rozdzielaczem proporcjonalnym przepływowym (2).



Rys.2. Widok elektrohydraulicznego stanowiska badawczego

 1 – siłownik hydrauliczny z pomiarem położenia (CSM1/MT4/40/28/250 A1X/B1CFUMTF), 2 – proporcjonalny rozdzielacz regulacyjny (4WRSE 6 V1-35-3X/G24Ko/A1V), 3 – przetwornik siły ściskającej i rozciągającej ze zintegrowanym układem elektronicznym (KT1101-K-10kN-2410-D Megatron), 4 – czujnik pomiaru położenia suportu (TMI 0250 Novotechnik), 5 – suport z obciążeniem masowym

Obciążenie siłownika roboczego jako siły oporu technologicznego osiągane jest przez obciążniki zamontowane na suporcie (5). Sterowanie serwomechanizmem odbywa się za pomocą karty przetworników C/A. Położenie

suportu mierzone jest względem korpusu stanowiska za pomocą przetwornika położenia firmy Novotechnik (4). Prędkość suportu jest obliczona przez różniczkowanie położenia tłoczyska siłownika (1). W układzie możliwy jest również pomiar siły oporu technologicznego za pomocą czujnika siły (3). Umieszczenie sterującego zaworu proporcjonalnego bezpośrednio na odbiorniku zmniejszyło objętość oleju pomiędzy rozdzielaczem a odbiornikiem, co wpłynęło na poprawę dynamiki układu sterowania. W skład stanowiska badawczego wchodzi również zasilacz hydrauliczny ($P_{max} = 31,5 MPa$), wraz z proporcjonalnym ciśnieniowym zaworem (DBETR-10/315G24K4M-381).

W skład stanowiska wchodzi również zestaw komputerowy w układzie sterowania nadrzędnego wyposażonego w oprogramowanie Matlab/Simulink. Mikrokomputer posiada karty przetworników C/A i A/C typu PCI – DAS1602/16 firmy Measurement Computing Corporation. Karta wraz przetwornikiem położenia i siły tworzy układ pomiarowy [9].

3. Pozycyjno-siłowy układ regulacji serwonapędu

Regulacja siły i pozycji jest realizowana jako dwa odrębne regulatory, których parametry dobierane są osobno. Tak zaprojektowany układ regulacji realizuje zadanie polegające na nadążaniu układu napędowego według zadanej trajektorii z kompensacją obciążenia pochodzącego od oporu technologicznego [1, 9]. Natomiast dla zadanego położenia suportu układ regulacji siły umożliwia dostosowanie układu napędowego do zidentyfikowanych warunków obciążenia.

Regulatory serwonapędu w pętli sprzężenia siłowego i pozycyjnego zostały wyodrębnione z regulatora PID [10].

Dla regulatora pozycji PD:

$$u_{y_{k}} = K_{y} \left[y_{zad} - y_{k} + \frac{T_{D}}{T_{I}} e_{k} (y_{k-1} - y_{k}) \right]$$
(1)

gdzie: y_{zad} , y_k - sygnały: zadany i wyjściowy systemu.

Dla regulatora siły PI:

$$u_{F_k} = K_F \left[e_k - e_{k-1} + \frac{T_D}{T_I} \frac{(e_k - e_{k-1})}{2} \right] + u_{F_{k-1}}$$
(2)

gdzie: $e_k = F_{zad} - F_k$.

Sprzężenie typu PI w pętli siłowej powoduje, że uchyb siły będzie zerowy w sytuacji wystąpienia siły oporu, nawet gdy prędkość zadana przesuwu serwonapędu będzie niezerowa. Od zwykłego systemu ze sprzężeniem zwrotnym, zastosowany system adaptacyjny odróżnia informacja w postaci zdefiniowanego modelu odniesienia [6]. Dlatego w celu doboru parametrów regulatora dla układów regulacji w sposób ciągły identyfikowane są parametry modeli dla pozycji i siły.

$$G_{oy}(z) = \frac{Y(z)}{U_{y}(z)} = \frac{z^{-d}B_{y}(z^{-1})}{A_{y}(z^{-1})}$$
(3)

$$G_{oF}(z) = \frac{F(z)}{U_F(z)} = \frac{z^{-d}B_F(z^{-1})}{A_F(z^{-1})}$$
(4)

gdzie:

 $A(z^{-1}), B(z^{-1})$ - wielomiany modelu identyfikowanych obiektów sterowania, d - opóźnienie dyskretne określone poprzez liczbę okresów próbkowania T_p

Wartości współczynników modelu matematycznego wyznacza się w wyniku realizacji algorytmu identyfikacji, który określa jak powinny być przetwarzane wyniki pomiarów, aby wyznaczyć wartości współczynników modelu [9, 11]. Współczynniki wielomianów modelu identyfikowanych obiektów sterowania są bazą do aktualizacji nastaw regulatorów PI (siły) i PD (pozycji).

Na rysunku 3 przedstawiono równoległy pozycyjno-siłowy układ sterowania serwonapędu elektrohydraulicznego przy wykorzystaniu metody pośredniej regulacji adaptacyjnej [6].



Rys.3. Schemat blokowy pozycyjno-siłowego adaptacyjnego układu regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego

W rozważaniach dotyczących algorytmów regulacji serwonapędów elektrohydraulicznych w większości przypadków, dobór parametru układu regulacji odbywa się przy założeniu, że właściwości układu nie zmieniają się w czasie. Przyjęty opis teoretyczny nie ulega zmianie w czasie pracy układu. W tak przyjętym założeniu wystarczy raz przyjąć odpowiedni opis teoretyczny i dobrać parametry regulatora w trakcie wymuszania ruchu napędu.

W efekcie wadą przedstawionego rozwiązania jest duża wrażliwość na błędy występujące w opisie obiektu sterowania. Występuje brak odporności układu na zakłócenia. Dodatkowo wszystkie zmienne stanu muszą być dostępne pomiarowo. Ponieważ wartości wielu parametrów nie są możliwe do wyznaczenia na drodze bezpośrednich pomiarów, muszą być one wyznaczone w wyniku identyfikacji parametrycznej zbudowanego modelu matematycznego badanego obiektu. Jest to proces trudny i pracochłonny, obarczony często duża dozą niepewności.

W efekcie, do prawa sterowania przyjmuje się przybliżone wartości współczynników, które próbują kompensować nieliniowości występujące w układzie. We współczesnych systemach sterowania podejście takie jest niewystarczające. Dla zapewnienia odpowiedniej jakości regulacji należy w czasie pracy układu ciągle go dostrajać, czyli adaptować parametry procesu regulacji.

4. Weryfikacja doświadczalna

W pracy badania algorytmów regulacji przeprowadzono wykorzystując następujące sposoby przemieszczenia tłoka siłownika hydraulicznego:

- przemieszczenie tłoka siłownika według trajektorii sinusoidalnej o amplitudzie y_{zad} i okresie T_{zad} ,
- przemieszczenie tłoka siłownika z położenia początkowego y_{start} do zadanego y_{zad} i wystąpieniu siły docisku F_{zad} .

W badaniach eksperymentalnych sygnały pomiarowe były pobierane z czujników pomiarowych: położenia y_{pol} (TMI 0250 Novotechnik), siły F (KT1101-K-10kN-2410-D Megatron) jako sygnały ciągłe, a następnie po dyskretyzacji sygnałów (y, F) rejestrowane w sposób cyfrowy. Cały proces pobierania sygnałów z czujników składa się z mechanicznego przekształcenia badanych sygnałów na wielkość elektryczną, którą jest napięcie elektryczne proporcjonalne do mierzonych wielkości. Wielkości te za pomocą karty akwizycji danych i systemu komputerowego i pomiarowego zostają przekształcone do postaci cyfrowej [11].

4.1. Badanie wpływu zadanej częstotliwości trajektorii sinusoidalnej na właściwości dynamiczne serwonapędu elektrohydraulicznego

Na rysunku 4 przedstawiono przebiegi procesu regulacji przy wykorzystaniu algorytmu adaptacyjnego regulatora PD dla wybranych częstotliwości ruchu tłoka (0,16 Hz, 0,48 Hz).





Zadowalające wyniki dla praktycznych zastosowań uzyskano dla częstotliwości ruchu tłoczyska siłownika od 0,16 Hz (1 *rad/s*) do 0,8 Hz (5 *rad/s*) (rys. 4).

4.2. Badanie wpływu zadanej siły docisku na właściwości dynamiczne serwonapędu elektrohydraulicznego

Na rysunku 5 przedstawiono przebiegi procesu regulacji siły przy wykorzystaniu algorytmu adaptacyjnego regulatora PI dla wybranych częstotliwości wymuszenia siły docisku (0,16 Hz, do 1,27 Hz).



Rys.5. Przebiegi dynamiczne układu napędowego w odpowiedzi na wzrost obciążenia w zakresie od 4 kN do 6 kN dla zadanej częstotliwości wymuszenia siły docisku: a) 0,16 Hz (*1 rad/s*); b) 0,48 Hz (3 *rad/s*); c) 0,8 Hz (5 *rad/s*); d) 1,27 Hz (8 *rad/s*)

Prawidłowa praca układu regulacji siły występuje dla stosunkowo niewielkich pulsacji siły (do 3 *rad/s*). Przy wyższych częstotliwościach nastąpiła degradacja nadążania do zadanej siły.

5. Podsumowanie

Postęp i rozwój nowych technik stawia nowe zadania przed napędami elektrohydraulicznymi. Opracowany równoległy regulator pozycyjno-siłowy jest rozwiązaniem uniwersalnym dla jednoosiowego serwonapędu elektrohydraulicznego. W zależności od zastosowań układ sterowana może realizować następujące zadania:

- swobodny ruch suportu bez kontaktu z przeszkodami,
- kontakt i wywieranie zadanej siły na przeszkodę.

Przykładem takiego zachowania są procesy, gdzie w początkowej fazie suport (element wykonawczy, końcówka robota, gniazdo obróbcze) przemieszcza się bez kontaktu z otoczeniem. Dopiero gdy nastąpi kontakt, dalszy ruch odbywa się z odpowiednią zadaną siłą, jaka ma być wywierana na otoczenie. Wówczas ma zastosowanie czysta regulacja siłowa, w której wykorzystuje się sprzężenie od siły.

Pierwsze z zadań jest wykonywane przez regulator pozycyjny, gdzie istotnym parametrem jest odpowiednia dokładność nadążania przy przemieszczeniu tłoka siłownika, natomiast drugie zadanie realizuje regulacja siły i dostosowanie

serwonapędu do zidentyfikowanych warunków obciążenia. Oba regulatory wykorzystują technikę regulacji adaptacyjnej, co rozszerza obszar zastosowania sytemu na zachowania niestacjonarne, czyli takie gdzie następuje zmiana własności dynamicznych układu podczas pracy.

Literatura

- Dindorf R., Woś P.: Adaptive control of an electro-hydraulic servo-system. International Journal of Applied Mechanics and Engineering Vol.15, No 3, pp. 657-666, 2010.
- Dindorf R.: Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji napędów płynowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 2004.
- Jelali M, Kroll A.: Hydraulic Servo Systems Modelling. Identification & Control, Springer, 2003.
- 4. Katalog firmy Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics Hydraulic and Electronic Components.
- Milecki A.: Wybrane metody poprawy własności liniowych serwonapędów elektrohydraulicznych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1999.
- 6. Niederliński A. Mościński J. Ogonowski Z.: Regulacja adaptacyjna. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 1995.
- Pizoń A.: Elektrohydrauliczne analogowe i cyfrowe układy automatyki. WNT, Warszawa, 1995.
- Staniek R.: Pozycjonowanie elektrohydraulicznych napędów liniowych ze sprzężeniem hydraulicznym i mechanicznym. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1999.
- Woś P., Dindorf R.: Adaptacyjny regulator PID serwonapędu elektrohydraulicznego. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej Budowa i Eksploatacja Maszyn nr 11, s.315-320, 2008.
- Woś P., Dindorf R.: Problems of the adaptive control for electro-hydraulic servo-system. 5th Fluid Power Net International - PHD Symposium, pp.153-162, 2008.
- Woś P., Dindorf R., Wołkow J.: Synteza regulatora adaptacyjnego PID do serwonapędu elektrohydraulicznego, autor rozdz. w monografii - Biblioteka CYLINDER, Wydawnictwo Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, s.99-109, 2008.

Lokalizacja źródeł dźwięku w mikrozasilaczu hydraulicznym

Wacław Kollek, Piotr Osiński, Edward Palczak, Janusz Rutański – Politechnika Wrocławska

1. Wprowadzenie

Dynamiczny rozwój mikroelektroniki oraz mikromechaniki w ostatniej dekadzie stwarza nowe możliwości rozwoju mikroukładów płynowych, a w szczególności mikrohydrauliki. Jednoznaczne rozgraniczenie hydrauliki konwencjonalnej i mikrohydrauliki jest kwestią umowną. Autorzy przyjęli kryterium objętościowego natężenia przepływu, według którego elementy mikrohydrauliczne przystosowane są do przepływów małych od 2 do 50 cm³/s lub bardzo małych, poniżej 2 cm³/s. Niejednokrotnie elementy mikrohydrauliczne stosowane do przepływów małych określane są mianem elementów zminiaturyzowanych. Podzespoły robocze służące do nadawania energii hydraulicznej zakumulowanej w przetłaczanym czynniku posiadają wymiary rzędu kilku milimetrów, a w przypadku przepływów bardzo małych poniżej 2 cm³/s gabaryty mogą być jeszcze mniejsze.

Bezpośrednie powiązanie mikrohydrauliki z mikroelektroniką może zapewnić odpowiednie sterowanie i regulacje, które mogą nadawać płynącemu medium określone wartości ciśnienia czy też natężenia przepływu czynnika roboczego. Dzięki takiemu połączeniu elektroniki z mikrohydrauliką układy płynowe znajdują coraz szersze zastosowanie w wielu nowych dziedzinach techniki, w których do tej pory nie były stosowane.

Układy mikrohydrauliczne można podzielić ze względu na pełnioną funkcję na dwie grupy. Pierwszą grupę stanowią układy, w których ciekła substancja pełni rolę nośnika energii hydraulicznej zakumulowanej w przetłaczanym czynniku roboczym pomiędzy generatorem a odbiornikiem. Układy te, nazywane także hydrauliką zminiaturyzowaną, mają zastosowanie w napędach i sterowaniu małych maszyn i urządzeń. Ciśnienia robocze w tych układach dochodzą niejednokrotnie do ponad 40 MPa. Druga grupa układów mikrohydraulicznych stanowia układy, w których celem jest uzyskanie określonych parametrów cieczy. W układach tych nie następuje zazwyczaj zamiana energii hydraulicznej na mechaniczną (przykładowym zastosowaniem tego typu układów może stanowić np. precyzyjne dozowanie płynów). Największą zaletą konwencjonalnego i mikro napędu hydrostatycznego jest możliwość uzyskiwania dużej gęstości strumienia przekazywanej mocy. Przykładowo gęstość mocy dla pomp i silników hydrostatycznych może dochodzić nawet do 10 kW/kg, podczas gdy gęstość mocy przeciętnych silników elektrycznych kształtuje się na poziomie około 0,1 do 0,15 kW/kg. Elementy hydrostatycznego układu napędowego cechują się zatem zwartą budową oraz małą masą.

W konsekwencji możliwe jest wykonywanie znacznej pracy przy zachowaniu minimalnych wymiarów, znacznie mniejszych niż gdybyśmy użyli napędu elektrycznego bądź też pneumatycznego. Dodatkowo mała masa ruchomych elementów mikro hydraulicznych wpływa na małą bezwładność tych elementów. Skutkuje to możliwością rozwijania oraz zmiany prędkości odbiornika hydraulicznego, jakim jest siłownik lub silnik hydrostatyczny, w bardzo krótkim czasie. W konsekwencji możliwe jest bezuderzeniowe i czułe sterowanie mechanizmem w każdej fazie ruchu niezależnie od obciążenia.

Szczególnie istotną zaletą napędu hydrostatycznego jest proste i skuteczne ograniczenie obciążeń maksymalnych, jakie mogą występować podczas eksploatacji maszyny lub urządzenia. Oprócz wyżej wymienionych zalet układy hydrostatyczne mają jednak swoje wady, które szczególnie dają się zauważyć przy próbie ich miniaturyzacji. Napęd hydrostatyczny należy do napędu, który wymaga pierwotnego źródła energii, zazwyczaj silnika spalinowego lub elektrycznego. Źródła pierwotne energii zwiększają dodatkowo masę i gabaryty całej maszyny lub urządzenia. Ponadto, napęd hydrostatyczny cechuje się niższą sprawnością, dotyczy to w szczególności układów sterowanych dławieniowo [7].

Kolejny ważny aspekt to wpływ pulsacji ciśnienia i drgań poszczególnych elementów napędu na emisję hałasu do otoczenia. Sukcesywne obniżanie dopuszczalnych wartości normatywnych hałasu emitowanego przez maszyny i urządzenia może niejednokrotnie dyskwalifikować napęd hydrauliczny. Dlatego należy dołożyć wszelkich starań aby na etapie prototypu elementów i układów mikrohydraulicznych określić ich stan akustyczny.

W niniejszym rozdziale przedstawiono przykładowe wyniki badań dla mikro zasilacza hydraulicznego wykonanego w ramach projektu rozwojowego "Opracowanie nowych konstrukcji elementów mikrohydraulicznych i układów". Zamieszczone materiały przedstawiają kompleksowe podejście do problemu identyfikacji źródeł dźwięku w układach mikrohydraulicznych, a zatem mogą być użyteczne przy projektowaniu mikrozasilaczy, które ze względów eksploatacyjnych i ergonomicznych winny cechować się niską emisją hałasu do otoczenia.

2. Opis zestawu do pomiaru metodą przestrzennej transformacji pól dźwiękowych (STSF)

Schemat zestawu do pomiaru metodą holografii akustycznej przedstawiono na rysunku 1. Sygnał akustyczny odbierany był przez dwuwymiarową matrycę mikrofonową złożoną z trzydziestu sześciu ciśnieniowych mikrofonów skanujących B&K typ 4196 (MM). Mikrofony ułożone były w 2 kolumnach i 18 wierszach. Odległość pomiędzy mikrofonami wynosiła 10 cm. W każdym z mikrofonów wbudowany jest przedwzmacniacz. W następnym etapie wzmoc-

niony sygnał napięciowy przechodził przez filtry cyfrowe znajdujące się w analizatorze wielokanałowym B&K typ 3561 (PW). Otrzymane dane rejestrowano na dysku twardym stacji roboczej (KO). Liczba punktów pomiarowych uzależniona była od zakresu częstotliwości i wielkości badanego obiektu. W związku z tym w trakcie pomiarów zaszła konieczność sterowania położeniem mikrofonów skanujących. Za tę funkcję odpowiadał robot B&K typ 9655 (RO) podłączone do sterownika B&K typ 9655 (ST). Sterownik zarządzany był poprzez interfejs RS-232 i oprogramowanie B&K typ 7688 znajdujące się na stacji roboczej (KO). Dodatkowo w systemie znajdowało się sześć mikrofonów referencyjnych B&K typ 4196 (MR) umieszczonych w pobliżu głównego źródła hałasu, tj. silnika napędowego. Zadaniem tych mikrofonów było ustalenie funkcji koherencji pomiędzy akustycznym sygnałem skanującym i referencyjnym. Rozwiązanie takie pozwoliło na określenie, jaka część globalnego poziomu hałasu pochodzi od poszczególnych źródeł. Ponadto wprowadzenie sygnału referencyjnego umożliwiło określenie stacjonarności mierzonego sygnału mającego decydujący wpływ na końcowe wyniki pomiarów. Kalibrację poszczególnych torów pomiarowych przeprowadzono, pistonfonem typ 4228 firmy Brüel & Kjaer (KA).





KA – kalibrator natężenia B&K typ 3541, MR – mikrofony referencyjne B&K typ 4196; MM – matryca skanująca B&K typ WA0807 z mikrofonami B&K typ 4196; PW – przetwornik wielokanałowy B&K typ 3561; ST – sterownik robota B&K typ 9655; RO – robot pomiarowy B&K typ 9655; OB – obiekt badawczy; KO – stacja robocza HP z oprogramowaniem B&K typ 7688, DR – drukarka

3. Wyniki badań akustycznych prototypowego mikrozasilacza hydraulicznego

Metoda pomiaru STSF nie jest objęta wprost żadną z norm co wymagało od autorów opracowania indywidualnego programu pomiaru. Zachowane natomiast zostały oczywiście wszelkie procedury związane z użyciem specjalistycznej aparatury pomiarowej.

Przed rozpoczęciem pomiarów poddano kalibracji cały tor pomiarowy. Użyto do tego celu wzorcowego źródła ciśnienia akustycznego, pistonfon typ 4228 firmy Brüel & Kjaer o ściśle określonym poziomie $L_m = 124,4$ dB dla częstotliwości nominalnej $f_w = 250$ Hz. Poziom odniesienia dla pomiarów hałasu wynika z przyjętych wzorcowych wartości odpowiednio: ciśnienia akustycznego $p_o = 20 \ \mu Pa = 2 \ \cdot 10^{-5}$ Pa (0 dB), mocy akustycznej $P_o = 1 \ pW = 2 \ \cdot 10^{-12}$ W (0 dB) oraz natężenia dźwięku $I_o = 1 \ pW/m^2 = 2 \ \cdot 10^{-12}$ W/m² (0 dB).

Punktem wyjścia do określenia metodyki badań było wykonanie pomiarów hałasu w komorze pogłosowej. Podczas badań określono poziom ciśnienia i mocy akustycznej badanego obiektu dla dwóch różnych ciśnień tłoczenia $p_t = 10$ i 11MPa. Charaktery widm tercjowych ciśnienia akustycznego L_m dla każdego z ciśnień tłoczenia p_t były podobne. Występowały bowiem w głównej mierze składowe średnioczęstotliwościowe w paśmie od 1,25 do 3,15 kHz z dominującą składową dla 2 kHz.



Rys.2. Poziom ciśnienia akustycznego L_m badanego mikrozasilacza

Z punktu widzenia percepcji dźwięku oraz określonego maksymalnego poziomu mocy akustycznej skorygowanej wg krzywej ważonej A (L_{PA}) najbardziej dokuczliwe i uciążliwe są częstotliwości zawierające się paśmie od 1414 do 2828 Hz, a więc określonym przez oktawę o częstotliwości środkowej wy-

noszącej 2 kHz. Wynika to z niżej przedstawionego widma poziomu mocy akustycznej skorygowanego wg krzywej ważonej typu A (rys. 3). Wartość wymienionej oktawy kształtuje się na poziomie 65 dB(A). Na tej podstawie ustalono nieco szerszy zakres pomiarowy dla holografii akustycznej, tj. od 350 Hz do 3250 Hz, a także przyjęto najwęższą możliwą szerokość pasma dla filtrów cyfrowych, tj. 50 Hz.



Warunki akustyczne miejsca pomiarowego, zapewniały możliwość wykonywania pomiarów w tzw. polu bliskim. W celu określenia poziomu zakłóceń przyjętego miejsca pomiarowego przed rozpoczęciem pomiarów jak też po ich zakończeniu określono poziomu hałasu otoczenia. Określony poziom tła wynosił 35,7 dB(A). Stwierdzono zadowalającą różnicę (ponad 10 dB(A)) pomiędzy poziomem tła akustycznego miejsca pomiarowego, a poziomem hałasu wytwarzanego przez zasilacz.

W celu zapewnienia stacjonarnego charakteru emitowanego hałasu do otoczenia w trakcie pomiaru, pompa w badanym zasilaczu pracowała przy zachowaniu stałych parametrów pracy, tj. ciśnienie tłoczenia wynosiło 11 MPa, a temperatura oleju kształtowała się na poziomie 40±1°C.

W trakcie pomiaru płaszczyzny pomiarowe znajdowały się w odległości 5 cm od obiektu. Badania wykonano dla płaszczyzn pomiarowych wokół badanego zasilacza (rys. 4 i 5). W rozdziale przytoczono wyniki dla płaszczyzny pomiarowej znajdującej się od frontu badanego zasilacza (budowę prototypowego mikrozasilacza opisano w publikacji [7]). Gabaryty płaszczyzny pomiarowej oraz rozdzielczość skanowania spełniała wymogi związane z założonym wyżej zakresem pomiarowym.



1 – mikropompa zębata, $q_p = 0,25 \text{ cm}^3/\text{obr}$, 2 – silnik elektryczny, 3 – zawór odcinający, 4 – manometr, 5 – zbiornik, 6 – blok zaworowy, 7 – mikrozawór maksymalny, 8 – nastawny mikrozawór dławiący, 9 – nastawny mikrozawór dławiący, 10 – filtr, 11 – zbiornik

W trakcie badań zarejestrowano stacjonarny sygnał akustyczny dla tzw. płaszczyzny pomiarowej. W kolejnym etapie przeprowadzono obliczenia numeryczne wykorzystujące algorytm przestrzennej transformacji pól dźwiękowych. Algorytm bazując na wyznaczonym polu wektorowym oraz uwzględniając kierunek propagacji fali akustycznej pozwala na określenie dowolnych wielkości akustycznych w przestrzeni. Ponieważ celem badań było określenie dróg emisji hałasu do otoczenia, w związku z tym obliczenia i graficzną wizualizację wyników przeprowadzono dla płaszczyzny źródłowej. Zdefiniowana płaszczyzna źródłowa odsunięta jest o 5 cm od płaszczyzny pomiarowej i pokrywa się z powierzchnią zbiornika zasilacza. Przeprowadzone pomiary i obliczenia numeryczne umożliwiły:

- wyznaczenie poziomu mocy akustycznej L_P [dB] w paśmie od 350 do 3250 Hz,
- wyznaczenie korygowanego według krzywej ważonej A poziomu mocy akustycznej L_{PA} [dB] w paśmie od 350 do 3250 Hz,
- wyznaczenie widma poziomu mocy akustycznej L_P [dB] w paśmie od 350 do 3250 Hz,
- wyznaczenie poziomu natężenia dźwięku L_l [dB] dla j pasm o szerokości 50 Hz w zakresie pomiarowym od 350 do 3250 Hz.



Rys.6. Widmo poziomu mocy akustycznej badanego prototypu mikrozasilacza dla płaszczyzny źródłowej

W wyżej przedstawionym widmie o stałej bezwzględnej szerokości pasma (rys. 6) można wyróżnić następujące dominujące częstotliwości: 350, 600, 950, 1200, 2000, 2550, 2650 i 3000 Hz. W kolejnym etapie przeprowadzono analizę rozkładu natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej w funkcji wytypowanych częstotliwości. Poniżej przedstawiono mapy obrazujące długość wektora natężenia dźwięku, takie zobrazowanie pozwala na przeprowadzenie lokalizacji źródeł dźwięku i przyporządkowanie odpowiedniej częstotliwości do miejsca, z którego następuje wypromieniowanie fali akustycznej do otoczenia. W wyniku przeprowadzonej lokalizacji określono następujące miejsca generacji dźwięku:

- 350 Hz blok zaworowy oraz kolektor hydrauliczny wraz z częścią instalacji (rys. 7),
- 600 Hz wylot z zaworu dławiącego (rys. 8),
- 950 Hz zawór dławiący, hałas aerodynamiczny wentylatora chłodzącego silnik, obudowa zbiornika w rejonie pompy (rys. 9),
- 1200 Hz płaszczyzna zbiornika na wysokości pompy zębatej (rys. 10),
- 2000 Hz obudowa silnika w rejonie puszki elektrycznej (rys. 11),
- 2550 Hz przyłącze kołnierzowe obudowy silnika, zawór dławiący (rys. 12),
- 2650 Hz przyłącze kołnierzowe obudowy silnika (rys. 13),
- 3000 Hz centrum obudowy silnika elektrycznego (rys. 14),



Rys.7. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej f = 350 Hz



Rys.8. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej f = 600 Hz



Rys.9. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej f = 950 Hz



Rys.10. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej f = 1200 Hz



Rys.11. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej f = 2000 Hz



Rys.12. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej f = 2550 Hz



Rys.13. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej f = 2650 Hz



Rys.14. Rozkład natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej f = 3000 Hz

4. Podsumowanie i wnioski

Wyżej przedstawione mapy rozkładu natężenia dźwięku na powierzchni źródłowej wskazują na występowanie dwóch podstawowych czynników powodujących powstawania drgań dźwiękotwórczych w badanym obiekcie. Pierwszy czynnik to grupa źródeł hałasu związanych z pracą silnika elektrycznego. Możemy wyróżnić tutaj cztery źródła zlokalizowane bezpośrednio na obudowie silnika określone dla częstotliwości 2000, 2550, 2650 i 3000 Hz oraz jedno źródło związane z pracą wentylatora chłodzącego uzwojenie silnika dla 950 Hz (znajdujące się kilka centymetrów ponad silnikiem elektrycznym). Poziom mocy wypromieniowanej dla tej grupy źródeł dochodzi do ponad 45 dB. Drugi czynnik wpływający na globalny poziom mocy wypromieniowanego hałasu to drgania dźwiękotwórcze związane z pracą układu hydraulicznego, możemy wyodrębnić tutaj dwa źródła niskoczęstotliwościowe 350, 600 i 950 Hz (kolektor hydrauliczny, blok zaworowy oraz powierzchnia zbiornika w rejonie mikropompy zębatej [8]) oraz jedno źródło średnioczęstotliwościowe dla 1200 Hz (płaszczyzna zbiornika na wysokości mikropompy zębatej [8]). Poziom mocy wypromieniowanej przez źródła stanowiące elementy układu hydraulicznego (kolektor hydrauliczny, blok zaworowy, zawór dławiący oraz zbiornik hydrauliczny) jest niższy przeciętnie o około 10 dB.

W związku z powyższym najgłośniejszym elementem jest elektryczny silnik napędowy. Elementy mikrohydrauliczne nie generują dźwięków dominujących. Zatem z punktu widzenia głośności pracy urządzeń opartych na elementach mikrohydraulicznych należy skoncentrować się w głównej mierze na obniżeniu hałasu emitowanego do otoczenia przez napęd elektryczny.

Literatura

- Kollek W., Osiński P.: Ocena przydatności energetycznych metod pomiarowych do identyfikacji źródeł dźwięku w urządzeniach hydraulicznych. Inżynieria maszyn Rok 11, Zeszyt 2-3, 2006. Rozwój maszyn i urządzeń hydraulicznych, Wrocław 2006.
- Kollek W., Osiński P.: Zastosowanie metod energetycznych w diagnozowaniu stanu akustycznego maszyn i urządzeń. XII Konferencja Naukowo-Techniczna: "Napęd, Sterowanie, Automatyzacja Maszyn Roboczych i Pojazdów", WAT, Warszawa 2000.
- Kollek W., Osiński P.: Możliwość diagnozowania i identyfikacji maszyn holografią akustyczną. Napęd i Sterowanie 2001. VII Seminarium towarzyszące VII Targom Producentów, Kooperantów i Sprzedawców Zespołów Napędowych i Układów Sterowania, Gdańsk 2001.
- 4. Kollek W., Osiński P.: Zastosowanie holografii akustycznej w diagnozowaniu maszyn i urządzeń. Napęd i Sterowanie 3(23)/2001.
- Kollek W., Osiński P.: Diagnozowanie maszyn i urządzeń hydraulicznych metodą holografii akustycznej. Konferencja towarzysząca 73 Targom Technologii Przemysłowych i Dóbr Inwestycyjnych. Hydropneumatica. Poznań 2001.
- Kollek W., Osiński P., Wilczyński A.: Budowa stanowisk do pomiaru układów mikrohydraulicznych. Sprawozdanie nr S-08/2011 Politechnika Wrocławska, Wrocław 2011.
- Kollek W., Osiński P., Rutański J., Kudźma Z., Stosiak M., Łomotowski G., Wilczyński A.: Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2011.
- Kollek W., Osiński P., Wilczyński A., Brzeziński T.: Dokumentacja konstrukcyjna mikropompy zębatej Sprawozdanie S-09/2011 Politechnika Wrocławska, Wrocław 2011.

- 9. Dindorf R., Wołkow J.: Mikrohydraulika w pojazdach samochodowych. Teka Komisji Naukowo-Problemowej Motoryzacji Tom 20, rok 2000.
- 10. Dindorf R., Wołkow J.: Mikrohydraulika. Hydraulika i Pneumatyka nr 6/1999.
- 11. Dindorf R., Wołkow J.: Mikroukładu płynowe. Mikrohydraulika. IX Konferencja "Badanie, Konstrukcja, Wytwarzanie, Eksploatacja Układów Hydraulicznych" CYLINDER'99, Zakopane 1999.

Ekspercki system monitoringu i diagnostyki pomp wirowych średniociśnieniowych

Bogusław Hupa, Krzysztof Nieśpiałowski – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wstęp

System monitoringu i diagnostyki pomp MDP to predykcyjny system ekspercki przetwarzający wyniki pomiarów wybranych parametrów pracy na informacje użyteczne dla służb utrzymania ruchu i komórek nadzoru pracy pomp.

Z pobieżnych analiz wynika, że w kraju eksploatuje się kilka tysięcy pomp średniociśnieniowych. Koszt eksploatacji pompy na zasadzie "praca do awarii" jest około dwukrotnie większy od nakładów na eksploatację z remontami prewencyjnymi, uzasadnionymi skalkulowaną oceną stanu technicznego pompy [3]. Koszt remontu pompy średniociśnieniowej po awarii jest wysoki i wynosi nawet do 20÷25% kosztu zakupu nowej maszyny. Krótkie okresy między remontami prewencyjnymi, bazujące tylko na czasie pracy pompy, bez oparcia o bieżącą ocenę stanu technicznego, zwiększają koszty eksploatacji pompy o około 10÷15% [3]. System MDP pozwoli zminimalizować nakłady na utrzymanie pomp we właściwym stanie technicznym.

Wykorzystując podstawowe zasady "sztucznej inteligencji", system MDP na podstawie dynamicznych pomiarów pewnych parametrów pracy, pozwoli określić (z odpowiednim wyprzedzeniem czasowym) możliwość wystąpienia awarii pompy, zdiagnozować prawdopodobne przyczyny jej powstania, wskazać środki zaradcze, a także na bieżąco pozwoli ocenić stan techniczny pompy. Dzięki temu możliwe będzie prognozowanie remontów. System MDP poważnie ograniczy (lub pozwoli wyeliminować) konieczność korzystania z ocen eksperckich w trakcie eksploatacji, co zmniejszy koszty eksploatacji pompy. Rola służb utrzymania ruchu pompy sprowadzi się do realizacji komunikatów generowanych przez system. Czas opracowania diagnozy przez system MDP będzie zdecydowanie krótszy niż czas wykonania diagnozy pompy przez wykwalifikowanego diagnostę [3].

2. Funkcje systemu MDP

System MDP, z zachowaniem trójstopniowego poziomu zagrożenia awarią, będzie cechować:

- diagnostyka stanu technicznego pompy i plan remontów,
- sygnalizacja konieczności wymiany oleju,
- sygnalizacja konieczności wymiany tulei ochronnej wału,
- informacja o konieczności regulacji dławnicy i o wymianie szczeliwa,

- ostrzeganie o przytarciach w pompie lub zaciśniętym szczeliwie w dławnicy,
- ostrzeganie przed pracą przy zamkniętej zasuwie na króćcu tłocznym pompy,
- sygnalizacja niewłaściwego kierunku obrotów pompy,
- prognozowanie zużycia elementów części przepływowej,
- ostrzeganie o wystąpieniu oblodzenia pompy,
- wykrywanie zapowietrzenia pompy,
- sprawdzanie warunków ssania pompy,
- wykrywanie zagrożenia kawitacją zaczątkową lub rozwiniętą,
- reagowanie na obniżenie parametrów pracy wynikające ze zużycia jej elementów,
- wykrywanie w pompie przepływów o charakterze tętniącym,
- kontrola pracy łożysk,
- diagnozowanie przyczyn drgań pompy,
- sygnalizowanie sprawności z poza zalecanego zakresu,
- diagnozowanie nadmiernego poboru mocy,
- wyświetlanie na bieżąco głównych parametrów pracy pompy,
- umożliwienie korzystania z pakietu pomocy "Help" w celu interpretacji wyświetlanych komunikatów.

Odpowiednio oprogramowany procesor systemu MDP prowadzać będzie ciągłą analizę bieżących wyników pomiarów parametrów pracy, porównując je z danymi bazowymi oraz analizując zmienność wybranych parametrów w całym okresie pracy pompy. Wyniki analizy i ocena stanu pompy będą automatycznie przekazywane służbom utrzymania ruchu i komórkom nadzoru w formie odpowiednio generowanych komunikatów lub w formie wyświetlania krótkich instrukcji określających działania, które należy podjąć dla przywrócenia prawidłowej pracy pompy i osiągnięcia wymaganych parametrów pracy.

3. Wytyczne do projektowania systemu MDP

Przyjęto, że system MDP zostanie opracowany dla pomp wirowych średniociśnieniowych. Opracowanie poprawnie działającego systemu wymagać będzie przeprowadzenia następujących prac:

- utworzenia zespołu ekspertów,
- opracowania zbioru parametrów krytycznych dla danej pompy (zbiór wczytywany będzie jednorazowo do "czarnej skrzynki" systemu MDP),
- opracowania algorytmów opisujących stany pracy pompy, z powołaniem się na numer komunikatu odpowiedniego dla danego stanu pracy pompy,
- opracowania zbioru komunikatów o stanie i parametrach pracy pompy,
- opracowania dostępnego, podręcznego "Help'u" dla danej grupy pomp,

- ustalenia rozmieszczenia (wraz z doborem) czujników pomiarowych dla potrzeb systemu MDP,
- opracowania schematów modułu do zczytywania, przetwarzania i archiwizacji danych z pomiarów oraz do sterowania wyświetlaniem odpowiednich informacji na ekranie monitora systemu,
- wykonania i badania prototypu urządzenia,
- walidacji systemu MDP.

4. Opis systemu

Przeprowadzone badania eksploatacyjne pomp wirowych średniociśnieniowych wykazują, że ponad 90% awarii lub niesprawności pomp są to przypadki typowe, pozwalające określić przyczyny ich powstawania. Zależności te można opisać równaniami matematycznymi, w oparciu o "sztuczną inteligencję" i wprowadzić do algorytmów diagnostyki pompy. Wykorzystane to zostanie przy tworzeniu systemu Monitoringu i Diagnostyki Pomp (MDP).

Zawarta w systemie MDP funkcja diagnostyki pompy, realizowana na podstawie analizy wyników pomiarów i w oparciu o charakterystyczne wartości krytyczne wielkości mierzonych, pozwoli automatycznie zdiagnozować pompę. W tym celu wykorzystywane będą wartości krytyczne wielkości mierzonych, które są dodatkowo uściślane dla danej pompy. Przekroczenie ustalonych wartości krytycznych lub zaistnienie niekorzystnej kombinacji tych wartości może wskazać możliwość wystąpienia awarii lub istotnego obniżenia parametrów pracy pompy. Wartości krytyczne wielkości mierzonych będą ustalane dla danej grupy pomp, na podstawie wyników badań stanowiskowych oraz eksploatacyjnych. Zbiór tych wielkości stworzył układ odniesienia przy opracowywaniu algorytmów diagnostyki pompy.

Diagnostyki stanu technicznego pompy realizowane przez system MDP pozwolą, z dużą wiarygodnością, wydłużyć okresy międzyremontowe. Wymagać to będzie ciągłej analizy wyników z około 20 czujników pomiarowych umieszczonych w wybranych punktach pomiarowych pompy (rys. 1). Diagnostyka wypracowana w oparciu o wielokanałową analizę danych pomiarowych, będzie gwarantować wysoką wiarygodność już po krótkim okresie eksploatacji pompy. Zgromadzone dane ułatwią rozpoznanie i ocenę stanu technicznego pompy oraz pozwolą zaproponować wybór właściwych działań, w celu uniknięcia awarii pompy. System MDP posiadać będzie opcję gromadzenia informacji dotyczących pracy pompy w całym jej okresie eksploatacji.

Dla potrzeb diagnostyki pompy wykorzystane zostaną następujące zasady:

- system jest zawsze skonfigurowany dla potrzeb rozpatrywanej pompy (o konkretnym numerze fabrycznym),
- pomiary przeprowadzane są w całym okresie pracy pompy,

- archiwizowane wyniki pomiarów mogą być częściej odczytywane w przypadku występowania stanów ocenianych przez system MDP jako "przed awaryjne",
- unifikacja sprzętu i metod pomiarów w całym okresie pracy pompy,
- wyniki analiz odnoszone są do parametrów fabrycznie nowej pompy,
- trójpoziomowy podział istotności komunikatów.

4.1. Mierzone wielkości

Dla pomp wirowych średniociśnieniowych, pomiary niezbędnych parametrów wymagają zastosowania około 20 czujników, z których sygnały analogowe przetwarzane będą na sygnały cyfrowe, analizowane dalej w procesorze systemu.

W czasie pracy pompy na potrzeby systemu MDP rejestrowane będą wielkości:

- wydajność dla układów wyposażonych w przepływomierz, system wykorzystywać będzie sygnał z przepływomierza, natomiast dla układów pompowych nie posiadających przepływomierza, aktualna wydajność pompy będzie wyznaczana pośrednio, na drodze obliczeń,
- ciśnienia mierzone w króćcu ssawnym i tłocznym pompy oraz za pierwszym stopniem pompy,
- poziom cieczy/oleju mierzony będzie poziom oleju w komorze łożyska po stronie ssawnej i tłocznej oraz poziom cieczy pompowanej w czterech charakterystycznych punktach pompy,
- temperatura mierzona będzie temperatura oleju w komorach łożyskowych, wody chłodzącej na wypływie z chłodnicy łożysk, temperatura cieczy pompowanej na dopływie i wypływie z pompy oraz temperatura powietrza otoczenia,
- czas pracy pompy mierzony będzie czas pracy pompy od momentu zainstalowania, od ostatniego włączenia pompy, czas od ostatniej wymiany oleju w łożyskach oraz okresy czasu między remontami pompy,
- moc na wale pompy określana będzie pośrednio, na drodze obliczeń, w oparciu o pomiar mocy elektrycznej silnika napędowego,
- prędkość obrotowa mierzona będzie prędkość obrotowa wału pompy,
- drgania mierzona będzie prędkość drgań obudowy łożyska ssawnego i tłocznego.

4.2. Bloki decyzyjne układu diagnostyki - komunikaty

W zależności od stopnia zużycia pompy, można jej nadać "status" zagrożenia awarią:

<u>ZIELONY</u> – nie występuje przekroczenie żadnej z wartości krytycznych, - na ekranie wyświetlany jest: np.: komunikat: "Aktualne parametry pracy pompy wynoszą:..."



Rys.1. Przekrój pompy wirowej średniociśnieniowej z zaznaczonymi punktami pomiarowymi [1]

1 – ciśnienie na króćcu tłocznym, 2 – ciśnienie na króćcu ssawnym, 3 – ciśnienie w przewale pierwszego stopnia, 4 – poziom oleju w komorze łożyska po stronie ssawnej, 5 – poziom cieczy w komorze dławnicy ssawnej, 6 – poziom cieczy w pierwszym stopniu, 7 – poziom oleju w komorze łożyska "tłocznego", 8 – poziom cieczy w komorze dławnicy tłocznej, 9 – poziom cieczy w kadłubie, 10 – temperatura oleju w komorze łożyska "ssawngo", 11 – temperatura wody w chłodnicy łożyska "ssawnego", 12 – temperatura cieczy na dopływie, 13 – temperatura oleju w komorze łożyska "tłocznego", 14 – temperatura wody w chłodnicy łożyska "tłocznego", 15 – temperatura cieczy na wypływie, 16 – prędkość obrotowa pompy, 17 – prędkość drgań obudowy łożyska po stronie ssawnej, 18 – prędkość drgań obudowy łożyska po stronie tłocznej

<u>ŻÓŁTY</u> – występuje przekroczenie co najmniej jednej z wartości krytycznych możliwa praca pompy - nie występuje realne zagrożenie wystąpienia awarii. Na ekranie wyświetlane są (z odpowiednim wyprzedzeniem czasowym) komunikaty informacyjno-ostrzegawcze, z podaniem prawdopodobnej przyczyny niesprawności wraz ze wskazaniem sposobu rozwiązania problemu.

<u>CZERWONY</u> – wystąpiło znaczne przekroczenie co najmniej jednej z wartości krytycznych - występuje znaczne obniżenie parametrów pracy pompy lub dalsza praca pompy grozi awarią. Na ekranie wyświetlane będą komunikaty dotyczące awarii, wraz z diagnozą prawdopodobnych przyczyn awarii oraz przedstawieniem sposobu jej usunięcia. W skrajnie niebezpiecznych sytuacjach system MDP spowoduje wyłączenie pompy i wyświetli na monitorze procedury obowiązującego postępowania.

W oparciu o opracowane algorytmy diagnostyki, system MDP będzie wykonywać na bieżąco diagnostykę techniczną pompy i prezentować informacje o aktualnych parametrach pracy lub komunikaty dotyczące anomalii w pracy pompy. W zależności od aktualnego statusu zagrożenia awarią – na ekranie monitora zaświeci się dioda sygnalizacyjna w odpowiednim kolorze. W przypadku wystąpienia stanów mogących stanowić zagrożenie dla ludzi lub mienia, system awaryjnie wyłączy pompę, a komunikat uprzedzi o tym obsługę. Wówczas wyświetlany będzie sygnał "czerwony pulsujący".

4.3. Budowa sterownika

Sterownik systemu będzie wspólny dla wszystkich grup pomp. Różnice w systemie pomiarowym dotyczyć będą głównie liczby i rodzaju czujników pomiarowych oraz oprogramowania procesora.



Rys.2. Schemat blokowy sterownika systemu MDP [1]

System umożliwiać będzie przesyłanie komunikatów do służb utrzymania ruchu i służb nadzoru, przy wykorzystaniu klasycznej telefonii komórkowej (rys. 3).



Rys.3. Schemat działania systemu MDP z funkcją GSM [1]

4.4. Uniwersalny moduł wejściowy

Moduł wejściowy (sterownik mikroprocesorowy) systemu MDP będzie miał modułową budowę wejść pozwalających na odczyt wielkości mierzonych w dowolnej konfiguracji. Modułowa budowa sterownika zapewni uniwersalność zastosowań oraz możliwość szybkiej adaptacji sterownika do dowolnego nowego systemu MDP. Czujniki pomiarowe wykorzystywane przez system będą miały wyjścia sygnału: prądowe, napięciowe, rezystancyjne, termoelektryczne, impulsowe lub dwustanowe.

4.5. Algorytmy diagnostyki

Opracowane, w formie zależności matematycznych, algorytmy diagnostyki, wraz z opracowanymi dla potrzeb systemu MDP bazami danych, pozwolą rozpoznać i ocenić stan techniczny pompy na podstawie analizy mierzonych parametrów.

5. Podsumowanie

- System MDP przeznaczony będzie do przetwarzania wyników pomiarów wybranych parametrów pracy na informacje użyteczne dla służb utrzymania ruchu i komórek nadzoru pracy pompy.
- Na podstawie analizy wyników pomiarów, wykorzystując zasady "sztucznej inteligencji", system przeprowadzi diagnozę techniczną pompy, prezentując wyniki i prognozując możliwość wystąpienia awarii. Określi prawdopodobne przyczyny zagrożeń, wskaże środki zaradcze, a także wyznaczy optymalny czas przeprowadzenia remontu.
- System MDP pozwoli zminimalizować nakłady na utrzymanie pomp w właściwym stanie technicznym i uprościć procedury utrzymania ruchu pompy.
- Obsługa pompy z zastosowanym eksperckim systemem MDP w większości wypadków sprowadzi się do wykonywania poleceń zgodnie z wyświetlanymi komunikatami.

 Opracowane dla diagnostyki zależności (wzory matematyczne) wiążące stopień zużycia elementów pompy relacjami z aktualnymi parametrami pracy danej pompy w korelacji z opracowaną bazą parametrów krytycznych mają charakter nowatorski.

Literatura

- 1. Praca nie publikowana: System monitoringu i diagnostyki pomp. KOMAG, Gliwice 2010.
- 2. Praca nie publikowana: Monitoring i diagnostyka pomp średniociśnieniowych. KOMAG, Gliwice 2011.
- 3. Nowicki R.: Zależności między strategią utrzymania ruchu, rodzajem systemu monitorowania i niezawodnością maszyn wirujących. Pompy Pompownie 1/2011.

System monitorowania ilościowego zużycia mediów nieelektrycznych

Adam Broja, Andrzej Halama – Instytut Technik Innowacyjnych EMAG

1. Wstęp

Reguły gospodarki wolnorynkowej zmuszają zakłady górnicze do systematycznego obniżania kosztów produkcji. Prowadzi to do coraz większego zapotrzebowania zakładów górniczych na zintegrowane systemy nadzoru procesu produkcyjnego, które tworzone są przede wszystkim ze względu na bezpieczeństwo ruchu zakładu górniczego, jak i zatrudnionych w nim pracowników. Jednym z elementów procesu produkcyjnego w zakładzie górniczym jest szeroko rozumiana gospodarka energetyczna.

Katowicki Holding Węglowy SA (KHW) począwszy od drugiej połowy lat 90. prowadzi aktywną politykę racjonalizacji zużycia energii we wszystkich swych kopalniach. Pod pojęciem "energia" w KHW występują: energia elektryczna i cieplna, sprężone powietrze, woda pitna i p.pożarowa oraz emulsja wodno-olejowa.

Pierwszym krokiem w dziedzinie poszanowania/racjonalizacji zużycia mediów energetycznych było opracowanie i wdrożenie nowej strategii Zarządzania Energią w KHW. W KHW przyjęto, że "*zarządzanie energią to proces ciągłej i systematycznej kontroli zużycia energii zgodnie z uprzednio przygotowanym planem w celu minimalizacji kosztów, przy zachowaniu parametrów produkcji*" [2]. Zarządzanie energią tym różni się od programów oszczędnościowych, że jest nie tylko o wiele szersze tematycznie, ale jednocześnie nie ma znamion akcyjności.

Głęboka analiza procesów w zarządzaniu mediami pozwoliła na wysunięcie wniosku o potrzebie wdrożenia w KHW programu: "*aktywnego dobowego controllingu ilościowo-jakościowego zużycia mediów*" [1].

KWK "Staszic" od wielu lat jest w czołówce kopalń wprowadzających najnowszą technikę, zarówno w zakresie maszyn i wyposażenia elektrycznego, jak i monitorowania ich pracy. Kopalnia "Staszic", realizując przyjętą w KHW politykę racjonalizacji zużycia mediów, jest zleceniodawcą rozpoczętego 2006 r. projektu celowego pt. "System monitorowania mediów technologicznych dla racjonalizacji gospodarki mediami i poprawy efektywności ekonomicznej ko-palni", którego wykonawcą badań stosowanych i prac rozwojowych jest Instytut Technik Innowacyjnych EMAG.

Głównym celem projektu było opracowanie i wdrożenie w KWK "Staszic" systemu nadzoru i monitorowania mediów technologicznych wraz z systemem doradczym zainstalowanym na powierzchniowych stanowiskach komputerowych. Dominującą część zaprojektowanego systemu stanowi pomiar zużycia mediów nieelektrycznych w podziemnych i naziemnych sieciach sprężonego powietrza, wody pitnej i przemysłowej oraz emulsji.

2. Monitorowanie zużycia mediów nieelektrycznych

System nadzoru i monitorowania zużycia mediów nieelektrycznych jest zestawem urządzeń zwanych "koncentratorami", które poprzez interfejsy komunikacyjne połączone są linią transmisyjną z serwerem systemu, który zainstalowany został w pomieszczeniu serwerowni znajdującym się w rozdzielni głównej 110/6 kV. W sterownikach koncentratorów zainstalowana jest aplikacja programu, która umożliwia gromadzenie informacji o przepływach, a następnie przekazywanie ich do serwera, co w rezultacie pozwala obsłudze systemu na śledzenie i odczytywanie prezentowanych na monitorze informacji o zużyciu poszczególnych mediów. Konfigurację zaprojektowanego dla KWK "Staszic" systemu nadzoru i monitorowania zużycia mediów nieelektrycznych przedstawia rysunek 1.

System w zakresie monitorowania mediów nieelektrycznych dla każdego zainstalowanego punktu pomiarowego umożliwia:

- odczyt ciśnienia medium w rurociągu,
- odczyt przepływu chwilowego,
- odczyt przepływu całkowitego (licznik),
- odczyt temperatury medium (dla sprężonego powietrza),
- sporządzanie bilansów zużycia mediów,
- archiwizacji i prezentacji wykresów wielkości analogowych i binarnych.

Na terenie kopalni monitorowane są parametry trzech mediów technologicznych: powietrza, wody i emulsji. Z uwagi na to, że do pomiaru parametrów wody, jak i emulsji można zastosować urządzenia pomiarowe tego samego typu, zastosowane metody pomiarowe można podzielić na dwa rodzaje:

- metoda pomiaru parametrów powietrza sprężonego,
- metoda pomiaru parametrów cieczy (wody, emulsji).

2.1. Sprężone powietrze

W układach sprężonego powietrza rolę przepływomierza oraz czujnika ciśnienia pełni moduł detektorów typu CPO-1 MD. Moduł ten z wykorzystaniem kryzy pomiarowej I klasy dokładności, mierzy trzy wielkości:

- różnicę ciśnienia statycznego (przed i za kryzą),
- ciśnienie bezwzględne,
- temperaturę medium.

Sygnały pomiarowe z modułu detektorów są sczytywane przez koncentrator i przeliczane na jednostki fizyczne. Wszystkie dane dotyczące pomiaru można odczytać na lokalnym wyświetlaczu panelu operatorskiego koncentratora.



W przypadku rurociągów o średnicy 400 mm pomiar ciśnienia różnicowego oraz ciśnienie bezwzględne dokonywane jest poprzez rurkę uśredniającą z uwzględnieniem zmiany oprogramowania w module sczytującym koncentratora (obliczanie wydatku). W żadnym stopniu nie zmienia to działania modułów, należy tylko dobrać zakresy pomiarowe detektora ciśnienia różnicowego oraz dopasować współczynnik przepływu dla rurki uśredniającej.

2.2. Woda i emulsja wodno-olejowa

Do pomiaru płynów "prądoprzewodzących" na powierzchni służą przepływomierze firmy ENKO. Idea pracy przetwornika przepływomierza opiera się o zasadę pomiaru siły elektromotorycznej indukowanej w przewodniku poruszającym się w polu magnetycznym. Przetwornik sczytuje dane pomiarowe i zamienia je na wielkości fizyczne.

Pomiar ciśnienia realizowany jest za pomocą przetworników ciśnienia firmy EMAG. Przetwornik połączony jest z lokalnym koncentratorem. Za pomocą pulpitu operatorskiego koncentratora możliwe jest konfigurowanie przepływomierza elektromagnetycznego, odczyt jego wartości pomiarowych oraz wyznaczanie statusów wartości pomiarowych.

3. Symulacja i kontrola wskazań czujnika CPO-1

W celu uzyskania poprawności wskazań urządzeń pomiarowych zainstalowanych w punktach pomiarowych instalacji sprężonego powietrza w niniejszej pracy dokonano dodatkowych pomiarów oraz bilansów medium nieelektrycznych dla oszacowania poprawności wyników obliczeń. Wykorzystano w tym celu zakupiony przez ITI EMAG program TN-flow realizatorstwa pani Teresy Niederlińskiej do obliczania zwężek pomiarowych oraz strumienia przepływu. Program ten oblicza strumień przepływu medium według kilku norm. Do obliczeń wybrano polską normę PN-EN ISO 5167.

Oprócz wyżej wymienionego programu, na podstawie normy i wzorów dostępnych w literaturze wykonano program symulacyjno-obliczeniowy przepływu strumienia powietrza w kopalnianej sieci sprężonego powietrza dla wszystkich powierzchniowych i dołowych punktów pomiarowych.

Symulację opracowano w dwóch programach:

- Geni-DAQ firmy Advantech dla symulacji wstępnej,
- WinCC flexible 2008 firmy SIEMENS dla obliczenia wskaźnika przepływu.

3.1. Opis obliczeń według GeniDAQ

Program zrealizowano w skrypcie (język BASIC) umożliwiającym obliczenia matematyczne wszystkich wymaganych danych do wyznaczenia strumienia objętości przepływu powietrza w rurociągu. Wynik obliczeń podawany

jest zawsze dla stanu normalnego gazu, czyli odpowiadający następującym parametrom fizycznym powietrza:

- ciśnienie absolutne Pa = 101325 Pa,
- temperatura $T = 0^{\circ}C$.

w odniesieniu do gazu suchego.

W programie zastosowano iteracyjne wyznaczenie wskaźnika przepływu *a* w celu porównania z programem TN-flow i obliczeniami na podstawie norm: PN-EN ISO 5167-1 oraz PN-EN ISO 5167-2.

Wskaźnik przepływu a wyznaczany jest dla współczynnika przepływu C, modułu zwężki pomiarowej β , liczby ekspansji ε oraz przewężenia na kryzie d.

W celu oszacowania strumienia przepływu V^* (w normie oznaczenie: q_V) należy dla każdego punktu pomiarowego wprowadzić następujące dane:

- różnicę ciśnienia Δp [kPa] zmierzoną na kryzie,
- ciśnienie absolutne p_a [kPa] w rurociągu,
- temperature T [°C] medium powietrza,
- przewężenie kryzy d [mm],
- średnicę wewnętrzną rurociągu D [mm].

W wyniku obliczeń otrzymamy:

- moduł zwężki beta,
- gęstość medium,
- strumień przepływu oznaczony jako wydatek normalny powietrza,
- wskaźnik przepływu do wpisania w ustawieniach pulpitu operatorskiego Pop-1.



Rys.2. Przykładowe plansze wpisania danych do obliczenia wstępnego współczynnika przepływu *a*

3.2. Opis obliczeń według WinCC flexible

Obliczenia symulacyjne wskaźnika przepływu oraz wielkości strumienia objętości powietrza w rurociągu sprężonego powietrza zostały zaprezentowane na planszy zbiorczej, aby można było porównać obliczone wartości.

Dodatkowo wprowadzono sumę przepływu (wydatku znormalizowanego) na poszczególnych nitkach łączących, w których jest możliwość zsumowania obliczonych wartości.

Pozwala to na weryfikację zmierzonych danych z czujników CPO-1MD oraz obliczeń wykonanych za pomocą pulpitu operatorskiego POp-1.

Na tej podstawie oszacowano wskaźniki przepływu dla wszystkich punktów pomiarowych realizowanych na kryzie komorowej:

- punkt P02 => zwężka 309,7/230 => a = 13,24;
- punkt P04 => zwężka 206,5/120 => a = 3,158;
- punkt P05 => zwężka 206,5/100 => a = 2,113;
- punkt P06 => zwężka 159,3/115 => a = 3,369;
- punkt P109 => brak danych,
- punkt P110 => brak danych,
- punkt P105 => zwężka 200/120 => a = 3,258;
- punkt P101 => zwężka 125/90 => a = 1,938;
- punkt $P102 \Rightarrow$ brak danych.



Rys.3. Plansza zbiorcza symulacji punktów pomiarowych sprężone powietrze--dół kopalni



Rys.4. Plansza zbiorcza symulacji punktów pomiarowych - sprężone powietrze - powierzchnia kopalni

Bazując na wynikach przeprowadzonych symulacji kolejnym krokiem będzie wprowadzenie uzyskanych danych do pulpitu operatorskiego POp-1 w każdym punkcie pomiarowym i zweryfikowanie wartości przepływu objętościowego wraz z obsługą kopalni.

Dla obliczeń za pomocą pulpitu operatorskiego POp-1 wprowadza się także na stałe wartość wilgotności równą 1 (100%), którą przyjęto po pomiarach warunków panujących w rurociągach sprężonego powietrza na kopalni.



Rys.5. Moduł detektorów typu CPO-1 MD

4. Urządzenia systemu

W skład punktu pomiarowego wchodzą następujące elementy: zasilacz, skrzynka przyłączowa, koncentrator lokalny, przepływomierz oraz dodatkowe czujniki.

W systemie monitorowania zużycia mediów nieelektrycznych zastosowane zostały dwa różne zestawy przepływomierzy oraz czujników dodatkowych w zależności od mierzonego medium.

W układach sprężonego powietrza rolę przepływomierza oraz czujnika ciśnienia i temperatury pełnił moduł detektorów typu CPO-1 MD (rys. 5).



Rys.6. Kryza pomiarowa i obudowa modułu detektorów typu CPO-1 MD



Rys.7. Płyta montażowa z lokalnym koncentratorem punktu pomiarowego



Rys.8. Przetwornik typu MPP-04 przepływomierza ENKO



Rys.9. Przetwornik typu ENMAG 600 Ex przepływomierza iskrobezpiecznego

Moduł ten z wykorzystaniem kryzy pomiarowej lub rurki uśredniającej, mierzy trzy wielkości: różnicę ciśnienia statycznego (przed i za elementem spiętrzającym), ciśnienie bezwzględne oraz temperaturę medium. Sygnały pomiarowe z modułu detektorów są przekazywane do lokalnego koncentratora typu POp-1, gdzie przeliczane są na jednostki fizyczne. Sposób montażu kryzy pomiarowej na rurociągu sprężonego powietrza o średnicy Dn 300 przedstawiono na rysunku 6.

Dla każdego punktu pomiarowego zasilacz, skrzynka przyłączowa i koncentrator lokalny zamontowane zostały na wspólnej płycie metalowej z zadaszeniem (rys. 7), natomiast cała płyta montowana jest na ociosie w sąsiedztwie punktu pomiarowego.

Do pomiaru mediów płynnych (woda i emulsja) na powierzchni wykorzystane zostały przepływomierze produkcji ENKO z przetwornikami (rys. 8) typu MPP-04, a w podziemnych punktach pomiarowych mediów płynnych kopalni zastosowano zaprojektowane wspólnie z ENKO iskrobezpieczne przepływomierze (rys. 10) z przetwornikami typu ENMAG-600 Ex.

W przetwornikach typu MPP-04 oraz ENMAG-600 Ex sczytane z czujników dane pomiarowe zamieniane są na wielkości fizyczne.

Pomiar ciśnienia realizowany jest za pomocą przetworników ciśnienia PAC-1 (rys. 10), które są wyrobem EMAG-u. Przetwornik PAC-1 połączony jest z lokalnym koncentratorem typu POp-1 poprzez interfejs prądowy 4-20 mA.

W punktach monitorowania mediów nieelektrycznych istnieje konieczność zbierania i analizy sygnałów pomiarowych, lokalnej prezentacji wartości mierzonych





Rys.10. Przetwornik typu PAC-1 do pomiaru ciśnienia



Rys.11. Koncentrator lokalny typu Pop-1

żeniem koncentratora służą do konfiguracji parametrów algorytmu wyznaczającego przepływ.

wielkości oraz zapewnienia komunikacji z centralnym punktem akwizycji danych. Wszystkie te funkcje realizuje koncentrator (p.rys.11) lokalny typu POp-1.

Na wyświetlaczu wizualizowane są następujące wielkości:

- ciśnienie medium,
- chwilowy przepływ medium,
- całkowity przepływ medium.

W punktach monitorowania parametrów sprężonego powietrza POp-1 pełni dodatkowo funkcję przetwornika sygnałów pomiarowych pochodzących z czujnika CPO-1MDx. W koncentratorze zaimplementowany jest algorytm obliczający na podstawie wskazań czujnika CPO-1MDx chwilowy przepływ sprężonego powietrza oraz przepływ całkowity. W tym przypadku klawiatura i wyświetlacz będące wyposa-

5. Serwer i powierzchniowe stanowisko operatorskie

Podstawowym urządzeniem powierzchniowego stanowiska operatorskiego jest komputer pełniący funkcję serwera, którego zadaniem jest przejmowanie danych z wszystkich dołowych oraz powierzchniowych koncentratorów, w których zgromadzone są informacje z monitorowanych pól rozdzielnic SN oraz z monitorowanych punktów pomiaru zużycia mediów nieelektrycznych.

Z uwagi na konieczność gromadzenia i przechowywania dużej ilości danych do archiwizowania wartości pomiarowych na serwerze wykorzystana została relacyjna baza danych MySQL. Przechowuje ona następujące elementy:

- definicje punktów pomiarowych,
- konfigurację protokołu komunikacji z urządzeniami pomiarowymi,
- bieżące wartości monitorowanych parametrów,
- historyczne wartości monitorowanych parametrów,
- definicje raportów użytkownika.

Na serwerze znajduje się program "SMM Serwer", który przeznaczony jest do akwizycji danych pomiarowych. Do podstawowych funkcji programu zalicza się:

komunikację z urządzeniami pomiarowymi,



- dekodowanie i analiza danych odczytanych z urządzeń pomiarowych,
- zapis aktualnych wskazań przyrządów pomiarowych do bazy danych.

Aplikacje klienckie łączą się poprzez sieć lokalną z serwerem w celu pobierania danych do wizualizacji, jak również manipulowania parametrami konfiguracyjnymi systemu.

Jednym z podstawowych zadań systemu monitorowania mediów SMM-01 jest automatyczne obliczanie ilości zużytego medium i generowanie raportów.

Można wyróżnić trzy typy raportów:

- raport zużycia medium technologicznego w danym punkcie pomiarowym (w przedziale 15-minutowym, godzinowym, dobowym i miesięcznym),
- raport kosztowy zużycia mediów (może obejmować kilka punktów pomiarowych),
- raport kosztowy dla rejonu.

Na ilustracjach (rys. 12, 13) przedstawione zostały przykładowe plansze wizualizacyjne dla sprężonego powietrza.



Rys.12. Wizualizacja punktów pomiarowych sprężonego powietrza – powierzchnia



Rys.13. Wizualizacja punktów pomiarowych sprężonego powietrza – dół kopalni

6. Podsumowanie

Kompleksowe wdrożenie systemu monitorowania zużycia mediów nieelektrycznych pozwoli uzyskać wymierne efekty wynikające z:

- możliwości określenia zużycia mediów nawet na poziomie poszczególnych oddziałów kopalni, jak i procesów technologicznych,
- możliwości rozliczania poszczególnych oddziałów i obiektów,
- zwiększenia dokładności rozliczania zużycia mediów z dostawcami zewnętrznymi,
- praktycznego wyeliminowania kosztów bieżącego pracochłonnego gromadzenia danych,
- zmniejszenia zużycia mediów na poziomie 5-7% rocznie,
- zwiększenia wiarygodności danych, co będzie mieć wpływ na trafność decyzji operatorów systemu i dozoru kopalni.

Wdrożenie systemu bez wątpienia pozwoli uzyskać następujące efekty niewymierne, jak i społeczne:

- poprawa bezpieczeństwa personelu dołowego poprzez ograniczenie czasu przebywania ludzi w miejscach związanych bezpośrednio z ubytkiem mediów, ze względu na natychmiastową lokalizację uszkodzonych miejsc za pomocą systemu,
- możliwość skutecznego zwalczania zagrożenia zapyleniem i wybuchem metanu przez ciągłą kontrolę ciśnienia oraz przepływu sprężonego powietrza do dysz, inżektorów oraz strumienic wykorzystywanych do zwalczania lokalnych nagromadzeń metanu,
- wpływ na polepszenie się warunków ekologicznych środowiska zewnętrznego poprzez zmniejszenie zużycia wody pitnej,
- stworzenie warunków do mobilizacji załogi do oszczędzania zużycia mediów,
- świadoma poprawa dbałości personelu w użytkowaniu urządzeń ze względu na zastosowanie układu kontrolnego w postaci systemu monitorowania.

Wdrożenie systemu monitorowania mediów nieelektrycznych to realizowanie działań w dziedzinie *POSZANOWANIA "ENERGII"* w KWK "Murcki-Staszic", co jest istotnym fragmentem drogi w kierunku rynkowej gospodarki, koniecznym do upowszechniania nie tylko w zakładach górniczych.

Literatura

- 1. Lasek S., Borsucki D.: Efektywność procesu zarządzania energią elektryczną w kopalniach KHW SA "Napęd i Sterowanie" nr 2/2006.
- Gatnar K., Pytlik P.: Racjonalizacja zużycia energii jako element obniżania kosztów wydobycia węgla na przykładzie JSW SA "Przegląd Górniczy" nr 2/2006.

ROZDZIAŁ 4

ELEMENTY HYDRAULICZNYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH
Podowy, spalinowo-hydrauliczny układ napędowy na małą jednostkę rybacką

Czesław Dymarski, Daniel Piątek – Politechnika Gdańska

1. Wprowadzanie

Struktura Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa PG sprawia, że w kręgu zainteresowań pracowników Katedry Urządzeń Okrętowych i Oceanotechnicznych znajduje się projektowanie maszyn i urządzeń związanych z szeroko pojętym przemysłem okrętowym. Ze względu na zalety napędu hydrostatycznego jest on powszechnie stosowany do zasilania urządzeń pokładowych. W tej dziedzinie, zespół Katedry zdobywa cenne doświadczenia i może pochwalić się licznymi wdrożeniami.

Dodatkowo istnieje pewna grupa jednostek, które ze względu na specyficzne warunki pływania (np. promy dwustronne), bądź też zainstalowanie dużej liczby odbiorników (np. kutry rybackie, pogłębiarki itp.), predestynowana jest do stosowania rozbudowanych układów hydrostatycznych, bądź też napędu głównego spalinowo-hydraulicznego.



Rys.1. Projekty zrealizowane: a) kuter rodzinny KR-10, [foto: T. Blekiewicz]; b) pasażerski statek śródlądowy EUREKA II [źródło: [3]

Do najciekawszych dotychczas zrealizowanych projektów można zaliczyć: kuter rodzinny KR-10 oraz pasażerski statek śródlądowy Eureka II.

Kuter KR-10 (rys. 1a) to jednostka zaprojektowana i co niezmiernie istotne, całkowicie wykona na Wydziale OiO. Swoimi parametrami dostosowana została do oczekiwań i możliwości finansowych typowych polskich armatorów – rodzin rybackich.

Układ napędowy kutra [1, 4] składa się z samodzielnie marynizowanego silnika trakcyjnego, współpracującego poprzez przekładnię redukcyjną, ze śrubą o skoku zmiennym. Układ hydrostatyczny, którego głównymi odbiornikami są silniki wciągarek trałowych, zasilany jest z pompy o stałej wydajności, zawieszonej na przekładni głównej. Dodatkowo, ze względu na koszty instalacji elektrycznych w wykonaniu morskim, zrezygnowano całkowicie z napięcia ~220 V na korzyść = 24 V, a odbiorniki większej mocy (np. pompy ppoż.) napędzane są hydraulicznie.

Pasażerski statek EUREKA II (rys. 1b) został zaprojektowany w ramach Projektu Europejskiego Incowatraans, którego celem było stworzenie promu zapewniającego możliwość transportu śródlądowego na trasie W-Z (Berlin-Kaliningrad) poprzez będące w złym stanie, stosunkowo płytkie szlaki wodne na terenie Polski, które dodatkowo posiadają niezbyt duże śluzy. Z tych względów jednostka składa się z dwóch płytko zanurzonych modułów: części hotelowej oraz pchacza.

Układ napędowy pchacza [2, 3] stanowią zespoły spalinowo-hydraulicznoelektryczne. Każdy z dwóch marynizowanych silników spalinowych, poprzez przekładnię główną, napędza pompę hydrauliczną o zmiennej wydajności oraz generator elektryczny. Energia hydrauliczna napędza dwa pędniki azymutalne z przekładniami w układzie L, zapewnia jednostce napęd i sterowność, zaś energia elektryczna przeznaczona jest głownie na potrzeby bytowe pasażerów i załogi. W zależności od aktualnego zapotrzebowania (np. ruch pod prąd lub z prądem rzeki) istnieje możliwość płynnej zmiany udziału poszczególnych rodzajów energii w obciążeniu silnika spalinowego.

2. Specyfika morskiej jednostki rybackiej

Wielkość jednostki rybackiej jest podstawowym czynnikiem decydującym o szeregu cech związanych z jej możliwościami technicznymi i czynnikami ekonomicznymi. Do najważniejszych należy zaliczyć: nakłady na budowę, typ i wielkość zastosowanych narzędzi połowowych, możliwość składowania złowionej ryby, moc zainstalowanego silnika głównego, dzielność morską, autonomiczność, niezbędną liczbę załogi, itp.

Jednak w obecnej sytuacji prawno-politycznej wybór jednostki o konkretnej wielkości jest zależny od wielu czynników, takich jak: możliwości finansowe armatora, aktualny stan prawny, ograniczenia połowowe wynikające z konieczności stosowania zrównoważonego rybołówstwa.

Czynniki legislacyjne obejmujące z reguły cały szereg zakazów, mają obecnie decydujący wpływ na funkcjonowanie polskiego rybołówstwa. Z drugiej strony pojawiły się mechanizmy rekompensat finansowych, co w powiązaniu z wysoką ceną ryb sprawia, że sytuacja ekonomiczna ludzi żyjących z rybołówstwa jest korzystna.

Jednak, w związku z istniejącymi zakazami, możliwość wprowadzania do eksploatacji nowych jednostek jest ograniczona jedynie do armatorów posiadających tonaż. Nie oznacza to na szczęście regresu stanu technicznego floty bałtyckiej. Obecnie większość jednostek jest intensywnie remontowana i unowocześniana, często z wykorzystaniem środków subsydiowanych. Na podstawie kontaktów z rybakami, zauważalne są tendencja do zamiany dużych jednostek na korzyść kilku bardziej sprawnych ekonomicznie.

W ramach prac przygotowawczych i analiz wykonanych w ramach pozyskanego grantu rozwojowego, na podstawie wcześniejszych doświadczeń (rys. 2), do dalszej analizy wytypowano uniwersalną łódź zakrytopokładową, o parametrach:

- długość całkowita do 12 m
- kadłub stalowy, pokład zakryty,
- moc silnika napędowego około 150-200 kW,
- załoga 3 osoby,
- ładownia -20 m^3 ,
- połowy: bierne i czynne narzędzia połowowe (rys. 3 wyposażenie: wciągarki trałowe, pompa rybna, urządzenie do automatycznego wybierania narzędzi połowowych, schładzane ładownie do przechowywania ryb).

Przy niskich kosztach inwestycyjnych oraz eksploatacyjnych łódź o długości do 12 m pozwala prowadzić połowy zarówno narzędziami biernymi jak i aktywnymi. W przypadku trałowania rufowego możliwy jest zyskowny połów dorszy, a po jego zakończeniu, ze względu na okresy ochronne bądź wyczerpanie limitu, śledzi lub w zależności od portu macierzystego, płastug. Przy użyciu narzędzi biernych, np. sznurów haczykowych można prowadzić zyskowne połowy łososia.

W przypadku połowów masowych za pomocą trałowania pożądana jest automatyzacja procesu wydawania i wybierania włoka oraz przejmowania na pokład złowionej ryby. Zastosowanie na rufie żurawika pomocniczego i zdalnego sterowania wciągarkami pozwoli na ograniczenie załogi do 2-3 osób, przy zapewnieniu wymaganego poziomu bezpieczeństwa i znacznemu podniesieniu jakości pracy.



Rys.2. Plan kutra KR-12 [źródło: Nautologia 1998-2]



Podobne znaczenie będzie miało zastosowanie pompy do transportu ryb, która pozwoli na opróżnianie zawartości włoka bezpośrednio z wody, transport do i z ładowni oraz wyładunek w porcie, bez kontaktu załogi z rybą.

Zwłaszcza w przypadku połowu łososi priorytetowym staje się konieczność zapewnienia odpowiednich parametrów składowanej ryby. Można to uzyskać poprzez instalacje komory chłodniczej, której agregat pozwalałby na oziębianie wody w ładowniach, w przypadku połowów masowych.

Nie należy zapominać, że najgorszym z punktu widzenia połowów w okresie letnim, proponowaną jednostkę, po odpowiednim przygotowaniu, można przystosować do przewozu turystów lub amatorskiego, wędkarskiego połowu ryb. Ta dodatkowa działalność, w miesiącach wakacyjnych może okazać się intratnym zajęciem.





Słuszność wcześniej przyjętych założeń, zwłaszcza w odniesieniu do najważniejszego parametru – długości jednostki, zweryfikowała rzeczywistość. Na rysunku 4 przedstawiono zmiany polskiej floty kutrowej w latach 2009-2010. Zakres długości jednostek 10–12 m wykazał największy ponad 10% stopień wzrostu.

3. Wybór optymalnego układu napędowego

Zagadnienie optymalnego rozplanowania siłowni na tak małej jednostce jest zadaniem bardzo trudnym. Podstawowym problemem jest wygospodarowanie odpowiedniej ilości miejsca, zwłaszcza na cele technologiczne (maksymalne zwiększenie objętości ładowni) oraz zapewnienie odpowiedniego miejsca na cele bytowe załogi.

Problemem projektowym jest także dobór głównego silnika spalinowego posiadającego konkretną prędkość obrotową, która z kolei ma wpływ na jego masę, gabaryty i cenę.

Standardowym rozwiązaniem jest stosowanie szybkoobrotowego silnika okrętowego (n = 1500÷2500 obr/min) i 1-stopniowej przekładni redukcyjnej.

Z drugiej strony, równie ważny dla jednostki rybackiej, posiadającej zdolność trałowania, jest konieczność zasilania układu hydraulicznego. Istnieje możliwość pełniejszego wykorzystania pomp hydraulicznych poprzez zastosowanie silników o większej prędkości obrotowej (np. marynizowanych silników trakcyjnych n = $3000 \div 4000$ obr/min).

Na rysunku 5 przedstawiono klasyczny układ z pojedynczym silnikiem spalinowym napędzającym poprzez przekładnię główną wał okrętowy. Silnik główny znajduje się w osi jednostki, w dziobowej części śródokręcia, pod nadbudówką. Przekładnia redukuje obroty silnika spalinowego do niezbędnych do napędzania śruby okrętowej. Przekładnia posiada również wyjście do napędzania głównej pompy hydrauliki.



Rys.5. Rozplanowanie siłowni kutra KF-12 w układzie z linią wałów [opracowanie własne]

Rozwiązanie z przekładnią redukcyjną, linią wałów i śrubą o skoku nastawnym jest rozwiązaniem korzystnym ze względu na pracę SG ze stałą prędkością obrotową i sprawność przeniesienia napędu. W części dziobowej najkorzystniej umiejscowić jest pomieszczenia bytowe załogi. Przestrzeń ładunkowa może rozciągać się od grodzi znajdującej się za przedziałem maszynowym aż do rufy. Jednak sam wał zajmuje miejsce, które mogłoby być przeznaczone na cele ładunkowe oraz wytwarza niekorzystny kształt dna ładowni, co ma istotne znaczenie w przypadku stosowania transportu ryb w pojemnikach izolowanych.

Zastosowanie pojedynczego silnika zwiększa jego wymiary, co w rezultacie ma wpływ na wydłużenie siłowni oraz potrzebę wygospodarowania odpowiedniego miejsca ponad nim.



Rys.6. Rozplanowanie siłowni kutra KF-12 w układzie bezwałowym, z przekładnią hydrostatyczną [opracowanie własne]

Kolejna propozycja rozplanowania siłowni (rys. 7) to koncepcja stworzenia układu napędowego bez użycia linii wałów. Do przeniesienia energii do napędu jednostki zastosowano przekładnię hydrostatyczną, w postaci pompy zawieszonej na silniku SG, napędzającej silnik hydrauliczny śruby okrętowej. W celu ograniczenia strat związanych z przekazaniem energii zaproponowano napęd bezpośredni z silnikiem hydraulicznym umieszonym w gondoli pędnika azymutalnego. Regulacja siły naporu realizowana jest poprzez płynną zmianę prędkości obrotowej silnika hydraulicznego. Takie rozwiązanie upraszcza kon-

strukcje pędnika (brak przekładni kątowych, i mechanizmu zmiany skoku śruby) przy zachowaniu stałych obrotów silnika spalinowego.

Zastosowanie siłowni bezwałowej pozwala na wygospodarowanie części miejsca na cele ładunkowe, zwłaszcza w przypadku zastosowania przechowywania ryby w zbiornikach z wodą. Silnik jak w poprzednim przypadku pozostawiono na dziobie, gdyż nadbudówka, która ułatwia komunikację z siłownią, nie powinna znajdować się na rufie, gdyż utrudniała by wtedy wydawanie i wybieranie sieci.

Układ z przekładnią hydrostatyczną będzie generował niemożliwe do usunięcia straty strukturalne związane z przetwarzaniem energii w silniku hydrostatycznym i pompie. W przypadku zastosowania najefektywniejszych elementów wielotłoczkowych straty te szacuje się na około 7%.



Rys.7. Rozplanowanie siłowni kutra KF-12 w układzie bezwałowym, z przekładnią hydrostatyczną i silnikami spalinowymi umieszczonymi na rufie jednostki [opracowanie własne]

Na rysunku 7 przedstawiono inną wersję układu napędowego z przekładnią hydrostatyczną. Jednostka napędowa umieszczona jest na rufie i zasila dwa pędniki gondolowe. Ze względu na małą ilość miejsca w części rufowej zastosowano układ z dwoma silnikami. To rozwiązanie pozwoliło na wygospodarowanie znacznych około 25% objętości na cele ładunkowe. Objętość ta co prawda znajduje się pod nadbudówką, jednak ma ona najbardziej regularny kształt, gdyż zlokalizowana jest w rejonie obła.

Lokalizacja silników na rufie pozwala na równomierne rozłożenie masy. Poprzednie rozwiązania cechowała tzw. lekka rufa, która w przypadku pływania z pełną mocą, bez ładunku charakteryzuje się unoszeniem jej i pogorszeniem warunków pracy śruby. Niestety wiąże się to ze zwiększonymi kosztami inwestycyjnymi (droższy o około 80% zakup dwóch mniejszych silników w porównaniu z jednym) oraz eksploatacyjnymi (wyższe zużycie paliwa). Należy jednak podkreślić, że zastosowanie dwóch silników SG podniesie poziom bezpieczeństwa jednostki i pływającej na niej załogi. Rozmieszczenie silników na rufie, ze względu na małą ilość miejsca rodzi kłopoty eksploatacyjne. Wysokość kadłuba w rejonie silników wynosi około 1 m, co praktycznie uniemożliwia doglądanie silników w trakcie poruszania się jednostki po wzburzonym morzu, gdy pokład jest zalewany przez fale. Przeniesienie nadbudówki na rufę rozwiązałoby ten problem, ale utrudniłoby prowadzenie trałowania rufowego.

Do dalszych prac przewidziano rozwiązanie z przekładnią hydrostatyczną, silnikiem spalinowym szybkoobrotowym, umieszczonym na śródokręciu pod nadbudówką oraz gondolowymi pędnikami hydraulicznymi.

4. Układ napędowy

Układ napędowy realizuje dwa podstawowe zadania stawiane jednostce trałującej. Jego schemat funkcjonalny przedstawiony jest na rysunku 8.

Napęd realizowany jest poprzez hydrauliczny pędnik podowy. Silnik hydrauliczny M1 umieszczony jest w gondoli i bezpośrednio napędza śrubę o skoku stałym. Zastosowano typowy silnik wielotłoczkowy, osiowy A2FM firmy Bosch Rexrotch, co obniża koszty całego urządzenia. Źródłem energii hydraulicznej jest zespół pompy wielotłoczkowej osiowej P1, o zmiennej wydajności serii 90 f. Sauer Danfoss, zawieszonej na silniku spalinowym. Regulacja zmiany wydajności realizowana jest w najprostszy sposób, poprzez mechaniczne przesterowane rozdzielacza siłownika zmiany kąta wychylenia tarczy. Ze względu na możliwość obrotu pędnika o 360°, olej w gałęzi głównej P1-M1 krąży tylko w jednym kierunku, co pozwoliło uprościć jego strukturę.

Mechanizm obrotu pędnika realizowany jest poprzez silnik wielotłoczkowy M2, współpracujący z zespołem przekładni (planetarnej i walcowej). Mechanizm działa przez cały czas przebywania jednostki w morzu i w celu poprawy jakości pracy, zasilany jest poprzez indywidualną pompę P2 zawieszoną na silniku, mającą swoje pochodzenie z hydraulicznego układu kierowniczego.

Układ połowowy składa się z 2 obiegów wciągarek trałowych i wciągarki bębna sieciowego. Wciągarki trałowe są 2-biegowe, zastosowano po 2 silniki zębate firmy Sauer Danfoss typu OMR (M3). Każda z nich zasilana jest osobną pompą zębatą P3 zawieszoną na pompie wielotłoczkowej P1. Nadwyżka strumienia pomp służy do napędzania wciągarki sieciowej lub w przypadku przezbrojenia do innego narzędzia połowowego oraz pomp pomocniczych.



Rys.8. Uproszczony schemat hydrauliczny kutra KF-12

Zastosowano centralny układ chłodzenia i filtracji oleju. Wspólna jest również (nie naniesiona na schemacie) instalacja przecieków. W przypadku awarii istnieje możliwość połączenia obwodów pomp wciągarek trałowych i mechanizmu obrotu pędnika.

Od strony koła zamachowego SG, poprzez przekładnie pasowe zębate, napędzana jest grupa 3 alternatorów = 24 V, dając w sumie około 10 kW energii elektrycznej. Przeznaczona jest ona na potrzeby bytowe załogi oraz po przetransformowaniu w przetwornicach na \sim 220V do zasilania pompy rybnej.

5. Podsumowanie

Kuter rybacki ze względu na charakter pływania jest jednostką specyficzną. Z jednej strony cechuje go możliwie wysoka prędkość pływania swobodnego, pozwalającego szybko dojść na łowisko. Z drugiej strony wymagana jest instalacja znacznej mocy hydraulicznej, niezbędnej do trałowania.

Zaproponowano nowatorską koncepcję zespołu napędowego składającego się z szybkoobrotowego silnika spalinowego, napędzającego w sposób bezpośredni zespół pompowy, który z kolei zasila hydrauliczny pędnik gondolowy własnej konstrukcji.

Układ taki daje jednostce bardzo dobre możliwości manewrowe nawet przy niskich prędkościach ruchu oraz cechuje się prostotą i niskimi kosztami inwestycyjnymi.

Proponowana koncepcja jest szczególnie korzystna dla małej jednostki rybackiej, gdyż pozwala na swobodne kształtowanie wnętrza kadłuba i uzyskanie największej objętości możliwej do wykorzystania na cele magazynowe oraz niską masą całego układu.

Parametry ruchowe oraz ekonomiczne przyjętego układu napędowego zostaną zweryfikowane podczas badań laboratoryjnych.

Literatura

- Dymarski C.: Napęd i sterowanie kutra rybackiego. Materiały IX Seminarium "Napędy i Sterowanie '2003" towarzyszące Targom Producentów, Kooperantów i Sprzedawców Zespołów napędowych i Układów Sterowania.
- 2. Dymarski C., Skorek G.: A design concept of main propulsion system with hydrostatic transmission gear for Island waterways ship. Polish Maritime Research, 2006/S2.
- Dymarski C., Rolbiecki R.: Comparative analysis of selected design variants of propulsion system for an inland waterways ship. Polish Maritime Research, 2006/1.

 Piątek D.: Napędy hydrauliczne urządzeń połowowych na statkach rybackich i ich standaryzacja. Nautologia – kwartalik Polskiego Towarzystwa Nautologicznego, 1998/2.

Zintegrowany układ napędu hydraulicznego nowatorskiego systemu wodowania łodzi ratunkowych z dużego statku pasażerskiego

Czesław Dymarski – Politechnika Gdańska

1. Wprowadzenie

Współczesne duże statki pasażerskie zabierają na pokład do sześciu i pół tysiąca ludzi [9]. Jednym z najtrudniejszych problemów stojących przed projektantami i armatorami takich statków jest zapewnienie bezpieczeństwa w przypadku pożaru lub groźby zatonięcia statku i potrzeby szybkiego opuszczenia go przez tak dużą liczbę osób zwłaszcza w trudnych warunkach morskich.

Dotychczas do tego celu powszechnie stosuje się łodzie i tratwy ratunkowe umieszczone w rzędach wzdłuż obu burt nad pokładem ewakuacyjnym na specjalnych żurawikach tak, jak to pokazano na rysunku 1 przedstawiającym jeden z największych i najnowocześniejszych statków pasażerskich Queen Mary 2.



Rys.1. Statek Queen Mary 2 z widocznymi łodziami ratunkowymi na burtach [8]

Zgodnie z aktualnymi wymaganiami żurawiki te muszą umożliwić opuszczenie na linach łodzi z ludźmi ze statku na wodę za pomocą sił grawitacyjnych lub zmagazynowanej energii. Do grupy żurawików wychylających się z łodzią za burtę za pomocą sił grawitacyjnych należą, przedstawione na rysunku 2, żurawiki wypadowe i jezdno-wychylne, obecnie rzadziej stosowane.





Rys.2. Żurawiki łodziowe: wypadowe – u góry; jezdno wychylne – u dołu. Po lewej stronie pokazane są żurawiki w położeniu rejsowym – u góry lub w takcie wystawiania za burtę – u dołu. Po prawej stronie w położeniu przy burcie podczas przechodzenia ludzi z pokładu ewakuacyjnego do łodzi

Do grupy żurawików wymagających energii dla wystawienia łodzi za burtę należą żurawiki teleskopowe, przedstawione na rysunku 3, a także wychylne oraz ewentualnie obrotowe stosowane głównie do małych łodzi ratowniczych.

Operacja ewakuacji ludzi z zagrożonego statku wymaga wykonania następujących czynności:

- usunięcia zabezpieczeń zamocowania łodzi i żurawików stosowanych na czas rejsu,
- wystawienie żurawików z zawieszoną na nim łodzią za burtę i opuszczenie łodzi do poziomu pokładu ewakuacyjnego,
- dociągnięcie i zamocowanie łodzi do burty na wysokości pokładu ewakuacyjnego,
- wprowadzenie ludzi do łodzi, zajęcie przez nich miejsc i zapięcie pasów,
- odczepienie łodzi od burty i stabilizowane opuszczanie na wodę, a po zwodowaniu zwolnienie haków i oczepienie lin,
- uruchomienie silnika i odpłynięcie łodzi od statku.

Ze względu na ograniczoną przestrzeń niektóre z wymienionych czynności zwłaszcza związane z ruchem łodzi nie mogą być wykonywane równocześnie przez sąsiednie urządzenia, co znacznie wydłuża czas ewakuacji.

Należy zaznaczyć, że najtrudniejsze z wyżej wymienionych są ostatnie trzy czynności zwłaszcza w warunkach wzburzonego morza.



Rys.3. Fotografia żurawika łodziowego z teleskopowym mechanizmem wystawiania łodzi za burtę statku

W rozdziale zaprezentowano nowatorską koncepcję ewakuacji ludzi z dużego statku pasażerskiego opracowaną na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej w ramach projektu europejskiego SAFECRAFTS.

2. Przeznaczenie i główne założenia opracowanej koncepcji urządzenia

Podstawowym celem i założeniem projektu było opracowanie nowej metody i urządzenia, które umożliwiłoby w sposób bezpieczny i bardziej komfortowy niż dotychczas, a przy tym w krótszym czasie ewakuować ludzi z zagrożonego dużego statku pasażerskiego w trudnych warunkach morskich.

Projekt koncepcyjny wykonano, dla statku tego typu co Queen Mary 2 z uwagi na to, że jest on najbardziej reprezentacyjnym z tej grupy statków i na dostępność informacji dotyczących jego danych technicznych. Podstawowe parametry techniczne i eksploatacyjne tego statku są następujące:

- długość 345 m
- szerokość 41 m
- zanurzenie 10 m
- wysokość (kil komin) 72 m
- wyporność 150000 ton
- maksymalna prędkość ~30 węzłów
- moc 115,4 MW
- napęd: 4 pędniki podowe po 21,5 MW każdy, w tym dwa azymutalne
- liczba pasażerów + załogi: -2620 + 1253 = 3873



3. Ogólna koncepcja konstrukcji urządzenia

Ogólna koncepcja urządzenia ewakuacyjnego przedstawiona jest na rysunku 4. Polega ona na lokalizacji łodzi ratunkowych nie jak dotychczas na burcie statku lecz w dwóch szybach na rufie, symetrycznie po jednym na każdą burtę. Na bocznych ścianach szybu umieszczone są po dwa na stronę wyciągi łańcuchowe ze specjalnymi, w odpowiednich odstępach zamocowanymi, zaczepami, na których osadzone są łodzie w położeniu poziomym przodem do rufy statku. W dolnej części szybu znajduje się pochylnia z rolkami skierowana ku rufie. Pochylnia i szyb zamknięte są od tyłu furto-rampą, która po otwarciu stanowi przedłużenie pochylni z rolkami. W przypadku potrzeby szybkiego opuszczenia statku ludzie wchodzą do wszystkich łodzi równocześnie, poprzez drzwi umieszczone w ich tylnej części. W tym samym czasie następuje usunięcie blokad położenia rejsowego furto-rampy i otwieranie jej z wykorzystaniem sił grawitacji. Po zajęciu miejsc w łodziach i zamknięciu drzwi uruchamia się, zdalnie z łodzi lub ze stanowiska sterowania na statku, układ luzowania haków mocujących łodzie, a następnie układ grawitacyjnego, stabilizowanego opuszczania łodzi. Opuszczane łodzie kolejno, w chwili osadzania się na rolkach pochylni, automatycznie wyczepiają się z zaczepów wyciągu łańcuchowego i zjeżdżają po pochylni oraz rampie do wody. Prezentowane urządzenie wyposażone jest także we wciągarkę linową umieszczoną w przedniej, górnej części pochylni. Służy ona do wyciągania kolejnych łodzi z wody, np. po próbach urządzenia, poprzez rampę na skrajne przednie położenie na pochylni, skąd podnoszona jest na zaczepach pracującego zespołu wyciągu łańcuchowego.

W wyniku analizy uznano, że ze względu na duże zmienne obciążenia, małe prędkości i wymaganą dużą precyzję ruchów napęd poszczególnych zespołów, to jest: wyciągu łańcuchowego, furto-rampy rufowej oraz wciągarki linowej powinien być hydrauliczny.

4. Opis zasady działania systemu ewakuacji

Zaprojektowany system ewakuacji składa się, jak już wspomniano wyżej, z dwóch niezależnych urządzeń zlokalizowanych na rufie poza cenną przestrzenią użytkową statku. Każde z tych urządzeń obejmuje furto-rampę oraz umieszczone w specjalnym szybie cztery sprzężone mechanicznie ze sobą wyciągi łańcuchowe, po dwa na obu bocznych ścianach.

W dolnej części szybu znajduje się pochylnia z rolkami. Od strony rufy szyb jest otwarty. Jedynie dolna tylna część szybu jest zamykana za pomocą prostej furto-rampy wyposażonej od strony wewnętrznej w ramę z rolkami tak, że po otwarciu rampy rama ta stanowi przedłużenie pochylni, aż poniżej powierzchni wody. Na łańcuchach wyciągu zamocowane są w odpowiednich odstępach zaczepy, na których osadzone są łodzie ratunkowe typu zamkniętego. Na czas rejsu furto-rampa oraz wyciągi łańcuchowe są mechanicznie blokowane. Także położenie łodzi na zaczepach wyciągu jest blokowane za pomocą tak zwanych haków odrzutnych, które oprócz normalnego mechanizmu zwalniającego posiadają także zwalniak hydrostatyczny. Dzięki temu, w przypadku tonięcia statku łodzie te samoczynnie się uwalniają.

Ze względu na kształt i usytuowanie szybu przewidziano po osiem łodzi na każdy szyb dla statku, typu takiego jak QM2. Liczba łodzi limitowana jest wysokością statku oraz niezbędną odległością, jaka musi być zachowana między kolejnymi łodziami. Są to duże łodzie dla 120 lub 150 osób. Odległość między łodziami musi być taka, aby podczas ewakuacji nie występowały kolizje. Specyfika prezentowanej koncepcji polega na tym, że umożliwia równoczesną ewakuację



Rys.4. Ogólna koncepcja urządzenia do ewakuacji ludzi: a) – widok z boku statku z zainstalowanym urządzeniem; b) – widok statku od strony rufy z pokazanymi elementami układu napędowego; c) – przekrój przez szyb z wyciągami łańcuchowymi i łodziami oraz z widocznym mechanizmem otwierania furto-rampy; d) – widok z góry na łódź umieszczoną na wyciągu w szybie z pokazanymi węzłami jej osadzenia na wyciągu

wszystkich ludzi i zdalne uruchomienie operacji opuszczania, także z wnętrza łodzi. Rozpoczęty w ten sposób proces ewakuacji będzie samoczynnie kontynuowany, aż do momentu zwodowania ostatniej łodzi. Kiedy pierwsza wodowana łódź osiądzie na pochylni, by dalej zjeżdżać na rolkach ruchem jednostajnie przyspieszonym, kolejna łódź, która jest na wyciągu łańcuchowym, zbliża się do niej. Ze względu na powyższe, istotną sprawą jest zachowanie odpowiednich odległości między umieszczonymi na wyciągu łodziami.

Korzystną cechą przedstawionego rozwiązania jest fakt, iż ludzie wsiadają do łodzi, gdy jest ona zamocowana sztywno w kadłubie statku. W ten sposób wyeliminowano w prezentowanym rozwiązaniu problem wzajemnego przemieszczenia się łodzi i statku, do jakiego dochodzi przy wchodzeniu do łodzi zawieszonej na linach przy burcie statku. Dzięki temu ludzie nie są narażeni na stres i lęk, jaki towarzyszy widokowi wzburzonego morza w szczelinie między łodzią a burtą statku podczas wsiadania do łodzi wodowanych w tradycyjny sposób za pomocą żurawików łodziowych. Nie występują tu obciążające łódź i pasażerów uderzenia o burtę, jakie zdarzają się podczas opuszczania na linach łodzi ratunkowych przy burcie kołyszącego się na fali statku, zwłaszcza w trudnych warunkach morskich. Proces opuszczania i wodowania łodzi, jest w tym przypadku kontrolowany, bez gwałtownych przyspieszeń i uderzeń o powierzchnię wody, jakie występują w systemach ewakuacji (free-fall system) z łodziami typu zrzutowego. Silnik łodzi uruchamiany jest w trakcie zjeżdżania łodzi po pochylni. Dzięki temu, że wodowana łódź przemieszcza się w kierunku przeciwnym do statku to po znalezieniu się w wodzie kontynuuje swój ruch i szybko oddala się od zagrożonego statku. Powyższe cechy są szczególnie istotne w przypadku ludzi starszych, nie w pełni sprawnych, dla których zarówno stres, jak i gwałtowne przyspieszenia mogłyby być niebezpieczne.

Konstrukcja łodzi zastosowanych w prezentowanym rozwiązaniu, posiada pewne cechy konstrukcji łodzi zrzutowych oraz burtowych łodzi ratunkowych opuszczanych za pomoca żurawików burtowych. Podobnie jak łodzie zrzutowe, mają specjalnie ukształtowaną burtę, przystosowaną do zjeżdżania na rolkach. Ze względu na metodę wodowania nie muszą być one tak wytrzymałe na obciążenia jak łodzie zrzutowe, ponieważ nie są poddane tak dużym obciążeniom dynamicznym. Ich proporcje są podobne do łodzi zrzutowych, a mianowicie są węższe i dłuższe niż łodzie burtowe. Umożliwia to zaoszczędzenie drogiej przestrzeni użytkowej statku. Sposób wodowania tych łodzi, polega na ich opuszczaniu z zadaną prędkością, za pomocą łańcuchowego mechanizmu. Ruch ten odbywa się z wykorzystaniem sił grawitacyjnych, a prędkość jego limitowana jest za pomocą dwudrogowego regulatora przepływu w układzie napędu hydraulicznego wyciągu lub hamulcem odśrodkowym. Łodzie osadzone są na wyciągu w położeniu poziomym zarówno podczas rejsu, jak i w czasie procesu opuszczania łodzi. W dolnej części szybu łódź, osiadając na rolkach zamocowanych do ramy nachylonej pod kątem 15° do poziomu, wyczepia się z wy-

ciągu łańcuchowego. W początkowej, przedniej części pochylni zastosowano trzy rolki położone bardzo blisko siebie, dla zapewnienia większego komfortu tego przejściowego etapu ewakuacji, w którym łódź zmienia swoje położenie kątowe. Końcową drogę po pochylni w kadłubie, a następnie na rampie rufowej łódź odbywa ruchem jednostajnie przyspieszonym, staczając się swobodnie na rolkach tak, że wchodzi do wody pod stosunkowo niewielkim kątem. Łagodzi to znacznie dynamikę jej kontaktu z wodą i zmniejsza działające na łódź i ludzi przyśpieszenia.

W prezentowanym rozwiązaniu zastosowano furto-rampę prostą. Składa się ona z segmentu głównego zbudowanego ze stalowej płyty poszycia, elementu wypornościowego w jej tylnej części oraz szeregu usztywnień i ram, zapewniających jej odpowiednią sztywność i wytrzymałość w trudnych warunkach morskich. Na wewnętrznej powierzchni rampy znajduje się metalowa rama, wykonana z rur o przekroju prostokątnym, na których zamocowane są rolki tak, że po otwarciu rampy stanowi to przedłużenie pochylni, po której zjeżdżają łodzie do wody. Ciężar furto-rampy jest większy od jej całkowitego wyporu, co oznacza, że wspomniane jej położenie będące przedłużeniem pochylni będzie zachowane także przy przegłębieniu statku na rufę i pełnym jej zanurzeniu. Rozwiązanie takie jest korzystne, ponieważ z jednej strony ta ograniczona wyporność rampy zmniejsza obciążenie układu napędowego, a z drugiej strony nie powoduje dynamicznych przemieszczeń rampy względem kadłuba statku w przypadku ewakuacji na wzburzonym morzu.

Otwieranie i zamykanie furto-rampy realizowane jest za pomocą dwóch jednakowych lub jednej dwubębnowej linowej wciągarki hydraulicznej i dwóch układów wielokrążków po obu stronach rampy. Górne zblocze każdego z wielokrążków linowych mechanizmu opuszczania rampy zawieszone jest na kadłubie poprzez siłownik hydrauliczny, którego komorę roboczą tłoczyskową połączono z akumulatorem gazowo-hydraulicznym. Parametry geometryczne siłownika oraz ciśnienie naładowania akumulatora dobrano w ten sposób, by ciężar furtorampy w powietrzu wraz ze znajdującą się na niej łodzią z ludźmi wywoływał siłę w tłoczysku siłownika większą aniżeli siła oddziaływania oleju pod ciśnieniem na jego tłok. Oznacza to, że w przypadku przegłębienia statku na dziób.

Napęd rampy jest nietypowy, gdyż umożliwia samoczynne zwiększenie kąta jej wychylenia w przypadku znacznego przegłębienia statku na dziób, kiedy koniec otwartej rampy znajduje się nad wodą. Wychylanie furto-rampy realizowane jest za pomocą dwóch jednakowych lub jednej dwubębnowej linowej wciągarki hydraulicznej i dwóch układów wielokrążków po obu stro-nach rampy. Górne zblocze każdego z wielokrążków linowych mechanizmu opuszczania rampy zawieszone jest na kadłubie poprzez siłownik hydrauliczny, którego komorę roboczą połączono z akumulatorem gazowo-hydraulicznym. Parametry geometryczne siłownika oraz ciśnienie naładowania akumulatora

dobrano w ten sposób, by ciężar rampy w powietrzu wraz z łodzią z ludźmi wywoływał siłę w tłoczysku siłownika większą aniżeli siła oddziaływania oleju pod ciśnieniem na jego tłok. Oznacza to, że w momencie, gdy zjeżdżająca łódź znajdzie się na rampie rampa zacznie się wychylać do czasu, aż obie wspomniane wyżej siły zrównoważą się. Należy zaznaczyć, że obciążenie od ciężaru będzie maleć z chwilą zanurzania się końca wypornościowej rampy, zaś siła hydrauliczna będzie wzrastać wskutek wzrostu ciśnienia w akumulatorze. Umożliwia to zmniejszenie przeciążeń działających na ludzi i urządzenie podczas wodowania łodzi w trudnych warunkach morskich. Silnik wciągarki posiada hamulec blokujący ze zwalniakiem hydraulicznym. Otwieranie rampy odbywa się z wykorzystaniem sił grawitacji z prędkością stabilizowaną i regulowaną za pomocą dwudrogowego regulatora przepływu i ewentualnie hamulca odśrodkowego. Układ napędu i sterowania rampy jest złożony. Zawiera on dodatkowo elementy dociągania i blokowania rampy w położeniu rejsowym.

Rampa w zestawie z wciągarką linową umieszczoną w kadłubie statku, tuż przed pochylnią, stanowi układ do podejmowania łodzi z wody po próbach ewakuacji. Łodzie podejmowane są kolejno, wciągane na rampę, a dalej na pochylnię. Na pochylni następuje osadzenie łodzi na zaczepach wyciągu łańcuchowego, po czym następuje uruchomienie wyciągu. Łódź przemieszcza się w górę szybu, na wysokość umożliwiającą mocowanie kolejnej, podjętej z wody, łodzi ratunkowej, po czym znów następuje uruchomienie mechanizmu i tak aż do ostatniej łodzi.

Do napędu sprzężonych ze sobą wyciągów łańcuchowych zastosowano cztery wciągarki z podwójnym kołem łańcuchowym i wysoko momentowym silnikiem hydraulicznym wyposażonym w hamulec blokujący ze zwalniakiem hydraulicznym i ewentualnie dodatkowo hamulcem odśrodkowym. Prędkość opuszczania łodzi stabilizowana i regulowana jest za pomocą dwudrogowego regulatora przepływu. Schemat hydrauliczny napędu i sterowania wyciągu przedstawiono w następnym rozdziale.

Odpowiednie ukształtowanie klatek schodowych oraz elektroniczny wizualno-akustyczny system naprowadzania ludzi na łodzie ratunkowe, umożliwia szybką i sprawna ewakuację ludzi ze wszystkich pokładów statku. Koncepcja ta przewiduje usytuowanie drzwi wychodzących z klatek schodowych bezpośrednio przed wejściami do łodzi. Dodatkowo przewidziane jest przejście awaryjne między kolejnymi poziomami, usytuowane tuż za szybem, dla awaryjnego przemieszczania się ludzi. W celu uniknięcia poślizgnięć i upadków ludzi zastosowano w tym rejonie materiały anty poślizgowe.

5. Układ napędu i sterowania hydraulicznego urządzenia

Opracowany układ hydraulicznego napędu i sterowania zespołu furtorampy i wyciągów łańcuchowych przedstawiono na rysunku 5.



Rys.5. Schemat ideowy układu napędu i sterowania hydraulicznego urządzenia furtorampy rufowej i wyciągu łańcuchowego łodzi ratunkowych

Oznaczenia: 1– zbiornik, 2 – pompa o stałej wydajności, 2a – pompa z napędem ręcznym, 3 – pompa z napędem ręcznym, 4 – silnik elektryczny, 4a – silnik elektryczny sterowany zaworem dławiącym 19, 5 – zawory zwrotne, 6a-6e – zawory przelewowe, 7a-7c – czterodrogowe rozdzielacze trójpołożeniowe; 8a-8d – trójdrogowe rozdzielacze dwupołożeniowe, 9 – trójdrogowy rozdzielacz dwupołożeniowy sterowany ciśnieniem; 10a i 10b – dwudrogowe regulatory przepływu; 11a i 11b– silniki hydrauliczne o stałej chłonności; 12 – filtr oleju powrotnego; 13 – filtr wlewowy, 14 – zawory odcinające, 15 – przekaźnik poziomu oleju, 16 i 17a-17b – akumulatory hydrauliczno-gazowe; 18 – zawory dławiące; 19 – zwężki dławiące, 20 – zawory przełączające ciśnieniowe; 21 – hydrauliczne zwalniaki hamulca; 22 – zawory hamulcowe, manometry; 23 – siłowniki zasuw blokujących rampę, 24 – siłowniki blokady hakowej, 25 – przetwornik ciśnienia, 26 – siłownik hydrauliczny, 27 – zawór zwrotno-dławiący, 28 – trójdrogowy rozdzielacz dwupołożeniowy (wyłącznik krańcowy), A, B i C, D – oznaczenie gałęzi obiegów głównych wyciągu łańcuchowego i rampy rufowej.

Głównym zadaniem tego układu jest zapewnienie bezpiecznego otwarcia rampy i opuszczenia wszystkich łodzi z ludźmi, osadzonych na wyciągu łańcuchowym, z odpowiednią, w miarę stałą prędkością, w warunkach braku zasilania z sieci energetycznej statku. Założono przy tym, że musi być zapewniona możliwość zatrzymania i ponownego uruchomienia procesu opuszczania łodzi ze stanowiska na statku. Ponadto układ powinien umożliwić podnoszenie wszystkich łodzi jedynie z obsługą, ale ze standardowym wyposażeniem oraz zamknięcie i zablokowanie rampy w położeniu marszowym.

Poniżej przedstawiono tok postępowania podczas realizacji podstawowych operacji urządzenia.

Przed przystąpieniem do otwierania rampy należy odblokować zasuwy 23 i haki 24 zabezpieczające jej położenie marszowe. Odblokowanie to realizujemy przez przesterowanie w prawo rozdzielaczy 8c i 7c, co spowoduje przepływ oleju pod ciśnieniem z akumulatora hydrauliczno-gazowego 17a do siłowników blokady zasuwowej 23 i blokady hakowej 24. Należy zaznaczyć, że zespół blokad jest tak zaprojektowany, by ciśnienie wymagane do odblokowania zasuw miało niższą wartość aniżeli wymagane do odblokowania haków, co zapewnia pożądaną kolejność zadziałania tych mechanizmów. Akumulator 17a w normalnych warunkach zasilany jest przez pompę 2a o stałej wydajności napędzaną silnikiem elektryczny 4a. Uruchamianie i wyłączanie tego silnika sterowane jest przetwornikiem ciśnienia 25 w ten sposób, by ciśnienie w akumulatorze utrzymywane było w określonym przedziale wartości. Dla zwiększenia niezawodności urządzenia w warunkach długotrwałej awarii zastosowano dodatkowo pompę 3 z napędem ręcznym.

Proces grawitacyjnego otwierania rampy uruchamia się przesterowując w prawo rozdzielacze 8b i 7b. Rozdzielacz 8b spowoduje dopływ oleju z aku-

mulatora 17 do zwalniaków hamulców 21b wciągarek linowych. Rozdzielacz 7b połączy obie gałęzie główne C i D silników 11b ze zbiornikiem oleju, co umożliwi należytą cyrkulację oleju podczas pompowej pracy tych silników w trakcie otwierania rampy. Umieszczony w gałęzi D dwudrogowy regulator przepływu 10b dławiąc przepływ oleju będzie utrzymywał prędkość otwierania rampy na zadanym poziomie, powodując tym samym wzrost ciśnienia oleju w górnej części tej gałęzi. Dzięki temu część oleju z tej gałęzi popłynie do akumulatora 17a, przywracając stan jego naładowania obniżony czynnościami odblokowania zabezpieczeń i luzowania hamulców. Z uwagi na stosunkowo niewielką pojemność akumulatora 17a i zainstalowaną przy nim zwężkę dławiącą 19 proces jego doładowania nie wpłynie w istotny sposób na okresowy wzrost prędkości otwierania rampy. Po osiągnięciu przez rampę nominalnego położenia otwarcia wyłącznik krańcowy 28 łączy zwalniaki hamulców z gałęzią spływową i następuje zatrzymanie rampy w tym położeniu.

Po skontrolowaniu otwarcia rampy i sprawdzeniu należytego rozmieszczenia ludzi w łodziach sprawdza się przygotowanie łodzi do opuszczania, a następnie odblokowuje zabezpieczenia wyciągu na czas marszowy. Opuszczanie łodzi, podobnie jak otwieranie rampy odbywa się z wykorzystaniem sił grawitacji, przy wyłaczonym silniku elektrycznym 4. Uruchomienie wyciągów łańcuchowych z łodziami następuje przez przesterowanie, zdalnie z górnej łodzi lub lokalnie ze stanowiska sterowani, rozdzielacza 8a i rozdzielacza 7a w prawo. Spowoduje to dopływ oleju z akumulatora 17a do hydraulicznych zwalniaków hamulców 21a i gwałtowny wzrost ciśnienia w prawej gałęzi B obiegu silników 11a, wywołany obciążeniem zewnętrznym. W wyniku tego rozdzielacz 9 przesteruje się w lewo, umożliwiając dopływ oleju ze zbiornika 1 poprzez rozdzielacz 7a i 9 do silników 11a i ich pompową pracę wywołaną obciążeniem pochodzącym od ciężaru łodzi z ludźmi. Stabilizowanie prędkości tego ruchu odbywa się za pomocą dwudrogowego regulatora przepływu 10a. W pierwszym okresie tego procesu ruch ten będzie nieco większy z uwagi na wysokie ciśnienie oleju zależne od obciążenia oraz ze względu na fakt, że część tłoczonego oleju z gałęzi B odprowadzona zostanie stopniowo poprzez zawór zwrotny i zawór dławiący 18 do akumulatora 16. Zastosowanie tego akumulatora podyktowane jest zapewnieniem ciągłości ruchu opuszczania także w okresie osadzania na rolkach pochylni i wyczepiania z wyciągów ostatniej łodzi, kiedy obciążenie zewnętrzne silników 11a może być za małe do pokonania sił tarcia w układzie i zapewnienia ich pracy pompowej. W momencie, gdy ciśnienie oleju w gałęzi B spadnie do wartości progowej nastawionej sprężyną na rozdzielaczu 9, nastąpi jego przesterowanie w pozycję połączenia akumulatora 16 z gałęzią A zasilania silników 11a, co zapewni kontynuację ruchu wyciągu.

Operacje podejmowania łodzi z wody i ustawianiu ich w położenie marszowe np. po próbach ewakuacji odbywają się z wykorzystaniem okrętowej sieci energetycznej. Łodzie podejmowane są kolejno, wciągane na rampę,

a dalej na pochylnię za pomocą wciągarki linowej znajdującej się w przedniej części pochylni. Na pochylni łodzie osadzane są na zaczepach wyciągu łańcuchowego, po czym następuje uruchomienie wyciągu przez załączenie silnika 2 pompy 4 i przesterowanie rozdzielacza 7a w lewo. Spowoduje to wzrost ciśnienia w gałęzi B, przesterowanie rozdzielacza 9 w lewo oraz zaworu przełączającego ciśnienie w położenie łączące tę gałąź ze zwalniakami hamulców 21a i tym samym uruchomienie procesu podnoszenia łodzi. Po przemieszczeniu łodzi na wysokość umożliwiającą mocowanie kolejnej, podjętej z wody, łodzi ratunkowej, przesterowujemy rozdzielacz 7a w położenie środkowe, zatrzymując ruch wyciągu łańcuchowego na czas osadzenia na nim kolejnej łodzi, po czym znów następuje uruchomienie wyciągu i tak dalej, aż do ostatniej łodzi.

Uruchomienie procesu zamykania furto-rampy wymaga przesterowania w prawo rozdzielacza 8d i 8b, a następnie przesterowania w lewo rozdzielacza 7b. W wyniku tego olej z pompy 2 popłynie do gałęzi D silników 11b, zaś olej z akumulatora 17a dostanie się do zwalniaków hamulcowych 21b i po zluzowaniu hamulców nastąpi uruchomienie wciągarki linowej w kierunku wybierania liny i tym samym zamykanie furto-rampy. Po zamknięciu rampy musi być ona zablokowana na czas rejsu statku, co jest realizowane przez przesterowanie w prawo rozdzielaczy 8c i 7c.

6. Uwagi końcowe

Na podstawie szerszej analizy porównawczej opracowanej koncepcji systemu ewakuacji z systemami dotychczas stosowanymi można wykazać następujące jego zalety:

- 1. Większe bezpieczeństwo i komfort ewakuacji z punktu widzenia pasażerów:
 - łatwy i bezpieczny dostęp do łodzi zamocowanych sztywno na różnych poziomach wewnątrz kadłuba statku bez wzajemnych przemieszczeń i widoku wzburzonego morza,
 - mniejsze obciążenia łodzi i ludzi z uwagi brak uderzeń łodzi o burtę i łagodniejsze dziobowe wodowanie łodzi.
- 2. Ułatwienie i uproszczenie, a przy tym przyśpieszenie ewakuacji:
 - średnio krótsza i łatwiejsza, bo w poziomie droga do pokonania dla ewakuujących się osób,
 - równoczesny dostęp do wszystkich łodzi na poszczególnych pokładach statku, co upraszcza, przyśpiesza i ułatwia kierowanie i wprowadzanie ludzi do łodzi,
 - latwość przygotowania i uruchomienia procesu opuszczania wszystkich łodzi równocześnie z jednakową prędkości, co radykalnie przyśpiesza proces ewakuacji.

- 3. Korzystniejsze cechy techniczne:
 - łatwość równoczesnego sprawdzania gotowości wszystkich łodzi w ścianach szybu przewidziano włazy lub drzwi ze szklanym wziernikiem umożliwiające dotarcie do łodzi,
 - zintegrowany system napędu i sterowania, upraszczający uruchamianie i ewentualnie sterowanie procesem ewakuacji przez nieliczną obsługę,
 - bezkolizyjne opuszczanie i wodowanie łodzi z natychmiastowym oddalaniem się ich od statku w kierunku przeciwnym po oczyszczonym przez niego (np. z kry) szlaku wodnym, co w istoty sposób skraca czas i zwiększa bezpieczeństwo ewakuacji – silnik łodzi uruchamiany jest podczas jej zjeżdżania po pochylni,
 - zastosowanie rampy z możliwością samoczynnego zwiększenia jej kąta wychylenia, co zapewnia stosunkowo łagodny kontakt zjeżdżającej po niej łodzi z wodą nawet w warunkach niekorzystnego przegłębienia się statku na dziób i uniesienia się końca rampy nad wodę,
 - proces otwierania furto-rampy oraz opuszczania łodzi przebiega samoczynnie z wykorzystaniem sił grawitacji,
 - konstrukcja wyciągów łańcuchowych jest stosunkowo prosta i zawiera mniej mechanizmów niż systemy z łodziami burtowymi, co zwiększa jej niezawodność i obniża cenę,
 - zastosowane w tym rozwiązaniu łodzie są podobne do łodzi stosowanych w systemach zrzutowych, ale nie muszą spełniać tak wysokich wymagań wytrzymałościowych, a zatem mogą być tańsze,
 - zamocowanie łodzi na wyciągu łańcuchowym może być luzowane przez zwalniak hydrostatyczny, co umożliwia ich uwolnienie i pozostanie na powierzchni morza w przypadku tonięcia statku.
- 4. Inne zalety:
 - cały system ewakuacji zajmuje relatywnie mało miejsca, ponieważ łodzie umieszczone są jedna nad drugą, a przy tym w relatywnie najmniej korzystnym, najtańszym rejonie statku,
 - mniejsze opory płynięcia statku,
 - zwiększona estetyka statku.

Literatura

 Dymarski C., Dymarski P.: Urządzenia ratunkowe i ratownicze statków – prace projektowo-badawcze. X Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Bezpieczeństwo Morskie i Ochrona Naturalnego Środowiska Morskiego * V Forum Morskie", Koszalin - Kołobrzeg 2006 / red. S. Piocha – Koszalin: NOT, 2006.

- Dymarski C., Łubiński P.: Bezpieczna ewakuacja ludzi ze statków prace realizowane w ramach Europejskiego Projektu Badawczego SAFE-CRAFTS. W: "Perspektywy rozwoju systemów transportowych": VIII Konferencja Okrętownictwo i Oceanotechnika, Międzyzdroje, czerwiec 2006. Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej, 2006.
- Dymarski C., Kraskowski M., Sperski M.: Investigation of motion of the lifeboat lowered from ship's deck. Polish Maritime Research. Vol. 13, nr 3, 2006.
- Dymarski C., Dymarski P.: Układ do ewakuacji ludzi z wielopokładowego statku, zwłaszcza pasażerskiego. Zgłoszenie patentowe Nr P 379355 z dnia 3.04.2006.
- 5. Dymarski C., Łubiński P., Dymarski P.: Ramp and chain-lift-launched lifeboats radical concepts for evacuating cruise ships. Naval Architect. October 2006.
- Dymarski C.: Koncepcja napędu i sterowania nowatorskiego urządzenia do ewakuacji ludzi z dużego statku pasażerskiego. Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych / red. A. Klich, A. Kozieł, E. Palczak. – Instytut Techniki Górniczej KOMAG – Gliwice. CYLINDER 2009.
- 7. Dymarski C.: A concept of drive and control system of a novel device for people evacuating from large passenger ships. Polish Maritime Research 4 (67) 2010, Vol. 17.
- 8. http://www.amarnetraffic.com/ais/pl/showallphotos.aspw?mmsi=235762000
- 9. http://www.alltechn.com/2009/07/01/royal-caribbean-international/

Układ hydrauliczny samojezdnej wiertnicy przeznaczonej do otworów geologiczno-poszukiwawczych

Jan Marianowski, Wojciech Teper – Akademia Górniczo-Hutnicza, Mikołaj Pacewicz – Pol-Tex Methane sp. z o.o.

1. Wprowadzenie

Wiertnictwo jest działem przemysłu zajmującym się wykonywaniem otworów wiertniczych w skorupie ziemskiej w celu poszukiwania i udostępniania złóż kopalin.

Otwory wiertnicze możemy podzielić na geologiczne, badawcze, poszukiwawcze i eksploatacyjne oraz na otwory wiercone do celów specjalnych, do pobierania próbek gruntów i skał, do badań fundamentowych, inżynieryjnych, hydrogeologicznych i studziennych, dla górnictwa podziemnego i odkrywkowego [6].

Otwory wiertnicze wiercone w skorupie ziemskiej są najczęściej pionowe, rzadziej kierunkowe (ukośne, poziome). Średnice otworów wiertniczych zależą od wymienionych celów, sposobu wiercenia oraz od projektowanej głębokości i charakteru skał [9]. Średnica końcowa otworów przeznaczonych do eksploatacji złóż ropy naftowej, gazu ziemnego, wód podziemnych [6] wynosi najczęściej 150 lub 261 mm, otworów poszukiwawczych powyżej głębokości 1000 m – 150 lub 143 mm. Najmniejsze średnice mają płytkie otwory strzałowe wykonywane w kopalniach podziemnych (35÷75 mm) i odkrywkowych (76÷115 mm). Głębokości wierconych otworów zależą od ich przeznaczenia i wahają się od kilku do ponad 10000 m [9].

Otwory geologiczne, badawcze i poszukiwawcze surowców i kopalin stałych, są wiercone wiertnicami mało-średnicowymi typu wrzecionowego, techniką rdzeniową, w celu uzyskania próbek skał i kopalin użytecznych [6, 7]. Natomiast otwory geologiczne i poszukiwawcze, eksploatacyjne dla celów górnictwa naftowego, otwory hydrogeologiczne do wydobywania wody, solanki, wód termalnych i mineralnych są otworami normalno-średnicowymi (końcowa średnica od 100 do 500 mm) i wiercone są metodą obrotową z użyciem stołu obrotowego, głowicy napędowej (*top drive*), lub też napędu znajdującego się tuż nad świdrem.

Płytkie otwory wielkośrednicowe (powyżej 500 mm) studzienne i odwodnieniowe wierci się najczęściej metodą obrotową z normalnym i odwrotnym krążeniem płuczki.

Dobór określonej metody wiercenia otworu zależy głównie od jego celu, przeznaczenia, rodzaju i typu posiadanej wiertnicy, charakterystyki technicznej jej zespołów, od czasu wiercenia i kosztów wykonania otworu [6].

W szczególności dobór metody, a tym samym technologii zależy od:

- średnicy, głębokości, konstrukcji i schematu zarurowania otworu,
- miejsca wiercenia i związanego z nim warunków wiercenia (na lądzie, na dnie morskim, w kopalni, na jeziorach, itd.),
- rodzaju otworu (pionowy, kierunkowy, ukośny, poziomy, rozgałęziony),
- technicznych i geologiczno-złożowych warunków wiercenia,
- parametrów wytrzymałościowych skał w profilu przewiercanych skał,
- ciśnienia w górotworze i płynu złożowego,
- rodzaju i typów dostępnych narzędzi wiercących, czyli świdrów, koronek rdzeniowych, rdzeniówek oraz przewodu wiertniczego,
- zakresu rdzeniowania skał i minimalnej średnicy rdzenia,
- metod opróbowania skał zbiornikowych,
- rodzaju i typu stosowanej płuczki wiertniczej.

W zależności od przeznaczenia otworów i celu wiercenia, rodzaju napędu i sposobu urabiania skały stosuje się kilka metod wiercenia otworów o różnych schematach zarurowania.

Wiertnica jest zespołem funkcjonalnie powiązanych ze sobą urządzeń mechanicznych, podzespołów i przyrządów koniecznych do wykonania otworu wiertniczego. Celem wiertnicy jest możliwość wykonania podstawowych czynności, takich jak: obracanie przewodem wiertniczym i rdzeniówką, nacisk na narzędzie wiercące, usuwanie zwiercin, opuszczanie przewodu w miarę zwiercania skały na dnie otworu, zapuszczanie i wyciąganie z otworu wiertniczego przewodu wiertniczego, zapuszczanie rur okładzinowych, prace instrumentacyjne [9].

W przemyśle naftowym stosuje się głównie wiertnice z mechanicznymi napędami wyciągu i stołu obrotowego. Jednak coraz częściej konstruktorzy i wytwórcy, doceniając zalety hydrauliki, zaczynają wytwarzać urządzenia, które mają napęd całkowicie hydrauliczny.

2. Budowa wiertnicy GEFCO SpeedStar 185

2.1. Elementy wiertnicy

Wiertnica SpeedStar 185K jest samojezdnym urządzeniem wiertniczym, w którym elementy wykonawcze są napędzane hydraulicznie. Wiertnica od strony technologii wiercenia otworu realizuje następujące funkcje:

- operacje dźwigowe, tj. zapuszczanie i wyciąganie,
- ruch obrotowy przewodu za pomocą głowicy napędowej,
- wiercenie (posuw i obrót przewodu),
- skręcanie i rozkręcanie z użyciem głowicy napędowej,
- operacje pomocnicze przy przewodzie wiertniczym (skręcanie, rozkręcanie, odstawianie przewodu, operacje pomocnicze dźwigowe).



Pozostałe operacje technologiczne procesu wiercenia – przygotowanie i oczyszczanie płuczki wiertniczej realizowane są przez inne urządzenia. Wiertnica przeznaczona jest do wykonywania otworów normalno średnicowych do głębokości około 2200 metrów, przy czym maksymalną głębokość warunkuje nominalny udźwig wiertnicy i związany z tym ciężar przewodu wiertniczego, lub rur okładzinowych, który może mieć różną długość dla tego samego ciężaru (grubość ścianki ze względów wytrzymałościowych). Główne elementy urządzenia zostały pokazane na rysunku 1.

Poniżej zestawiono podstawowe parametry urządzenia:

Długość urządzenia	19,1 m	62'6"
Szerokość urządzenia	3,2 m	10'5"
Wysokość w czasie transportu	4,2 m	13'6"
Masa brutto (średnia)	47630 kg	105,000 Lbs

2.2. Rama montażowa i podbudowa

Poszczególne elementy urządzenia wiertniczego zamontowane są na pięcioosiowej ramie montażowej firmy *Kimble Chassis* C3100. Układ napędowy oznaczony jako 10x4, posiada dwie osie skrętne z przodu i trzy osie z tyłu, przy czym osiami napędzanymi są dwie pierwsze z tylnych osi. Zawieszenie jest na amortyzatorach piórowych. Pojazd wyposażony jest w hamulce bębnowe, powietrzne. Umożliwia to łatwe przemieszczanie się wiertnicy z miejsca na miejsce. Z przodu znajduje się jednoosobowa kabina kierowcy z urządzeniami sterującymi i kontrolnymi. Po bokach urządzenia biegną pomosty dla obsługi.

Napęd zapewnia znajdujący się zaraz za kabiną kierowcy umieszczony w osi ramy sześciocylindrowy, rzędowy, silnik Diesla o mocy 515 KM z turbodoładowaniem (*Detroit Diesel Series 60*) o pojemności skokowej 14 l, który poprzez 18-stopniową manualną skrzynię biegów *Eaton Fuller* i skrzynkę rozdziału mocy napędza dwie tylne osie. Skrzynka rozdziału mocy umożliwia poprzez sprzęgło pneumatyczne przełączenie urządzenia z trybu jezdnego na tryb wiercenia. W tym przypadku moment obrotowy poprzez wał transmisyjny i przekładnię napędza pompy hydrauliczne, które są zblokowane na przekładni pompowej. Urządzenie posiada 2 zbiorniki paliwa o pojemności 943 l każdy.

Podbudowa zbudowana jest z dwóch części. Pierwsza część to płaska płyta I, która służy jako podpora pod przednie siłowniki hydrauliczne i zabezpieczające. Druga część to konstrukcja 2, która stanowi podporę pod tylne siłowniki hydrauliczne i zabezpieczające, połączona jest z odsuwanym podestem wiertniczym 3 (rys. 2).

Podest, który jest wyłożony twardym drewnem wyposażony jest w poręcze oraz schody i zapewnia powierzchnię roboczą dla obsługi. Tylna część podestu posiada ładowność 2133 m (7000 ft) 3 ½" przewodu wiertniczego, oraz posiada ześlizg. Wysokość podestu nad poziomem dolnej części podbudowy wynosi 2,97 m [5].

Rys.1. Elementy wiertnicy

1 – podbudowa, część przednia, 2 – siłowniki podnoszący i poziomujący urządzenie, 3 – rama montażowa Kimble Chassis, 4 - silnik główny, 5 kabina kierownicza, 6 – skrzynka rozdziału mocy (jazda/wiercenie), 7 – przekładnia pompowa (skrzynka rozdziału mocy na poszczególne pompy hydrauliczne), $\hat{8}$ – zbiornik oleju hydraulicznego, 9 – siłownik stawiania masztu, 10 – wąż płuczkowy, 11 – maszt, 12 – siłownik wyciągu hydraulicznego, 13 – korona masztu, 14 – mostek wiertniczy, 15 – chwytak do rur, 16 - pulpit wiertacza, 17, 18 odsuwany podest wiertniczy, 19 podbudowa, część tylnia, 20 – zbiornik paliwa, 21 – mechaniczny siłownik podtrzymujący [1, 8]





2.3. Maszt i korona

Maszt o długości 18,75 m umożliwia uzyskanie 15,55 m przestrzeni roboczej nad stołem, co pozwala na zapuszczanie rur o maksymalnej długości 13 m (wraz ze złączką). Maszt służy do podtrzymywania kolumny rur płuczkowych i obciążników. Konstrukcja masztu w formie kratownicy jest spawana z prostokątnych kształtowników. Maszt jest jednoczęściowy. Zasadniczymi elementami masztu są:

- dolna część masztu, zamocowana przegubowo na konstrukcji wsporczej,
- górna część masztu, czyli korona z dwoma wyciągami pomocniczymi i dwiema przeciwwagami dla narzędzi wiertniczych,
- wyciąg hydrauliczny składający się z dwóch siłowników hydraulicznych,
- układ krążkowy zamontowany w koronie masztu i w dolnej części masztu umożliwiający poprzez liny przekazanie ruchu postępowego z wyciągu hydraulicznego na głowicę napędową,
- mostek wiertniczy służący do magazynowania rur i jako pomost roboczy dla pomocnika wieżowego,
- chwytak do manipulacji rurami,
- głowica napędowa (top drive) zamontowana przesuwnie w strukturze masztu.

Maszt jest zamontowany na sworzniach do konstrukcji wsporczej, a ta do ramy montażowej, podnoszony jest do pionu i opuszczany do poziomu przez dwa siłowniki hydrauliczne teleskopowe. W tylniej części masztu znajdują się dwa siłowniki hydrauliczne o dużym skoku, których tłoczyska na końcach są połączone jarzmem zawierającym 6 kół linowych. "Dół" cylindra znajduje się w koronie masztu, która posiada również 4 koła linowe. W dolnej części masztu są 2 koła linowe. Wysuwające się w dół tłoczyska poprzez liny i koła linowe umożliwiają ruch do góry głowicy napędowej z maksymalną prędkością 0,71 m/s dla nominalnego udźwigu, który wynosi 840 kN, dla obciążenia 136 kN głowica porusza się z prędkością 1,06 m/s, natomiast tzw. nacisk na świder wynosi 136 kN (samej głowicy, bez jej obciążania przewodem wiertniczym). Na koro-

nie masztu jest zainstalowany obrotowo sterowany hydraulicznie wyciąg pomocniczy główny o nośności 36 kN, który posiada 61 metrów liny 15,8 mm o prędkości ruchu 0,35 m/s. Wyciąg obraca się 90 stopni od położenia centralnego i wysuwa się około 0,5 m. Po bokach poniżej korony są dwa wieszaki z przeciwwagą do zawieszenia na nich np. kluczy do skręcania przewodu.



Rys.3. Maszt. Z prawej strony pokazano schemat olinowania. Wszystkie osie kół linowych za wyjątkiem tych w jarzmie są prostopadle do płaszczyzny rysunku [3]

1 – głowica napędowa, 2 – wąż płuczkowy, 3 – lina stalowa, 4 – jarzmo z sześcioma kołami linowymi, 5 – zaczep lin środkowy, 6 – siłownik wyciągu głównego, 7 – przeciwwaga dla narzędzi, 8 – korona masztu, 9 – wyciąg pomocniczy główny, 10 – konstrukcja masztu, 11 – lina nośna wyciągu 9, 12 – mostek wiertniczy, 13 – chwytak do pozycjonowania rur w osi otworu wiertniczego, 14 – sworznie masztu, 15 – siłownik teleskopowy do stawiania masztu, 16 – siłowniki pomocnicze do skręcania i rozkręcania połączeń gwintowych

Tuż pod wyciągiem pomocniczym głównym znajduje się wyciąg pomocniczy służący do różnych prac pomocniczych na stole. Pod mostkiem wiertniczym zamontowany jest chwytak z napędem hydraulicznym umożliwiający centrowanie rury w osi otworu, czyli umożliwiający przeniesienie rury podanej przez wieżowego do osi otworu celem skręcenia, lub też od osi otworu do wieżowego celem odstawienia w mostku. W dolnej części masztu, po obu stronach zainstalowane są siłowniki hydrauliczne *16* (rys. 3) do napędu poprzez linki narzędzi wiertniczych (kluczy) służących do skręcania i rozkręcania połączeń gwintowych.



Rys.4. Korona masztu

1 - ramiona przeciwwag dla narzędzi, <math>2 - wyciąg główny pomocniczy, 3 - wyciąg pomocniczy, 4 - siłownik wyciągu głównego, 5 - lina nośna dla mostka wiertniczego

2.4. Głowica napędowa

Głowica napędowa porusza się w strukturze masztu, ruch zapewniają jej dwa siłowniki hydrauliczne poprzez przekładnię linową. Głowica wykonana jest jako konstrukcja spawano-skręcana, posiada dwa silniki hydrauliczne, które poprzez dwustopniową przekładnię zębatą napędzają drążony wał główny. Moment obrotowy wynosi maksymalnie 16 kNm, prędkość obrotowa przy tym wysokim momencie zawiera się w przedziale od 0÷50 obr/min, a przy niskim o połowę momencie (8 kNm) od 0÷100 obr/min. Głowica przemieszcza się po prowadnicach masztu dzięki metalowym rolkom, z siłownikami jest połączona za pomocą lin przewleczonych przez koła linowe. Wał główny posiada w górnej części gwint 3½" do przyłączenia głowicy płuczkowej, a w dolnej gwint 4 ½" do przykręcenia łącznika. Wał w obudowie jest osadzony za pomocą łożysk stożkowych podobnie jak wałki II stopnia. Wałki I stopnia połączone z silnikami hydraulicznymi osadzone są na łożyskach kulkowych. Głowica posiada możliwość

blokady obrotów dzięki hamulcowi zainstalowanemu pod jednym z silników, co jest absolutnie konieczne w czasie wiercenia z wykorzystaniem silnika wgłębnego (wiercenia kierunkowe). Blokada wytrzymuje moment 11 kNm.



Rys.5. Głowica napędowa (bez podpory elementu 5)

1 – prowadnica rolkowa, 2 – zaczep na liny, 3 – silnik hydrauliczny, 4 – głowica płuczkowa, 5 – rura doprowadzająca płuczkę do głowicy płuczkowej, 6 – hamulec, 7 – skrzynia przekładniowa – przekrój z prawej [1]

3. Układ hydrauliczny wiertnicy

3.1. Funkcje realizowane przez wiertnicę

W wiertnicy GEFCO SpeedStar 185K wszystkie funkcje i czynności są sterowane i napędzane hydraulicznie. Wyszczególniono je na rysunku 6.

3.2. Układ zasilania

Moment napędowy ze skrzynki rozdziału mocy trafia za pomocą wału ze sprzęgłami Cardana do przekładni pompowej (rys. 7), gdzie poprzez przekładnię jednostopniową moment jest rozdzielany na pompy rozmieszczone planetarnie dookoła głównego koła zębatego po obu stronach skrzynki. Układ jest zasilany dziesięcioma pompami hydraulicznymi (w tym jedną obiegową do smarowania) o następujących parametrach i przeznaczeniu:

- pompa 1 zasilanie sterowania układu hydraulicznego,
- pompa 2 zasilanie głowicy napędowej,
- pompa 3 (260 cm³/obr) przyspieszenie wyciągu głównego (szybki posuw – wyłącznie w górę), pompa jest sterowana za pomocą układu regula-cyjnego typu *Load – Sensing*,
- pompa 4 (58,3 cm³/obr) wyciąg główny, posuw normalny w górę i dół,
- pompa 5 zasilanie siłowników do napędu kluczy skręc./rozkr. połączenia gwintowe,
- pompa 6 pompa wolnego zasilania (wolny posuw głowicy do wiercenia, stały nacisk),

- pompy 7, 8, 9 umieszczone w układzie tandem pompy zębate do zasilania pomocniczych funkcji oraz napędu wentylatora chłodnicy,
- 10 pompa obiegowa o wydajności 0,33 l/s do smarowania przekładni pompowej.







Rys.7. Widok hydraulicznego układu zasilania: przekładnia pompowa z zainstalowanymi na niej pompami hydraulicznymi

3.3. Wyciąg główny

Wyciąg główny poprzez sprzężoną z nim głowicę napędową realizuje wszelkie operacje dźwigowo-wiertnicze na otworze. Elementami wykonawczymi wyciągu są 2 siłowniki hydrauliczne (rys. 8), o dużym skoku zamontowane w maszcie. Wysuwają się one w dół (cylindry zamontowane są w górnej połowie masztu), ich ruch jest zsynchronizowany mechanicznie, tj. są spięte jarzmem 3 (rys. 8), poruszającym się w prowadnicach masztu, dodatkowo ich ruch jest zsynchronizowany hydraulicznie poprzez zawory sterujące natężeniem przepływu. Długość jednego siłownika w stanie zsuniętym jest równa 8,7 m, a jego masa w stanie opróżnionym z oleju wynosi 1406 kg.



Rys.8. Widok na siłowniki wyciągu głównego

1 – ramię do pozycjonowania rur, 2 – prowadnica jarzma, 3 – jarzmo, 4 – tłoczysko rurowe, 5 – cylinder, 6 – korona masztu, 7 – pomost wieżowego, 8 – wąż płuczkowy
Na rysunku 9 przedstawiono schematy hydrauliczne dla wyciągu głównego. Jeśli prowadzi się wiercenie, to wymagany jest stały nacisk na świder, niezależnie od tego jak duże jest obciążenie ze strony ciężaru przewodu zawieszonego na głowicy oraz jak szybko świder zwierca skałę. Funkcję tą realizuje pompa 23 regulowana zaworem 22 ograniczającym ciśnienie. Układ ten umożliwia nastawę ruchu w dół głowicy wiercącej ze stałą prędkością lub stałym naciskiem na narzędzie wiercące (*automatyczny wiertacz*). Ma to miejsce wtedy, gdy uruchomiony jest zawór równoległy 40 umożliwiający regulację nastawy prędkości opuszczania głowicy wiercącej podczas drążenia otworu.

Układ wyciągania i zapuszczania przewodu wyposażony jest w dwie pompy zmiennego wydatku 6, 7 pracujące w układzie *Load Sensing*, które umożliwiają uzyskanie prędkości wyciągania 0,71 m/s przy nominalnym obciążeniu głowicy wiercącej. Zawór 2/2 27 będący zaworem odcinającym o konstrukcji nabojowej spełnia rolę zaworu sterującego natężeniem przepływu i umożliwia dodatkową synchronizację wysuwu tłoczysk *30*. Podczas opuszczania przewodu pracuje pompa *7*, natomiast podczas wyciągania przewodu uruchamiana jest dodatkowo pompa *6* A11V0 Rextoth o jednostkowym wydatku 260 cm³/obr, co pozwala znacząco przyspieszyć operację ruchu głowicy w górę, skracając tym samym czas operacji wyciągania przewodu.



Rys.9. Schemat układu hydraulicznego wyciągu głównego [4]

Jeśli rozpoczyna się wiercenie, uruchomiony zostaje układ umożliwiający ruch przewodu w dół ze stałą prędkością (*holdback*). Jeśli ciężar przewodu wzrośnie powyżej 27 kN (6000 Lbs) układ wiercący przesterowany zostaje na pracę ze stałym naciskiem na dno otworu (*slow feed*) zabezpieczając tym samym narzędzie wiertnicze przed zbytnim naciskiem mogącym je zniszczyć.



3.4. Pulpit sterowniczy wiertacza

Pulpit sterowniczy wiertacza służy do sterowania wszystkimi funkcjami urządzenia wiertniczego, znajduje się po lewej stronie na dole masztu i jest on wykonany w postaci odrębnego modułu. Na rysunku 10 pokazano elementy sterujące urządzenia, w które wyposażony jest pulpit wiertacza.

Rys.10. Pulpit sterowniczy wiertacza

1 – przyrządy kontrolne silnika, 2 – zawory powietrzne, 3 – wskaźnik siły lewego siłownika do skręcania połączeń gwintowych, 4 – przepustnica, 5 – regulator pompy wodnej, 6 – regulator siły lewego siłownika do napędu kluczy do skręc./rozkr. połączeń gwintowych, 7 – regulator tłumika drgań wskaźnika 9, 8 sygnał dźwiękowy, 9 – wskaźnik siły nacisku/obciążenia wyciągu głównego, 10 – wskaźnik nastawy ciśnienia roboczego, 11 - ciśnienie powietrza, 12 - manometr ciśnienia sterującego, 13 – nastawa momentu głowicy napędowej, 14 – zawór do ustawiania ciśnienia wolnego posuwu ze stałym naciskiem w dół, 15 – zawór nastawczy ciśnienia stałej prędkości ruchu w dół wyciągu, 16 – drążek sterujący wyciągiem głównym w górę/dół wraz z przyciskiem przyspieszacza, 17 –

drążek sterujący szybkością ruchu wyciągu głównego w górę/dół, 18 – przycisk blokady głowicy napędowej, 19 – drążek lewego siłownika do napędu kluczy do skręc.-/rozkr., 20 – obrót wyciągu głównego pomocniczego, 21 – wysuw/wsuw wyciągu głównego pomocniczego, 22 – operacje dźwigowe wyciągu głównego pomocniczego, 23 – obrót chwytaka do pozycjonowania rur, 24 – zacisk chwytaka do pozycjonowania rur, 25 – prawy siłownik do napędu kluczy do skręc./rozkr., 26 – sprzęgło włączające napęd pomp hydraulicznych, 27 – zawór włączający układ stałej prędkości ruchu w dół wyciągu (holdback), 28 – przesuw pulpitu, 29 – włącznik/wył. przyspieszacza wyciągu głównego (szybkiego posuwu), 30 – tachometr głowicy, 31 – przełącznik prędkości glowicy wolny/szybki, 32 – wł/wył wolnego posuwu ze stałym naciskiem (słow feed), 33 – wskaźnik momentu obrotowego na głowicy, 34 – drążek sterujący obrotami głowicy (L/P), 35 – zapasowy, 36 – wyłącznik bezpieczeństwa, 37 – wskaźnik ciśnienia na pompie, 38 – regulator siły prawego siłownika do napędu kluczy do skręc./rozkr. połączeń gwintowych, 39 – wskaźnik siły prawego siłownika do napędu kluczy do skręc./rozkr. połączeń gwintowych [8]

4. Układy zasilania i sterowania urządzeniami pomocniczymi

Urządzenia pomocnicze są zasilane za pomocą pomp zębatych o różnych wydajnościach, montowanych w układzie tandem do przekładni pompowej. Pompy te zasilają następujące urządzenia:

- pompa wodna,
- wyciąg główny pomocniczy montowany na koronie masztu,
- wyciąg pomocniczy montowany w koronie masztu,
- wciągarka pomocnicza zainstalowana w dole masztu,
- ramię do pozycjonowania rur,
- odsuwanie i dosuwanie podestu wiertniczego,
- poziomowanie urządzenia na podbudowie,
- stawianie/opuszczanie masztu,
- chłodnica oleju,
- sterowanie BOP, czyli głowicą przeciwerupcyjną.

5. Podsumowanie

W oparciu o dotychczasowe doświadczenia eksploatacyjne można stwierdzić, że wiertnica od strony mechanicznej nie stwarza większych problemów technicznych.

- 1. Konstrukcja urządzenia charakteryzuje się szeregiem oryginalnych i nowatorskich rozwiązań poszczególnych zespołów. Dotyczy to m.in. składanej podbudowy, układów napędowych i układu rozdziału mocy, a także hydraulicznego układu zasilania i sterowania urządzeniami pomocniczymi.
- 2. Obserwacja operacji montażu i demontażu urządzenia na odwiertach pomimo zawsze występujących podczas tych operacji trudności, pozwala ocenić, że przebiegają one w miarę szybko i są stosunkowo łatwe dla obsługi.

- 3. Zastosowanie układu siłowników do odcinania i zacinania przewodów, funkcjonalnego układu sterowania pracą urządzenia, hydraulicznie sterowanego chwytaka do przenoszenia i pozycjonowania rur wiertniczych, ergonomicznego pulpitu oraz bardzo czułego układu hamulcowego pozwala na bardzo prostą, wygodną, ale i bezpieczną obsługę urządzenia.
- 4. Zastosowany w wiertnicy napęd hydrauliczny ma ogromne zalety, jednak by w pełni z nich korzystać, należy stale pamiętać o prawidłowej jego eksploatacji oraz o zabezpieczeniu odpowiedniej jakości cieczy roboczej, która jest istotą tego napędu.
- 5. Szczególną uwagę wykonawca urządzenia poświęcił maksymalnemu ułatwieniu pracy i bezpieczeństwu obsługi.

Obserwacja urządzenia podczas jego pracy pozwoliła ustalić też pewne główne niedociągnięcia konstrukcyjne jeśli chodzi o jego funkcjonowanie.

- 1. Posiada zbyt małą przestrzeń pod podestem obudowy, uniemożliwiając montaż głowic przeciwerupcyjnych.
- 2. Dysponuje zbyt niską liczbą obrotów uniemożliwiającą prawidłową pracę koronek rdzeniowych.
- 3. Nie dysponuje przyrządami rejestrującymi podstawowe parametry wiercenia, którymi są: nacisk na świder, liczba obrotów głowicy, prędkość posuwu oraz parametry pracy pompy płuczkowej.
- 4. Charakteryzuje się zbyt krótkim skokiem głowicy napędowej, co przy podwieszeniu na zawiesiach rur okładzinowych standardowej długości powoduje konieczność ich skracania.

Literatura

- 1. GEFCO: SS185K, Enid, Oklahoma 2010. [Materiały reklamowe].
- 2. GEFCO: Rig-Up 185-K. Enid, Oklahoma 2007. [Materiały instruktażowe].
- 3. GEFCO: Service Manual 185K. Enid, Oklahoma 2007.
- 4. GEFCO: 185-K Operation. Enid, Oklahoma 2007. [Materiały instruktażowe].
- 5. Pol-Tex Methane.: Opis konstrukcji urządzenia. Rybnik 2009. [Materiały firmowe].
- 6. Szostak L.: Wiertnictwo. Wydawnictwa Geologiczne, Warszawa 1989.
- 7. Szostak L., Chrząszcz W., Wiśniowski R.: Narzędzia wiercące. Wydawnictwo AGH, Kraków 1996.
- 8. Teper W.: Analiza układu hydraulicznego wiertnicy GEFCO SpeedStar 185K w aspekcie poprawy jej własności obsługowych. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 2010, Praca dyplomowa [nie publikowane].
- 9. Wojnar K.: Wiertnictwo. Technika i Technologia. Wydawnictwa AGH, Kraków 1997.

INDEKS AUTORÓW

Broja A. 237	Nieśpiałowski K. 65, 229
Chrostowski H. 7, 125	Okularczyk W. 77
Czubaszek J. 155	Osiński P. 215
Dindorf R. 43, 205	Pacewicz M. 275
Domagała Z. 7, 125, 135	Palczak E. 215
Dymarski Cz. 53, 249, 261	Paszota Z. 27
Figiel A. 145	Piątek D. 249
Gałąź R. 145	Popczyk Z. 7
Halama A. 237	Prokopowicz J. 135
Hupa B. 229	Rutański J. 215
Ickiewicz J. 105	Salamon Sz. 95
Jasiulek T. 65	Siwulski T. 125
Kędzia K. 135	Skorek G. 191
Kollek W. 215	Sradomski W. 125
Koralewski J. 163	Teper W. 275
Maczyszyn A. 181	Wołkow J. 43
Madejczyk W. 155	Woś P. 43, 205
Marianowski J. 275	Zagórski M. 53
Miziak M. 65	

STRESZCZENIA

Napędy hydrauliczne maszyn roboczych i górniczych – problemy rozwoju na początku XXI wieku

Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk, Zygmunt Domagała

Omówiono elementy metodologii rozwoju produktu i prognozy dla przemysłu maszyn i urządzeń. Przedstawiono aplikację współczesnych narzędzi stosowanych w NSH: systemy ekspertowe, sieci neuronowe, sztuczna inteligencja, internet, holografia akustyczna, rapid prototyping. Przedstawiono poglądy znanych korporacji przemysłowych na napędy hydrauliczne w pierwszej dekadzie XXI wieku. Wskazano główne problemy, jakie aktualnie dotyczą tej branży maszyn i urządzeń, a w szczególności zespołów i układów hydraulicznych.

Modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych w pompie wyporowej stosowanej w napędzie hydrostatycznym

Zygmunt Paszota

W pracy przedstawiono modele teoretyczne i matematyczne momentu strat mechanicznych występujących w pompie o teoretycznej (stałej) wydajności q_{Pt} na obrót wału (o stałej teoretycznej objętości roboczej V_{Pt}) i o geometrycznej (zmiennej) wydajności q_{Pgv} na obrót wału (o zmiennej geometrycznej objętości roboczej V_{Pgv}). Modele mają służyć badaniom laboratoryjnym i symulacyjnym strat energetycznych w pompie umożliwiającym ocenę sprawności energetycznej pompy i sprawności napędu hydrostatycznego.

Modernizacja elektrohydraulicznego urządzenia podnoszenia

Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow

W pracy przestawiono elektrohydrauliczne urządzenie podnoszenia powstałe w wyniku modernizacji wózka jezdniowego podnośnikowego widłowego z napędem diesla. Mechaniczne urządzenie podnoszenia zbu-

SUMMARY

Hydraulic drives of mining machinerydevelopment problems on the beginning of twenty-first century

Henryk Chrostowski, Zygmunt Popczyk, Zygmunt Domagała

The paper describes the methodology elements of product development and forecasts for machinery and equipment industry. An application of modern tools used in fluid power technology, e.g.: expert systems, neural networks, artificial intelligence, internet, acoustic holography, rapid prototyping were presented. Forecast of wellknown industrial corporations in the hydraulic drives in the first decade of the twentyfirst century was presented. The key problems that currently are connected with machinery and equipment industry, in particular elements and hydraulic systems was described.

Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in the pump used in a hydrostatic drive

Zygmunt Paszota

The paper presents theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in the pump with theoretical (constant) capacity q_{Pt} per one shaft revolution (with constant theoretical working volume V_{Pt}) and geometrical (variable) capacity q_{Pgv} per one shaft revolution (with variable volume V_{Pgv}). The models may be used in the laboratory and simulation investigations of the pump energy efficiency and the hydrostatic drive efficiency.

Modernization of electro-hydraulic lifting device

Ryszard Dindorf, Piotr Woś, Jerzy Wołkow

The paper deals with electro-hydraulically operated lifting device arise since in result of modernization of diesel engine forklift truck. A mechanical lifting device is from

dowane jest z masztu i ruchomej karetki z zawieszonymi widłami. Układ hydrauliczny zawiera siłownik pochylenia masztu i siłownik podnoszenia wideł. Siłowniki hydrauliczne sterowane zaworem rozdzielającym dwusekcyjnym utrzymują właściwe położenie masztu i wideł. Zasilacz hydrauliczny jest wyposażony w pompę zębatą napędzaną elektrycznie. Hydrauliczne urządzenie podnoszenia może być wykorzystane na stanowiskach badawczych lub dydaktycznych.

Azymutalny pędnik podowy z napędem hydraulicznym dla małej jednostki pływającej

Czesław Dymarski, Marcin Zagórski

W pracy przedstawiono projekt konstrukcyjny okrętowego pędnika azymutalnego z napędem hydraulicznym przeznaczonego dla małej jednostki pływającej. Cechą charakterystyczną tego pędnika jest to, że hydrauliczny silnik napędzający śrubę o skoku stałym zamocowany jest do znajdującej się pod wodą gondoli, a jego wał sprzęgnięty jest bezpośrednio z wałem tej śruby umieszczonej dyszy. Pionowa kolumna pędnika wraz z dyszą i gondolą może obracać się wokół osi pionowej o 360°. Napęd kolumny realizowany jest za pomoca małego silnika hydraulicznego poprzez przekładnię planetarną i dodatkowo jednostopniową walcową przekładnię zębatą o zębach prostych. Pędnik według projektu został wykonany i wstępnie przetestowany w Zakładzie Hydrauliki Siłowej HYDROMECH, a obecnie jest przygotowywany do badań w laboratorium.

Filtr samoczyszczący do wody i cieczy nisko lepkich

Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek, Marek Miziak

W pracy zaprezentowano nowe rozwiązanie filtra samoczyszczącego przeznaczonego do oczyszczania wody, niezbędnej do płukania, transportu materiałów, chłodzenia napędów i układów sterowania pracą urządzeń. Filtr zaprojektowano dla instalacji, w których ciśnienie wody wynosi 4 MPa. Innowacyjne rozwiązanie filtra pozwala chronić jego wkłady filtracyjne przed dużymi frakcjami zanieczyszczeń (np. podczas mast and moving carriage with hanged forks constructed. The hydraulic system includes mast tilt cylinder and a forklift cylinder. Hydraulic cylinders controlled by two-section directional valve maintain the proper position the mast and forks. Hydraulic supply unit is provided to electric drive gear pump. Hydraulic lifting device may be applied on research and didactic stands.

Azimuth pod thruster with hydraulic driver system for small vessel

Czesław Dymarski, Marcin Zagórski

The paper presents a design of an azimuth pod thruster with hydraulic drive system for a small vessel. Characteristic feature of the thrusters is localization in the water of the main hydraulic motor which drives a fixed pitch propeller located inside a nozzle. The motor is attached to the pod which is fixed to rotatable 360° vertical column with nozzle. The shaft of the motor is directly coupled inside pod with propeller shaft. The column is driven by a small hydraulic motor through planetary and cylindrical gears. The thruster has been build and preliminary tested at HYDROMECH and now is prepared to laboratory research.

Self-cleaning filter for water and low-viscosity liquids

Krzysztof Nieśpiałowski, Tomasz Jasiulek, Marek Miziak

New solution of self-cleaning filter designed for treatment of water which is required for washing, transportation of materials, cooling of drives and cooling of systems for control of equipment operation is presented in the paper. The filter was designed for installations, where water pressure is equal to 4 MPa. Innovative solution of the filter enables to

uruchamiania instalacji) oraz całą instalację przed osadzaniem się węglanu wapnia. Przedstawiono przegląd istniejących rozwiązań oraz cechy charakterystyczne i budowę filtra samoczyszczącego. Zaprezentowano projekt stanowiska przeznaczonego do przeprowadzenia badań i testów projektowanego filtra.

Zakres stosowania PE-UHMW na uszczelnienia i elementy prowadzące

Wojciech Okularczyk

W rozdziale przedstawiono aplikacje przemysłowe i wyniki badań zastosowań uszczelek z polietylenu o bardzo dużej masie cząsteczkowej. W kolejnych podrozdziałach zawarto opis: regeneracji siłowników pneumatycznych i efektów zastąpienia uszczelek skórzanych uszczelkami z PE-UHMW, pracy uszczelnień hydraulicznego złącza obrotowego o średnicy 480 mm, pracy łożysk ślizgowych w środowisku wodnym oraz wyniki badań ciśnieniowych uszczelek tłokowych do momentu zniszczenia.

Badanie szczelności łączników rurowych, jednokanałowych z żeliwa ciągliwego dla płynowych instalacji przemysłowych

Szymon Salamon

Wymagania jakościowe, dla łączników jednokanałowych z żeliwa ciągliwego, dla płynowych instalacji przemysłowych, są szczególnie ostre. Jednym z podstawowych wymagań jakościowych jest ich szczelność. W rozdziale przedstawiono przemysłowe stanowisko badania szczelności łączników rurowych oraz wyniki badania szczelności dla dwóch ich odmian: dwuzłączki prostej, natrętnej i płaskiej oraz łuku 90° krótkiego i nakrętnego.

Wyznaczanie charakterystyk elementów i układów hydraulicznych – stanowisko dydaktyczne

Jerzy Ickiewicz

W rozdziale przedstawiono konstrukcję mobilnego stanowiska dydaktycznego hydrauliki siłowej (typu HP 202), wspomagającego system nauczania w szkołach i na uczel-

protect the filter cartridges against big size contaminants (e.g. during start up of installation) and entire installation against deposition of calcium carbonate. Already existing solutions of self-cleaning filter, characteristic features of the filter and its design are given. A stand for tests of designed filter is presented.

Range of use of PE-UHMW foe seals and guiding components

Wojciech Okularczyk

The chapter presented industrial applications and researches conducted using seals made of polyethylene of ultra high molecular weight. The following subsections included: description of regeneration of pneumatic cylinders and replacement of leather seals with seals made of UHMW-PE, hydraulic rotary joint with a diameter of 480 mm, slide bushing working in water environment, pressure tests of the piston seals until their destruction.

Testing of leak tightness of single-channel pipe fittings made of ductile cast iron for fluid industrial installations

Szymon Salamon

Quality requirements for single-channel fittings ductile cast iron, for building industrials networks, are particularly stringent. One of the basic quality requirements is for them to be leak proof. This paper describes an industrial station to check tightness of pipe fittings, as well as tightness testing results for their two varieties, i.e. a straight, female, flat pipe union, and a 90° short female bend.

Determining characteristics of hydraulic elements and systems – instruction stand

Jerzy Ickiewicz

The present chapter describes the construction of a mobile instruction stand for power hydraulics (of the HP 202 type), facilitating the education process at schools and universities. The instruction

niach. Stanowisko składające się z zasilacza hydraulicznego z przyłączami szybkozłącznymi oraz stelaża do montażu badanych elementów hydraulicznych na płycie pionowej i poziomej, umożliwia przeprowadzenie ćwiczeń laboratoryjnych z zakresu tematycznego zaworów hydraulicznych, układów sterowanych dławieniowo i objętościowo oraz synchronizacji silników hydraulicznych. Całość stanowiska uzupełniona jest elektrycznym układem zasilającym i sterującym oraz urządzeniem diagnostycznym i pomiarowym.

Analiza badań doświadczalnych i modelowych hydrostatycznego układu napedowego transportera gasienicowego

Henryk Chrostowski, Zygmunt Domagala, Tomasz Siwulski, Waldemar Sradomski

Przedstawiono porównanie wcześniejszych wyników badań symulacyjnych z badaniami doświadczalnymi układu napędu jazdy transportera gąsienicowego TUR 600 w warunkach KWB Bełchatów. Z analizy statycznej i dynamicznej wynika, że zaprojektowany układ napędowy nie spełnia wymagań dla pewnych krańcowych warunków obciążenia. Wskazano możliwości poprawy sytuacji, z których najważniejsza to zmiana chłonności silnika hydraulicznego.

Porównanie metod synchronizacji ruchu elementów wykonawczych stosowanych w układach hydraulicznych

Zygmunt Domagała, Krzysztof Kędzia, Jarosław Prokopowicz

Układy hydrauliczne oprócz wielu zalet, takich jak: duża wydajność energetyczna 4-6 kW/kg, łatwość uzyskiwania zmiennych przełożeń, bezstopniowa regulacja szybkości ruchu elementów wykonawczych itp. posiadają również wady. Do wad zaliczamy między innymi problemy związane z synchronizacją ruchu elementów wykonawczych. W rozdziale przedstawiono krótką charakterystykę sposobów synchronizacji elementów wykonawczych napędów hydraustand, consisting of a hydraulic feeder with quick-fit terminals and a rack for assembling the investigated hydraulic elements on a vertical and a horizontal plate, makes it possible to perform laboratory tests pertaining to the subjects of hydraulic valves, throttle-controlled and volume-controlled systems, as well as synchronization of hydraulic motors. The instruction stand is additionally equipped with an electric power and steering system and also with a diagnostic and measurement device.

Analysis of experimental and simulation study hydraulic drive for tracked transporter

Henryk Chrostowski, Zygmunt Domagala, Tomasz Siwulski, Waldemar Sradomski

In paper there is presented a comparison between the earlier simulation results with experimental research of tracked transporter (TUR 600) drive system in conditions of KWB Bełchatów. The static and dynamic analysis shows that the designed drive system does not meet the requirements for certain extreme load conditions. There were shown possible solutions to improve the situation, the most important of them is to change the absorption of the hydraulic motor.

Comparison of methods for synchronization of movement of actuators used in hydraulic systems

Zygmunt Domagała, Krzysztof Kędzia, Jarosław Prokopowicz

Besides many advantages, such as high energy efficiency 4-6 kW/kg, easy obtaining of variable ratios, stepless control of speed of actuators, etc., hydraulic systems also have disadvantages. Problems associated with synchronization of movement of actuators are one of them. Short characteristics of methods for synchronization of actuators of hydraulic systems is presented in the paper and analysis of licznych oraz przeprowadzono analizę różnych sposobów synchronizacji pod kątem ich dokładności.

Ocena dokładności wyznaczenia charakterystyki sprężysto-tłumiącej zderzaka z ciekłym silikonowym elastomerem z produkcji seryjnej

Ryszard Gałąź, Andrzej Figiel

W pracy przedstawiono zarys historii oceny dokładności badania elastomeru i zderzaków z ciekłym silikonowym elastomerem. Przedstawiono ocenę błędów określenia podstawowych parametrów charakterystyki sprężysto-tłumiącej czterech zderzaków w trzech punktach ugięcia: około 0; 6; 12 mm. Porównano podstawowe parametry charakterystyki sprężysto-tłumiącej w funkcji prędkości obciążania zderzaka. Pracę kończy podsumowanie.

Badania układu sterowania sekcji obudowy zmechanizowanej w aspekcie nagłych przyrostów ciśnienia

Jarosław Czubaszek, Włodzimierz Madejczyk

Przedstawiono wyniki badań zmian ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka spowodowanych pracą zaworu zwrotnego sterowanego, przy różnych konfiguracjach układu zasilania przestrzeni nadtłokowej stojaka. Z pośród układów zaproponowanych przez producenta zaworów najkorzystniejsze właściwości ma rozwiązanie dotychczas stosowane w układach zasilania stojaków hydraulicznych. Wskazano kierunki dalszych badań nad przyczynami zmian ciśnienia spowodowanymi sterowaniem w układzie podpornościowym stojaka, dotyczące modelowania fizycznego zaworu.

Wpływ lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie tłokowej o zmiennej wydajności

Jan Koralewski

Pompy tłokowe o zmiennej wydajności są elementami napędu hydrostatycznego o dużych mocach i o najwyższej sprawności different methods for synchronization was made as regards their accuracy.

The accuracy evaluation of determining a basic parameter of spring-damping buffers characteristics with liquid silicon elastomer in series production

Ryszard Gałąź, Andrzej Figiel

The paper presents the evaluation history of research accuracy of elastomer and buffers with liquid silicone elastomer. The thesis describes the evaluation of errors that correspond with defining basic parameters of four spring-damping buffers characteristics in thee bending points: 0; 6 and 12 mm. The basic parameter of springdamping characteristics was compared as a function of the velocity of loading buffers. Thesis ends with conclusions.

Tests of control system of powered roof support in the aspect of sudden pressure increase

Jarosław Czubaszek, Włodzimierz Madejczyk

Results of tests of pressure changes in under-piston compartment of a leg caused by operation of controlled check valve, at different configurations of supply system of over-piston compartment of a leg. Solution that was used in supply systems of hydraulic legs so far has the most advantageous features among the systems suggested by manufacturer of valves. Plans of further tests on reasons of pressure changes caused by control in a support system of a leg, as regards physical modelling of valve, were shown.

Influence of hydraulic oil viscosity on the volumetric losses in a variable capacity piston pump

Jan Koralewski

The variable capacity piston pumps are elements of the great power and highest energy efficiency hydrostatic drives. They



energetycznej. Stosowane są w napędach urządzeń okrętowych takich jak: żurawie pokładowe, urządzenia sterowe, napęd główny mniejszych statków. Badań laboratoryjnych i symulacyjnych wpływu lepkości cieczy na straty energetyczne w pompie wyporowej o zmiennej wydajności dotychczas nie przeprowadzono. W pracy przedstawiono wyniki badań wpływu lepkości oleju hydraulicznego na straty objętościowe w pompie tłokowej pracującej w pełnym zakresie zmiany ciśnienia i wydajności.

Wpływ prędkości obrotowej na straty objętościowe w silniku hydraulicznym wyporowym

Agnieszka Maczyszyn

W rozdziale porównano dwie odmiany silników hydraulicznych wyporowych tłokowych osiowych, SWSB-63 i PTO2-16. Korzystając z danych uzyskanych podczas badań [2, 3], przedstawiono wykresy obrazujące natężenie $Q_{M\nu}$ strat objętościowych jako funkcję parametrów, które bezpośrednio wpływają na wielkość tych strat, czyli jako funkcję indykowanego spadku Δp_{Mi} ciśnienia w komorach roboczych silnika, prędkości obrotowej n_M wału silnika oraz lepkości ν cieczy roboczej (zgodnie z [9]).

Porównanie mocy strat energetycznych w wybranych elementach układów hydraulicznych

Grzegorz Skorek

W tym rozdziale porównano dwa układy ze sterowaniem dławieniowym, które zasilane były pompą o stałej wydajności. Poruszono tematykę związaną ze stratami energetycznymi układów hydrostatycznych z silnikami hydraulicznymi liniowymi sterowanymi rozdzielaczem proporcjonalnym. Przedstawiono i porównano wykresy mocy strat dwóch układów hydraulicznych pracujących przy tych samych parametrach prędkości i obciążenia siłownika lecz różniących się strukturą oraz możliwością oszczędności energii. are used in the drive systems of ship equipment such as deck cranes, steering gears, main propulsion of smaller vessels. The laboratory and simulation investigations of the influence of liquid viscosity on the variable capacity displacement pump energy losses have not been so far performed. The paper presents results of the investigations of impact the hydraulic oil viscosity has on the volumetric losses in a piston pump operating in the full range of its capacity and oil pressure.

Influence of rotational speed on volumetric losses in a hydraulic displacement motors

Agnieszka Maczyszyn

In the chapter, two variants of hydraulic displacement axial piston motors, SWSB-63 and PTO2-16, are compared. Using the data obtained from investigations [2, 3], diagrams are presented illustrating the intensity Q_{Mv} of volumetric losses as a function of parameters, which influence directly those losses, i. e. as a function of indicated decrease Δp_{Mi} of pressure in the motor working chambers, the motor shaft rotational speed n_M and the working liquid viscosity v (according to [9]).

Comparison of power losses in selected components of hydraulic systems

Grzegorz Skorek

In this chapter two hydrostatic systems with a throttling steering fed by a constant capacity pump were compared. The chapter includes a subject matter connected with an energy losses of hydrostatic systems with hydraulic linear motors controlled by proportional directional valve. Diagrams of power losses of two hydraulic systems worked at the same parameters of a speed and a load of hydraulic linear motor, which were different due to structure and ability of an energy saving, were presented and were compared.

Równoległa regulacja pozycyjno-siłowa	Parallel position - force control of electro-
serwonapędu elektrohydraulicznego z	hydraulic servo drive using adaptive
wykorzystaniem metod adaptacyjnych	methods
Piotr Woś, Ryszard Dindorf	Piotr Woś, Ryszard Dindorf
W pracy zaprezentowano wybrane zagad- nienia dotyczące pozycyjno-siłowej regulacji serwonapędu elektrohydraulicznego przy wykorzystaniu metod adaptacyjnych. Zasto- sowany w nim pomiar sił w istotny sposób rozszerza możliwości regulacji systemu sterowania elektrohydraulicznych serwona- pędu, w których do tej pory wykorzystywa- no tylko pomiar położenia. Pośrednia regu- lacja adaptacyjna umożliwia stałe monito- rowanie i aktualizację zjawisk dynamicz- nych zachodzących w układzie napędowym.	The paper presents selected issues of position-force control of electro-hydraulic servo drive system using adaptive methods. This kind of measure extends the capabilities of control system which uses only position measurements. Indirect adaptive control has allowed for the monitoring and updating the dynamic phenomena occurring in the drive.
Lokalizacja źródeł dźwięku w mikro-	Localization of noise sources in hydrau-
zasilaczu hydraulicznym	lic micro-power unit
Wacław Kollek, Piotr Osiński, Edward	Wacław Kollek, Piotr Osiński, Edward
Palczak, Janusz Rutański	Palczak, Janusz Rutański
W rozdziale przedstawiono przykładowe wyniki badań akustycznych wykonanych dla mikrozasilacza hydraulicznego. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem zestawu do holografii akustycznej. Wykorzystana aparatura pozwala na określenie wypromie- niowanej mocy akustycznej oraz na prze- prowadzenie lokalizacji źródeł dźwięku bazując na algorytmie przestrzennej tran- sformacji pól dźwiękowych (STSF - Spatial Transformation of Sound Fields).	In the chapter are examples of acoustic test results carried out on the microhy- draulic power units. Testing was conduc- ted using a set of sound to holografii. Used apparatus allows definition of radiated sound power and to carry out the location of the sound sources based on algorithm spatial transformation of sound fields (STSF).
Ekspercki system monitoringu i diagnos-	Expert system for monitoring and diagno-
tyki pomp wirowych średniociśnieniowych	stics of medium-pressure impeller pumps
Bogusław Hupa, Krzysztof Nieśpiałowski	Bogusław Hupa, Krzysztof Nieśpiałowski
Ekspercki system monitoringu i diagno-	MDP expert system for monitoring and
styki pomp wirowych średniociśnienio-	diagnostics of medium-pressure impeller
wych - MDP, przeznaczony jest do prze-	pumps is designed for transformation of
twarzania wyników pomiarów wybranych	results of measurements of selected
parametrów pracy na informacje użytecz-	operational parameters into information
ne dla służb utrzymania ruchu i komórek	useful for the personnel responsible for
nadzoru pracy pompy. Na podstawie analizy	maintenance and supervision of pump
wyników pomiarów system przeprowadzi	operation. The system will make technical

czyny zagrożeń, wskaże środki zaradcze, a także wyznaczy optymalny czas przepro-

diagnozę techniczną pompy, prezentując

wyniki i prognozując możliwość wystąpie-

nia awarii. Określi prawdopodobne przy-

297

diagnosis of the pump on the basis of

analysis of measurements results, presenting the results and it will predict possible

failure. It will determine possible hazards, show remedial measures and determine

wadzenia remontu. W pracy przedstawiono opis systemu MDP, zasady jego projektowania i korzyści wynikające z jego zastosowania w diagnostyce pomp wirowych średniociśnieniowych.

System monitorowania ilościowego zużycia mediów nieelektrycznych

Adam Broja, Andrzej Halama

Głęboka analiza procesów w zarządzaniu mediami pozwala na wysunięcie wniosku, że zarządzanie mediami to proces ciągłej i systematycznej kontroli zużycia mediów zgodnie z uprzednio przygotowanym planem w celu minimalizacji kosztów, przy zachowaniu parametrów produkcji. Zarzadzanie mediami tym różni się od programów oszczędnościowych, że jest nie tylko o wiele szersze tematycznie, ale jednocześnie nie ma znamion akcyjności. W rozdziale omówione zostaną aspekty wprowadzenia w KWK "Staszic" aktywnej polityki racjonalizacji zużycia mediów nieelektrycznych i poprawy efektywności ekonomicznej zakładu górniczego oraz przedstawiony zostanie sposób i miejsca praktycznej realizacji systemu aktywnego dobowego kontrolowania ilościowego zużycia mediów nieelektrycznych w dołowych i powierzchniowych instalacjach sprężonego powietrza, wody pitnej i p.pożarowej oraz emulsji.

Podowy, spalinowo-hydrauliczny układ napędowy na małą jednostkę rybacką

Czesław Dymarski, Daniel Piątek

W rozdziale przedstawiono wyniki prac projektowych, których celem jest stworzenie jednostki rybackiej optymalnej dla polskiej strefy brzegowej. Realizacja zadań wykonanych w ramach grantu rozwojowego NCBiR, obejmowała układ napędowy i technologiczny jednostki. Po uwzględnieniu specyfiki południowego Bałtyku i wpływu uwarunkowań prawnych do dalszych prac wytypowano stalowy kuter trałowy o długości 12 m. W zaoptimal time of repair. Description of MDP system, principles for its designing and benefits resulting from its use in diagnostics of medium-pressure impeller pumps is presented in the paper.

System for monitoring the quantitative consumption of non-electric media

Adam Broja, Andrzej Halama

A deep analysis of processes relating to control of media allows us to arrive at the conclusion that the control of media is a process of a continuous and methodical control of their consumption according to previously prepared plan in order to minimize the costs with keeping the production parameters. The management of media differs from saving programs not only in this way that it is thematically much more broader but at the same time it has not the hallmarks of only "one-time" actions. There have been discussed the aspects of implementation of the active policy of improvement in consumption of non-electric media and improvement in economic performance in the hard coal mine "Staszic". A method and places of practical realization of an active diurnal control of quantitative consumption of non-electric media in the underground and surface installations of compressed air, drinking and fire-fighting water, and emulsion has been presented as well.

Pod diesel-and-hydraulic drive system for small ship

Czesław Dymarski, Daniel Piątek

This chapter presents the results of design work, which aims to create a ship optimized for the Polish fisheries coastal. Execution of the tasks performed under the development grant NCBiR, covered propulsion and technological systems. After taking into account the specificities of the southern Baltic Sea and the impact of the legal conditions for further work were selected steel trawl fishing boat with a

kresie układu napędowego rozwijano dwie koncepcje: klasyczną – z przekładnią redukcyjną, linią wałów i śrubą nastawną oraz nowatorską – bezwałową, z przekładnią hydrostatyczną i hydraulicznym pędnikiem gondolowym własnej konstrukcji. W obrębie układu technologicznego postawiono na modułowość pozwalającą na łatwą zamianę aktywnych i pasywnych narzędzi połowowych oraz automatyzację procesu połowowego poprzez zastosowanie pomp rybnych i żurawika pomocniczego.

Zintegrowany układ napędu hydraulicznego nowatorskiego systemu wodowania łodzi ratunkowych z dużego statku pasażerskiego

Czesław Dymarski

Prezentowany artykuł jest kontynuacją prac [5, 6 i 7] dotyczących nowatorskich koncepcji urządzeń ewakuacji ludzi z dużych statków pasażerskich. Przedstawiono w nim nowy zintegrowany układ napędu i sterowania hydraulicznego wyciągu łańcuchowego z zamocowanymi na nim łodziami ratunkowymi oraz furto-rampy rufowej. Dodatkowymi elementami nowości jest zastosowanie tu furto-rampy z elementem wypornościowym i zwiększenie jej funkcji do samoczynnego dostosowania kąta jej wychylenia roboczego w przypadku znacznego przegłębienia statku na dziób. Zwiększa to bezpieczeństwo i komfort ewakuacji w tych trudnych warunkach, ale wymagało opracowania bardziej złożonego układu napędu i sterowania.

Układ hydrauliczny samojezdnej wiertniczy przeznaczonej do otworów geologiczno-poszukiwawczych

Jan Marianowski, Wojciech Teper, Mikołaj Pacewicz

Celem pracy było przedstawienie i analiza funkcjonowania układu hydraulicznego wiertnicy GEFCO SpeedStar 185K. Zakres pracy obejmował opis podstawowych zagadnień związanych z wiertnictwem, opis konstrukcji i zasadę działania urządzenia, length of 12 [m]. In terms of propulsion system developed two concepts: classic with reduction gear, shaft line and controllable pitch propeller and an innovative adjustable - shaftless, with hydrostatic transmission and hydraulic pod propeller of his own design. Within the technological system erected on the modularity allows for easy conversion of active and passive fishing tool and automate the fishing process through the use of fish pumps and auxiliary crane.

Integrated hydraulic drive system of innovatory system for launching of lifeboats from a big passenger ship

Czesław Dymarski

Presented project is a continuation of projects [5, 6 and 7] as regards innovatory concepts of equipment for evacuation of people from big passenger ships. New integrated system of hydraulic drive and control of chain hoist with installed lifeboats and furto stern ramp is presented. Use of furto ramp with displacement component and automatic adjustment of its operational angle in the case of significant beak trimming of the ship are additional novelty solutions. It increases safetv and comfort of evacuation in difficult conditions, but it required development of more compex system of drive and control.

Hydraulic System of Self-Propelled Drilling Rig Destined for Geology Prospecting Holes

Jan Marianowski, Wojciech Teper, Mikołaj Pacewicz

The aim of the work was a presentation and analysis of operation of the GEFCO SpeedStar 185K drilling rig hydraulic system. The range of work covered a description of basic problems of construction and principle of operation of equip-

podanie parametrów konstrukcyjnych i technologicznych urządzenia, oraz szczegółowy opis i działanie układu hydraulicznego wiertnicy. Na końcu pracy zamieszczono wnioski z eksploatacji urządzenia i zalecenia konstrukcyjno-eksploatacyjne.

ment, application of its construction and technology parameters as well as detailed description and operation of the drilling rig hydraulic system. At the end of work the conclusions of equipment exploitation and construction and operating recommendations have been given.